

ANÁLISIS TERMODINAMICO DE LOS CICLOS DE RANKINE

Trabajo Final de Grado



Facultat de Nàutica de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

Trabajo realizado por:
Sergi Fusté Paredes

Dirigido por:
Germán de Melo Rodríguez

Grado en Tecnologías Marinas

Barcelona, 8 de Abril de 2015

Departamento de Ciencia e Ingeniería Náutica



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Facultat de Nàutica de Barcelona

Agradecimientos

A Irene, por la ayuda a lo largo del proceso y el apoyo incondicional

Resumen

Este proyecto final de grado tiene como objetivo general el estudio y análisis termodinámico del ciclo de Rankine y sus modificaciones. Pretende dar un enfoque general de los distintos parámetros que intervienen y afectan en el aumento del rendimiento de las instalaciones que trabajen con él, así como de las variaciones del ciclo de Rankine para instalaciones de gran potencia, como son el ciclo Rankine con recalentamiento y el ciclo regenerativo de Rankine.

En definitiva, la finalidad de este proyecto tiene dos claros objetivos; el primero es determinar qué parámetros afectan al aumento del rendimiento del ciclo. Y en segundo lugar, estudiar cómo se traduce este aumento de rendimiento en ahorros de consumo de combustible y emisiones de CO₂.

Para la elaboración del trabajo y del cálculo de los distintos ciclos representados se ha requerido de "Cyclepad". Un programa informático de simulación de ciclos termodinámicos, que ha agilizado el proceso de cálculo de los diferentes ciclos estudiados en este proyecto.

Abstract

The project overall objective is the study and thermodynamic analysis about Rankine cycle and its Modifications. This project aims to discuss the various parameters which affecting the performance gain of this cycle. The project also examines variations Rankine cycle for great powers, such as the Rankine cycle with reheat and regenerative Rankine cycle.

The purpose of this project has two clear objectives: the first is to determine which parameters affect the cycle performance increase. And secondly, to study how this performance increase affect in fuel savings and CO2 emissions.

To prepare the work and the calculation of the various represented cycles has been required "Cyclepad". A computer simulation of thermodynamic cycles, which has streamlined the process of calculating the various cycles studied in this project.

Tabla de contenidos

| | |
|---|------------|
| Agradecimientos..... | iii |
| Resumen..... | v |
| Abstract..... | vi |
| Tabla de contenidos..... | vii |
| Introducción | 1 |
| 1. El ciclo de Carnot..... | 3 |
| 1.1. El ciclo de Carnot con un gas perfecto..... | 3 |
| 1.2. Rendimiento térmico de cualquier ciclo | 8 |
| 1.3. Rendimiento del ciclo de Carnot con gas perfecto..... | 8 |
| 1.4. Rendimiento del ciclo de Carnot para una sustancia cualquiera..... | 10 |
| 1.5. El ciclo de Carnot con vapor de agua..... | 11 |
| 2. El ciclo de Rankine..... | 13 |
| 2.1. El ciclo básico de Rankine | 13 |
| 2.2. Rendimiento térmico del ciclo Rankine | 15 |
| 2.3. Elevación del rendimiento del ciclo de Rankine con el aumento de la presión inicial de la expansión | 16 |
| 2.4. Elevación del rendimiento del ciclo de Rankine con el aumento de la temperatura inicial en la expansión..... | 18 |
| 2.5. Elevación del rendimiento del ciclo de Rankine con la disminución de la presión final de la expansión | 20 |
| 2.6. Balance energético del ciclo real y rendimientos | 22 |
| 3. Ciclos de gran potencia | 25 |
| 3.1. Ciclo de recalentamiento intermedio..... | 25 |

| | |
|--|-----------|
| 3.2. Ciclo regenerativo | 29 |
| 3.2.1. Ciclo de Ericsson..... | 29 |
| 3.2.2. Ciclo regenerativo ideal | 31 |
| 3.2.3. Cálculo de las extracciones | 33 |
| 3.2.4. Rendimiento del ciclo en función de la presión y el número de extracciones | 34 |
| 3.3. Ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio | 37 |
| 4. Consumo de combustible | 41 |
| 4.1. Estudio comparativo del ahorro de combustible en una central térmica de 350 MW .. | 41 |
| 5. Emisiones de CO₂ | 55 |
| Conclusiones | 57 |
| Bibliografía | 61 |
| ANEXO | 63 |

Introducción

La finalidad de este proyecto consiste en un estudio y análisis termodinámico del ciclo de Rankine, así como de sus modificaciones para obtener un mayor rendimiento. Este estudio es de gran importancia en centrales de gran potencia y generación de energía, ya que un mínimo aumento se traduce en un gran ahorro de combustible y emisiones de efecto invernadero.

En primer lugar se estudiará el ciclo de Carnot y la importancia que éste tiene para nuestro estudio, ya que es el ciclo con mayor rendimiento. Para ello veremos cómo se determina el rendimiento del ciclo y qué información nos da, que podamos aprovechar para mejorar el ciclo de Rankine.

El análisis termodinámico del ciclo de Rankine se realizará asumiendo una serie de hipótesis ideales y con la ayuda del programa informático Cyclepad, con el que podremos realizar cualquier simulación de ciclo, se observará cómo evoluciona el rendimiento en función de algunos parámetros modificados. Estos primeros parámetros serán tanto presiones y temperaturas a la entrada de la turbina, como presiones en el condensador. Se verá entonces cómo afectan estos cambios tanto al rendimiento como a otros parámetros de interés, como calidad del vapor y trabajo de la turbina.

Más adelante se estudiarán variaciones en la instalación del ciclo. Estas variaciones consistirán en recalentamientos intermedios y extracciones de regeneración. Se estudiará qué presiones intermedias, de recalentamiento o extracción, determinan un mayor rendimiento para el ciclo. Además se verá cómo el número de regeneraciones afecta al rendimiento y si existe un máximo de éstas.

También se comparará cómo afecta un aumento del rendimiento del ciclo de Rankine al consumo de combustible para una misma instalación y potencia definida. Asimismo se verá cómo este consumo de combustible afecta a las emisiones de CO_2 para distintos combustibles.

Finalmente se realizará un estudio de los resultados obtenidos para elaborar y definir unas conclusiones claras de cómo ha tendido a evolucionar en el último siglo la elaboración del ciclo de potencia térmica de Rankine.

1. El ciclo de Carnot

Para conseguir trabajo mecánico de un combustible, necesitamos la manera de transformar el calor en trabajo. La manera más común es a través de un agente evolutivo que suele ser agua.

El calor generado por el combustible se transfiere al agua líquida en la caldera, este la transforma en vapor y aumenta su entalpía. El vapor se envía a la turbomáquina, donde parte de su calor se transforma en trabajo. Después en el condensador cambia de estado nuevamente, cediendo parte de su calor restante al agua de refrigeración. Finalmente en estado líquido, vuelve a la caldera para completar el ciclo.

El agua o agente evolutivo sufre un ciclo cerrado, del que debemos encontrar la manera de aprovechar al máximo el calor del combustible. Como sabemos que el ciclo de máximo rendimiento es el de Carnot, será el primero que estudiaremos.

1.1. El ciclo de Carnot con un gas perfecto

El Ciclo de Carnot, representado en el plano Pv en la figura (1.1), que puede funcionar como sistema cerrado o como sistema de flujo en régimen estacionario, está compuesto por dos procesos isotérmicos e internamente reversibles y dos procesos adiabáticos e internamente reversibles.

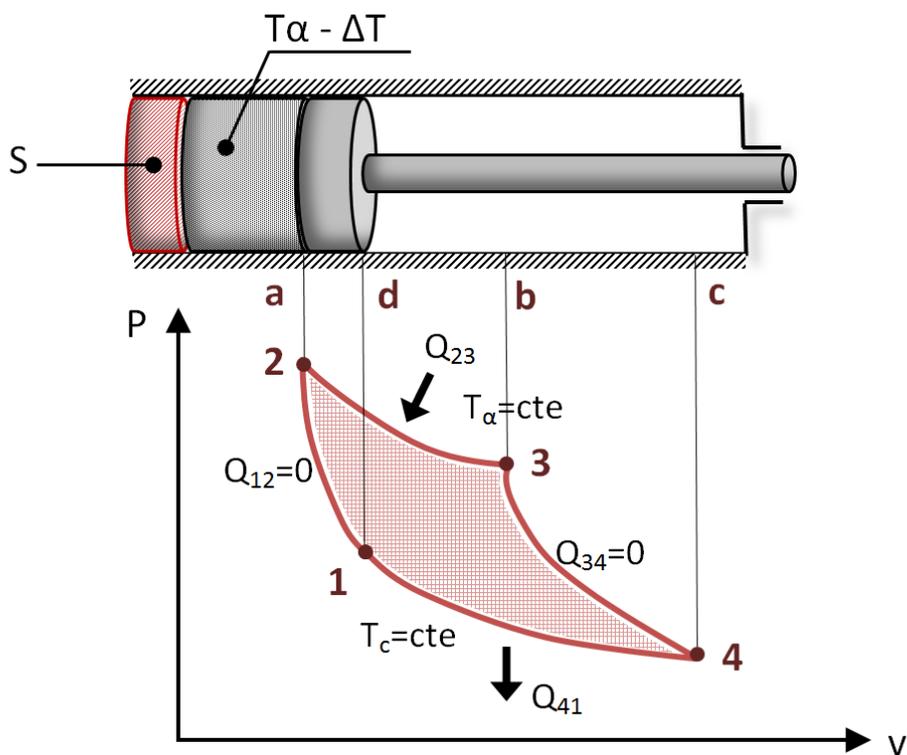


Figura 1.1: Ciclo de Carnot para un gas perfecto en el plano Pv .

2-3 Expansión isotérmica, ($Q_{23} > 0$)

3-4 Expansión adiabática, ($Q_{34} = 0$)

4-1 Compresión isotérmica, ($Q_{41} < 0$)

1-2 Compresión adiabática, ($Q_{12} = 0$)

Supongamos en primer lugar que el ciclo de Carnot es realizado por un gas perfecto. El cilindro de la figura está lleno de 1kg de gas siendo, por tanto, el volumen limitado por las paredes del cilindro y del émbolo igual al volumen específico en cada instante. El cilindro es perfectamente adiabático, excepto en la culata S, que puede ponerse en contacto con depósitos que proporcionan transferencia de calor o mantenerse adiabática.

- En la expansión isotérmica 2-3 figura (1.2): la temperatura del gas es T_a y la culata del cilindro está en contacto con una fuente de calor de gran capacidad para que la temperatura T_a del gas se mantenga constante en dicho proceso. Cuando el gas se expande lentamente, la temperatura tendería a disminuir $T_a - \Delta T$, donde $\Delta T \rightarrow 0$, condición necesaria para que el proceso sea reversible. La cantidad de calor total transferido al gas durante el proceso 2-3 es Q_{23} .

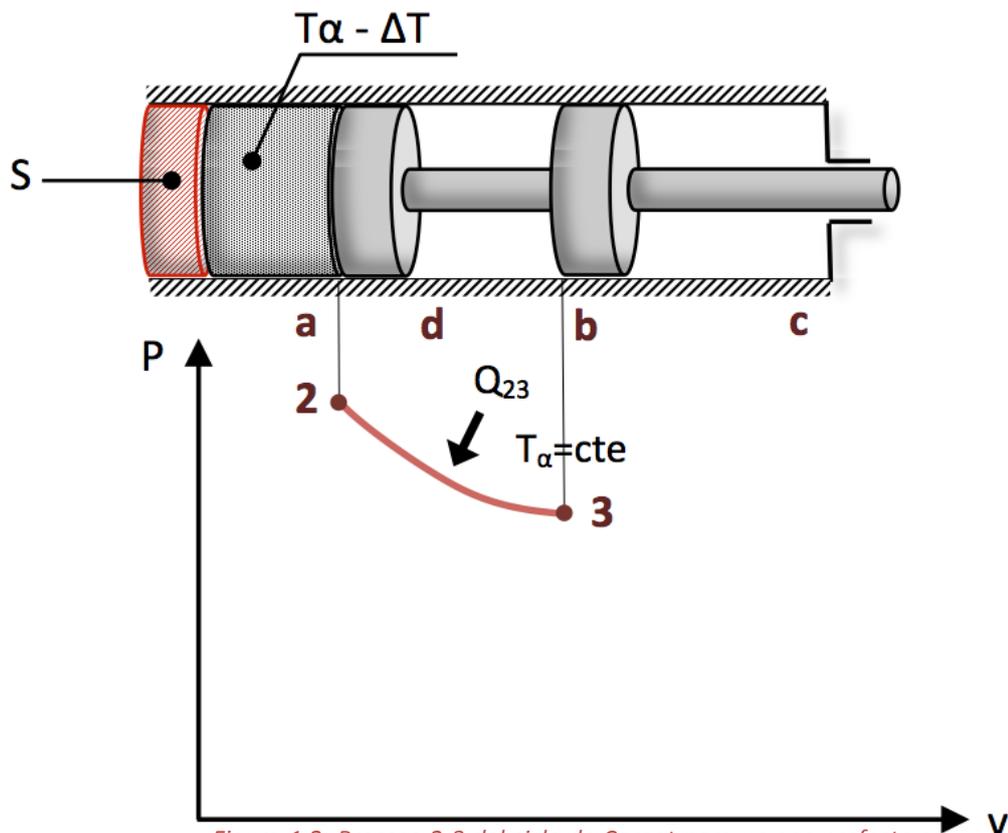


Figura 1.2: Proceso 2-3 del ciclo de Carnot para un gas perfecto en el plano Pv .

- En la expansión adiabática 3-4 figura (1.3): En este caso la fuente de calor se elimina y se aísla la culata de manera que el proceso sea adiabático. El gas continúa expandiéndose y realiza trabajo sobre los alrededores hasta que su temperatura disminuye hasta T_c . El émbolo no experimenta fricción, de modo que el proceso es reversible y adiabático.

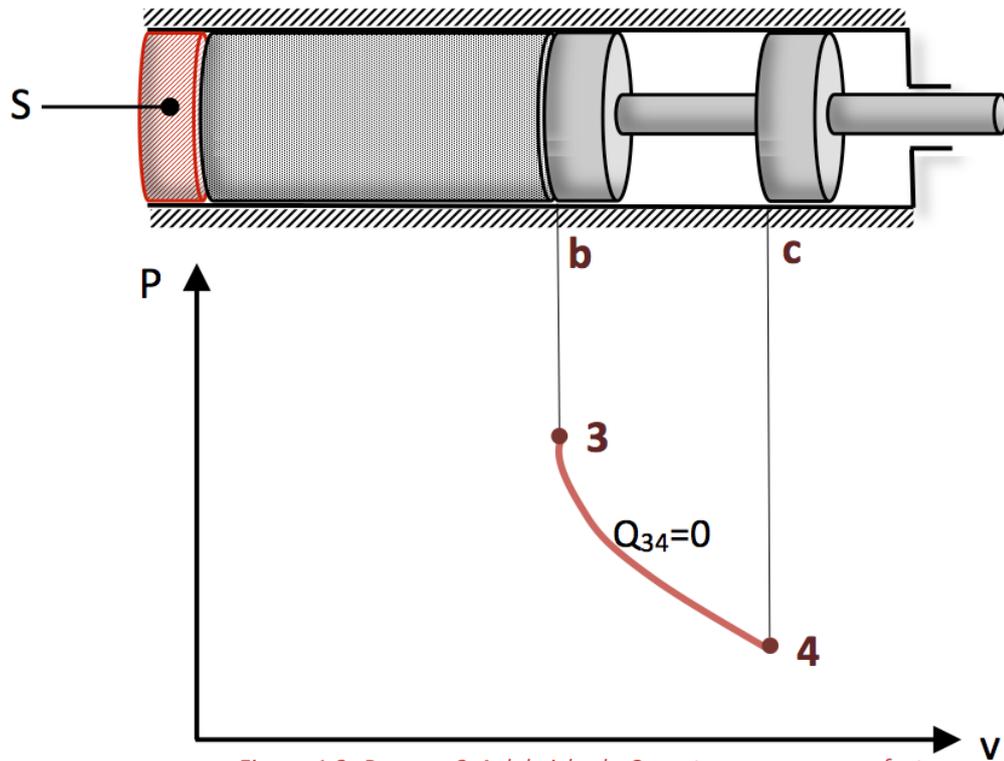


Figura 1.3: Proceso 3-4 del ciclo de Carnot para un gas perfecto en el plano Pv.

Tanto la expansión isotérmica 2-3 como en la adiabática 3-4, el gas realiza trabajo exterior, siendo $W_{24} = \int_2^4 p \, dv > 0$

- En la compresión isotérmica 4-1 figura (1.4): Se retira el aislamiento de la culata y el sistema se pone en contacto con una fuente fría también de gran capacidad y, por tanto, de temperatura constante T_c . El calor fluye del gas a la fuente fría durante el proceso 4-1 y a medida que el gas se comprime su temperatura tiende a incrementarse, pero al estar en contacto con la fuente fría, esto no ocurre. El proceso será reversible, porque también ahora $\Delta T \rightarrow 0$. La cantidad de calor rechazado del gas durante el proceso es Q_{41} .

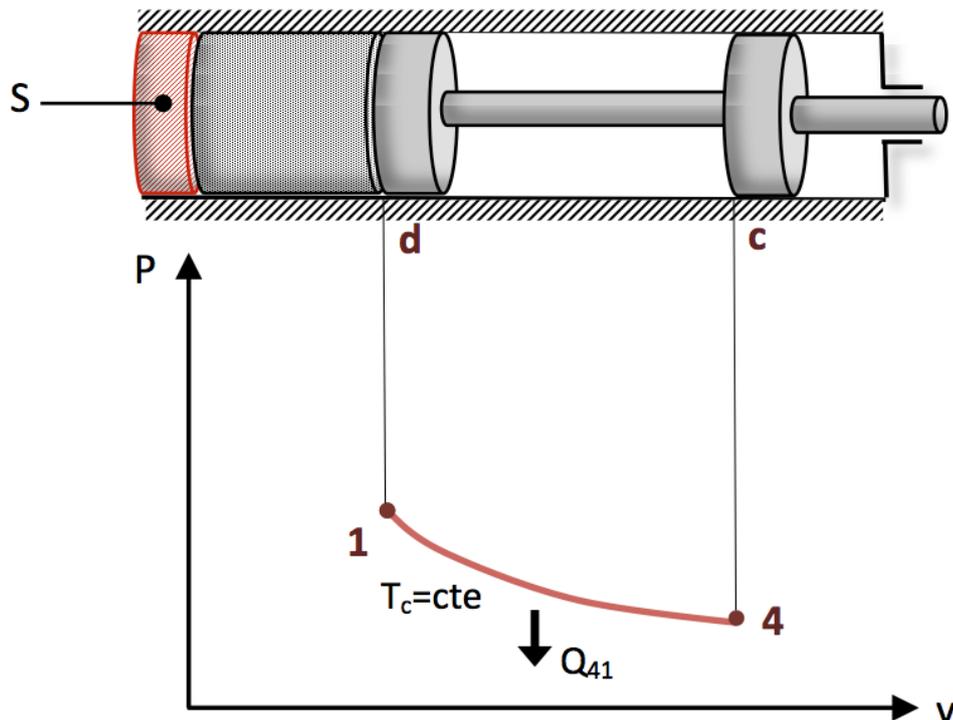


Figura 1.4: Proceso 4-1 del ciclo de Carnot para un gas perfecto en el plano Pv .

- En la compresión adiabática 1-2 figura (1.5): Se retira la fuente de baja temperatura, se aísla el sistema a través de la culata del cilindro y se comprime el gas de manera reversible, de esta forma el gas vuelve a su estado inicial T_a . Este proceso de compresión adiabático y reversible completa el ciclo.

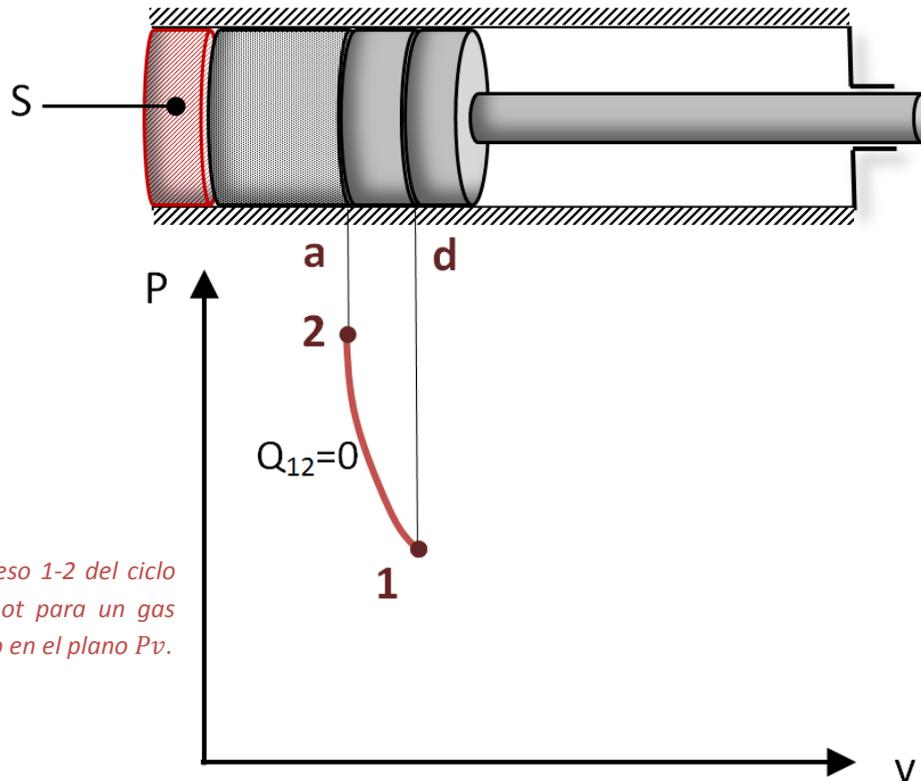


Figura 1.5: Proceso 1-2 del ciclo de Carnot para un gas perfecto en el plano Pv.

Ambos procesos de compresión isotérmica 4-1 y de compresión adiabática 1-2 absorben trabajo exterior $W_{42} = \int_4^2 p \, dv < 0$

Si suponemos que el ciclo se recorre en sentido de las agujas del reloj, la suma algebraica $W = W_{24} + W_{42} > 0$ es el trabajo exterior útil del ciclo y la suma algebraica $Q = Q_{23} + Q_{41} > 0$ el calor transformado en trabajo. Verificando según el primer principio de la termodinámica:

$$W = Q$$

Al ser un ciclo reversible, el de Carnot es el más eficiente que opera entre dos límites de temperatura especificados y exige que en ninguno de los cuatro procesos exista rozamiento alguno. Aun cuando el ciclo de Carnot no se puede lograr en la realidad, la eficiencia de los ciclos reales se mejora al intentar aproximarse al máximo a él.

1.2. Rendimiento térmico de cualquier ciclo

Para conocer y evaluar la capacidad de aprovechamiento de un motor o maquina térmica se define el llamado rendimiento térmico. En todo ciclo, el rendimiento térmico es el cociente del trabajo exterior del ciclo por el calor absorbido de la fuente caliente, Q_a .

Según el primer principio de la termodinámica:

$$Q = \Delta h + \Delta z g + \Delta \left(\frac{c^2}{2} \right) + W \quad \text{Ec. 1.2}$$

Y como se trata de un ciclo completo, donde la sustancia vuelve a su estado inicial, $\Delta h = 0$, además si suponemos que la energía cinética y potencial también vuelven a su valor inicial, $\Delta z g = 0$ y $\Delta \left(\frac{c^2}{2} \right) = 0$, se obtendrá que $Q = W$; pero:

$$Q = Q_a - Q_c$$

- donde Q_c es el calor cedido a la fuente fría, luego el rendimiento térmico será:

$$\eta_t = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a} \quad \text{Ec. 1.3}$$

1.3. Rendimiento del ciclo de Carnot con gas perfecto

Para calcular el calor en una transformación isotérmica reversible de un gas perfecto, sabemos que:

toda transformación reversible:

$$dQ = du + p dv$$

y para una transformación isotérmica de gas perfecto, la energía interna es función de la temperatura solamente, $du = 0$. Integrando la ecuación, se tendrá:

$$Q = \int p dv$$

Por otra parte,

$$p = \frac{p_1 V_1}{V}$$

(Ley de Boyle-Mariotte)

Sustituyendo e integrando entre los límites de un proceso cualquiera 1-2, se obtiene finalmente:

$$Q_{12} = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = R_i T_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

Según esta ecuación y para un gas perfecto en el proceso 2-3 de la figura (1.1):

$$Q_{23} = R_i T_a \ln \frac{V_3}{V_2} = Q_a$$

y en el proceso 4-1 de esa misma figura (1.1):

$$Q_{41} = R_i T_c \ln \frac{V_4}{V_1} = Q_c$$

y según la Ec. 1.3 el rendimiento térmico será:

$$\eta_t = \frac{T_a \ln \frac{V_3}{V_2} - T_c \ln \frac{V_4}{V_1}}{T_a \ln \frac{V_3}{V_2}} \quad \text{Ec. 1.4}$$

De un proceso adiabático reversible sabemos, $pv^\gamma = cte$ (gas perfecto, $\gamma=cte$) que escrito entre dos estados cualquiera 1 y 2:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\gamma$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1}$$

Si en el ciclo $T_4 = T_1 = T_c$ y $T_3 = T_2 = T_a$, se tiene:

$$\left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1}$$

luego:

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{o bien,} \quad \frac{V_3}{V_2} = \frac{V_4}{V_1}$$

Finalmente simplificando en la Ec. 1.4 el rendimiento se expresa como:

$$\eta_t = \frac{T_a - T_c}{T_a} \quad \text{Ec. 1.5}$$

1.4. Rendimiento del ciclo de Carnot para una sustancia cualquiera

El teorema de Carnot nos dice que el ciclo de Carnot realizado con una sustancia cualquiera, tiene el mismo rendimiento que el ciclo de Carnot para el gas perfecto. Éste es el rendimiento máximo que puede tener una máquina térmica que opera entre los dos depósitos de energía térmica a temperatura T_c y T_a . Todas las máquinas térmicas irreversibles (reales) que operan entre estos límites de temperatura (T_c y T_a) tienen eficiencias menores. Una máquina térmica real no puede alcanzar esta máxima eficiencia teórica porque es imposible eliminar por completo las irreversibilidades relacionadas con el ciclo real.

Si analizamos la eficiencia térmica de una máquina térmica reversible (ideal)

$\eta_{ter} = 1 - \frac{T_c}{T_a}$, vemos que podemos aumentar la eficiencia aumentando T_a y disminuyendo T_c . Estas temperaturas están en función de los calores que se intercambian, entonces si disminuimos T_c el calor rechazado será menor y si aumentamos T_a el calor aportado será mayor. Esto lo podemos aplicar también a las máquinas térmicas reales. Es decir, la eficiencia térmica de las máquinas térmicas reales se puede maximizar al suministrar calor hacia la máquina a la temperatura máxima posible (limitada por la resistencia de los materiales) y al rechazar calor de la máquina a la menor temperatura posible (limitada por la temperatura del medio de enfriamiento).

1.5. El ciclo de Carnot con vapor de agua

Este ciclo teóricamente podría realizarse mediante dos isotermas y dos isentrópicas cualesquiera. Pero en la práctica, la adición de calor se debe realizar en una caldera isobáricamente y la cesión de calor en un condensador isobáricamente también. Esto implica que la temperatura máxima del ciclo no pueda ser superior a la crítica, y que el ciclo se deba realizar en la zona de vapor húmedo, ya que es donde coinciden las isobaras con las isotermas. El ciclo de Carnot con vapor de agua se representa en los planos Pv , Ts y hs , en la figura (1.6; a, b, c).

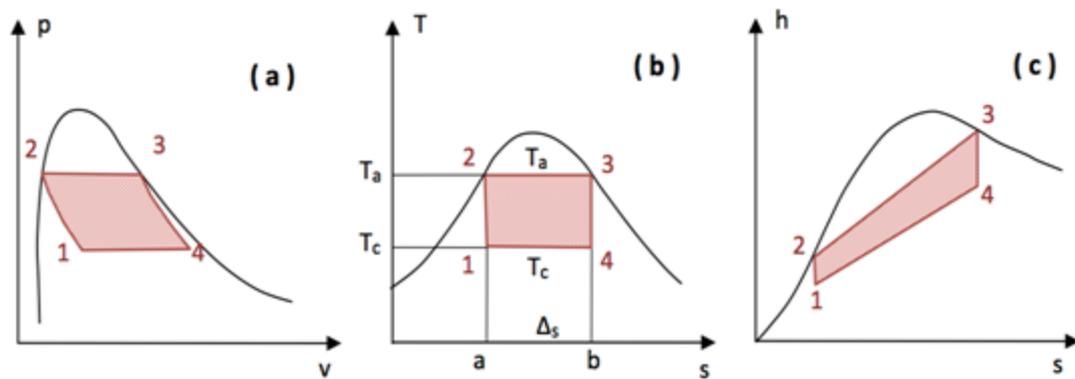


Figura 1.6: Ciclo de Carnot para vapor de agua (a) en el plano Pv ; (b) en el plano Ts ; (c) en el plano hs .

El mismo rendimiento de la *Ec.1.5*, puede expresarse en función de las entalpías.

Calor absorbido por el fluido en la caldera:

$$Q_a = Q_{23} = h_3 - h_2 \quad (Q_{23} > 0)$$

Calor cedido por el fluido en el condensador:

$$Q_c = -Q_{41} = (h_4 - h_1) \quad (Q_{41} < 0)$$

Estas dos ecuaciones se deducen del primer principio *Ec.1.2*, despreciando la energía cinética y potencial del fluido antes y después del elemento en estudio.

Trabajo neto del ciclo

$$\begin{aligned} Q_{23} + Q_{41} &= Q_a - Q_c = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \\ &= \text{Trabajo de la turbina, } W_t - \text{Trabajo del compresor, } W_c \end{aligned}$$

Si lo expresamos en función de la *Ec.1.3*, que representa el rendimiento térmico de un ciclo ideal cualquiera:

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

La realización del ciclo de Carnot con el vapor de agua tiene los siguientes inconvenientes:

- 1- El rendimiento alcanzable es pequeño, ya que según la Ec. 1.5 si la T_c no puede ser inferior a la temperatura del agua de refrigeración, el rendimiento solo será mayor cuando T_a aumente; pero T_a no podrá ser superior a la temperatura crítica del agua $T_{critica} = 374,15 \text{ }^\circ\text{C}$.
- 2- En el ciclo real la bomba o compresor tiene un rendimiento muy bajo, ya que trabaja con vapor húmedo y el volumen específico es muy grande. Cuanto menor sea el volumen específico, menor será el trabajo.

$$W_{bb} = \int v dP$$

- 3- El trabajo neto del ciclo es pequeño. En la figura (1.6; c) al observar las líneas 2-3 y 1-4, se ve que el trabajo de compresión ($h_2 - h_1$) sería menor si se realizase en la fase líquida, mientras que el trabajo de expansión ($h_3 - h_4$) sería mayor si se realizase en la fase gaseosa.
- 4- La potencia específica de la turbina es muy pequeña, ya que al trabajar con vapor húmedo debe ser muy voluminosa y por tanto costosa.
- 5- Al final de la expansión, la turbina trabajará con un grado de humedad muy alto. Esto hace que los álabes de la turbina sufran daños a causa de las partículas de vapor condensadas. La única manera de evitarlo es trabajar con un ciclo que nos permita expandir con vapor sobrecalentado.

2. El ciclo de Rankine

2.1. El ciclo básico de Rankine

Como se ha visto, el ciclo de Carnot es difícilmente realizable y conlleva una serie de inconvenientes. Por eso se desarrolló otro ciclo que pudiera operar en condiciones similares, eliminando los aspectos imprácticos asociados al ciclo de Carnot. Este es el ciclo de Rankine, representado en la figura (2.1; a, b, c).

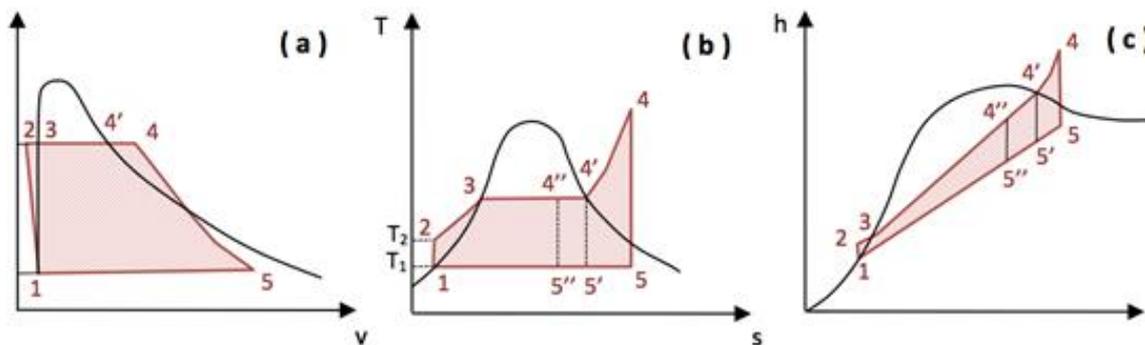


Figura 2.1: Ciclo ideal de Rankine para vapor de agua (a) en el plano Pv ; (b) en el plano Ts ; (c) en el plano hs .

En la figura (2.1; b y c) se han dibujado tres variantes del ciclo: 1-2-3-4''-5''-1, ciclo de Rankine con vapor húmedo a la entrada de la turbina; 1-2-3-4'-5'-1, ciclo de Rankine con vapor inicialmente saturado a la entrada de la turbina; y 1-2-3-4-5-1, ciclo de Rankine con vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina. Este último es el más utilizado y el de mayor rendimiento, por lo que será el que estudiaremos.

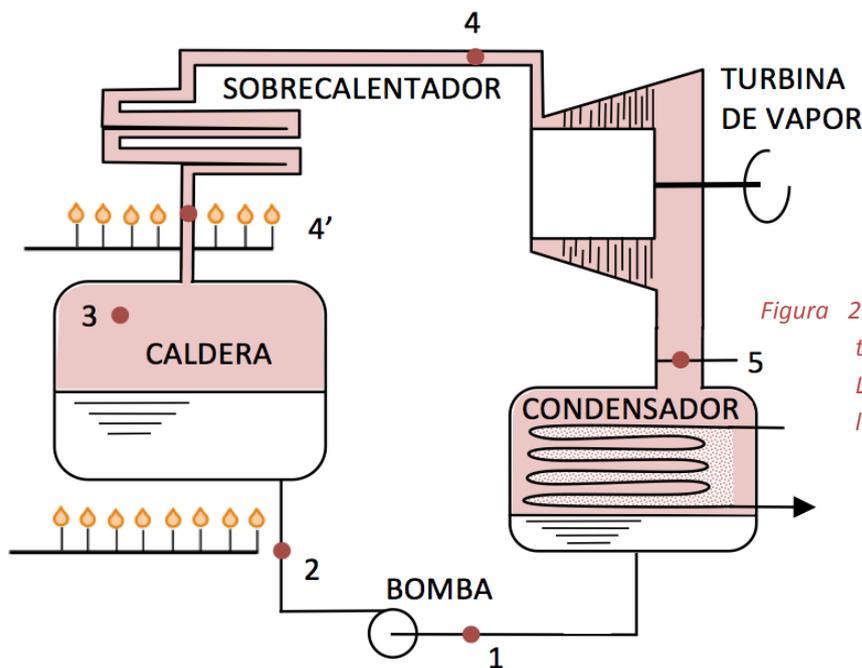


Figura 2.2: Esquema de una instalación térmica de vapor con recalentador. Los números se corresponden con los de la figura 2.1.

En la figura (2.2) se representa un esquema de la instalación en la que se puede realizar el ciclo de Rankine. Los procesos que intervienen son los siguientes:

- 1- El proceso 4-5 de expansión isentrópica del vapor en la turbina, es también reversible y adiabático, luego $Q = 0$. Según el primer principio de la termodinámica Ec. 1.2:

$$W_{45} = \text{Trabajo de la turbina} = h_4 - h_5$$

- 2- El proceso 5-1 de condensación isobárica del vapor en el condensador. A diferencia del ciclo de Carnot, se condensará hasta el estado de líquido saturado. De esta manera la compresión podrá ser en fase líquida, que como se ha visto, tiene la ventaja de reducir el trabajo de compresión. El calor cedido será:

$$-Q_{51} = (h_5 - h_1) \quad \text{Ec. 2.1}$$

- 3- El proceso 1-2 de compresión adiabática e isentrópica. Este proceso se realiza por completo en fase líquida, a diferencia del ciclo de Carnot que se realizaba con mezcla de líquido-vapor. El trabajo será aportado por el exterior y será:

$$W_{12} = \text{Trabajo de la bomba} = -(h_2 - h_1)$$

- 4- El proceso 2-3-4 de adición isobárica de calor en la caldera y sobrecalentador, evoluciona de la siguiente manera:

- De 2-3 el agua solamente se calienta. En el ciclo ideal este proceso debe ser completamente reversible, lo que exigiría infinitas fuentes de calor a temperaturas crecientes. En la práctica real este proceso es fuertemente irreversible, ya que el agua de la caldera a T_3 se mezcla con el agua impulsada por la bomba a T_2 .
- De 3-4 el agua se evapora y sobrecalienta, pero el proceso solamente es isotérmico en 3-4'.

El calor total aportado al fluido será:

$$Q_{24} = h_4 - h_2 \quad \text{Ec. 2.2}$$

En los cuatro procesos descritos se ha supuesto que las energías cinéticas del vapor antes y después de la expansión no varían mucho, por lo tanto se han supuesto $\Delta\left(\frac{c^2}{2}\right) = 0$. Si no fuera despreciable el incremento de energía cinética, se deberían emplear entalpías totales.

2.2. Rendimiento térmico del ciclo Rankine

Para calcular el rendimiento térmico del ciclo de Rankine, usamos la Ec. 1.3.

El calor total aportado Q_a será según la Ec. 2.2:

$$Q_a = Q_{24} = h_4 - h_2$$

y el calor cedido Q_c será según la Ec. 2.1:

$$Q_c = -Q_{51} = h_5 - h_1$$

tendremos entonces:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{Q_a - Q_c}{Q_a} = \frac{(h_4 - h_2) - (h_5 - h_1)}{h_4 - h_2} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{h_4 - h_2 + h_1 - h_1} = \frac{W_{45} + W_{21}}{(h_4 - h_1) + W_{21}} \\ &= \frac{W_t - W_b}{h_4 - h_1 - W_b} = \frac{\text{Trabajo turbina} - \text{Trabajo bomba}}{(h_4 - h') - \text{Trabajo bomba}} \end{aligned}$$

donde:

$$W_{45} = W_t = \text{Trabajo turbina}$$

$$W_{21} = -W_b = \text{Trabajo bomba}$$

h_4 = entalpía del vapor a la entrada de la turbina;

$h' = h_1$ = entalpía del líquido saturado a la presión de salida de la turbina, P_5

2.3. Elevación del rendimiento del ciclo de Rankine con el aumento de la presión inicial de la expansión

A fin de aumentar el rendimiento de este ciclo, en la figura (2.3; a, b) se puede ver representado el ciclo de Rankine en los planos Ts y hs . La temperatura T_4 a la entrada de la turbina es la misma, igual que la presión P_5 en el condensador. Sin embargo la presión en la caldera y entrada de la turbina es distinta, siendo $P_{4'} > P_4$.

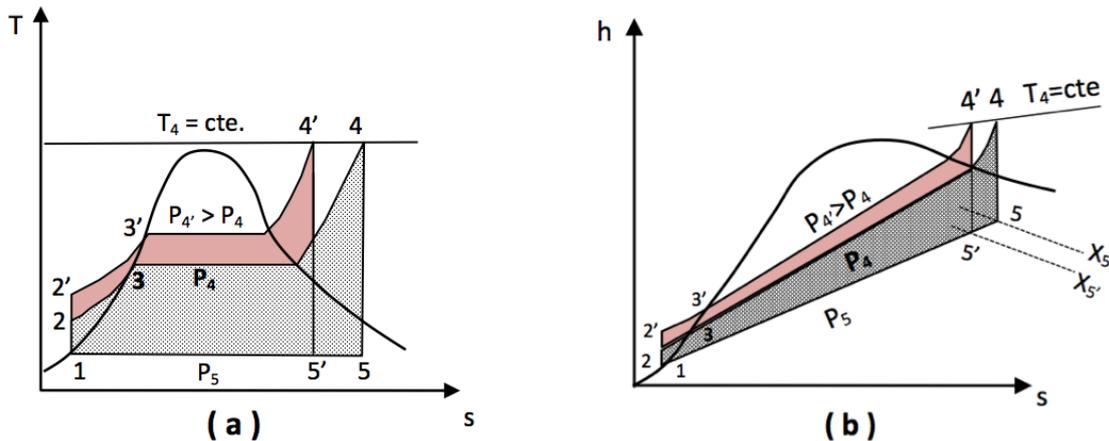


Figura 2.3: Mejora del rendimiento del ciclo de Rankine para vapor de agua con el aumento de la presión de entrada en la turbina: (a) en el plano Ts ; (b) en el plano hs .

Si comparamos el rendimiento del ciclo según esta variación en la presión de entrada en la turbina, obtendremos:

$$\eta_t = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_1) - (h_2 - h_1)}$$

$$\eta'_t = \frac{(h_{4'} - h_{5'}) - (h_{2'} - h_1)}{(h_{4'} - h_1) - (h_{2'} - h_1)}$$

Dando valores a estas dos expresiones se verifica que $\eta'_t > \eta_t$. Esto es lo que se ha demostrado a continuación, gracias a la ayuda del programa informático Cyclepad (Anexo).

Para ello diseñamos una instalación que trabaja con un ciclo básico de Rankine, con una temperatura a la entrada de la turbina de $T_4 = 500^\circ\text{C}$ y una presión en el condensador de $P_5 = 4 \text{ kPa}$. A continuación analizaremos como el rendimiento del ciclo varía en función de la presión en la caldera y por tanto entrada en la turbina. Esta presión haremos que varíe de $P_4 = 3000 \text{ kPa}$, hasta $P_4 = 22.000 \text{ kPa}$.

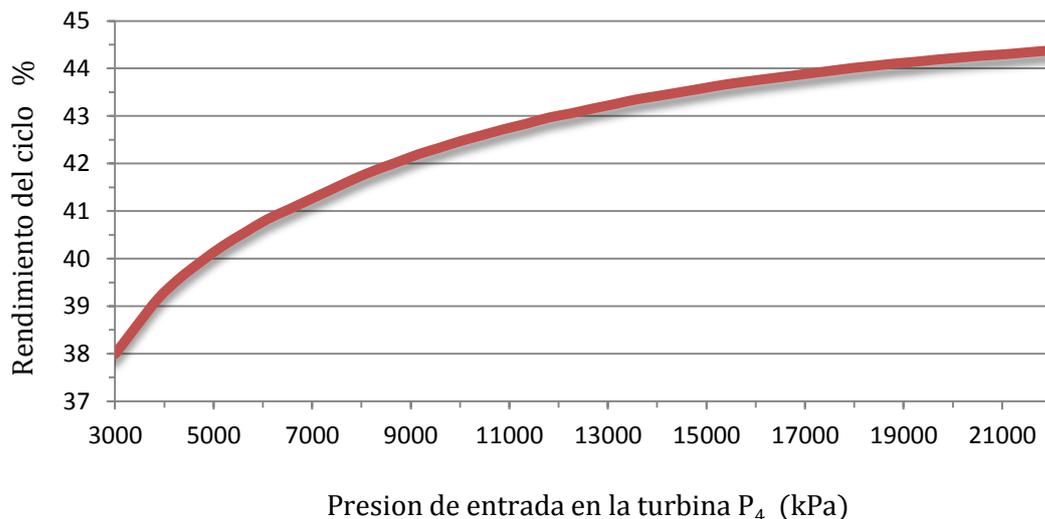


Figura 2.4: Rendimiento del ciclo de Rankine en función de la presión de entrada en la turbina.

Como se puede apreciar en la figura (2.4), el rendimiento del ciclo aumenta claramente cuanto mayor es la presión en la caldera y entrada de la turbina, es por eso que la tendencia en las instalaciones será elevar dicha presión.

El principal inconveniente que tiene este aumento de presión es que $x_{5'} < x_5$ y cuanto mayor sea la presión P_4 , menor será el título al final de la expansión en la turbina. Este hecho originará daños en los álabes de la turbina y un empeoramiento del rendimiento interno de esta. La humedad máxima del vapor al final de la expansión en la turbina no deberá exceder del 10% al 12%.

En la misma instalación anterior diseñada con el programa Cyclepad, podemos observar ahora en la figura (2.5) como el título x_5 varía en función de la presión de entrada en la turbina, en las mismas condiciones.

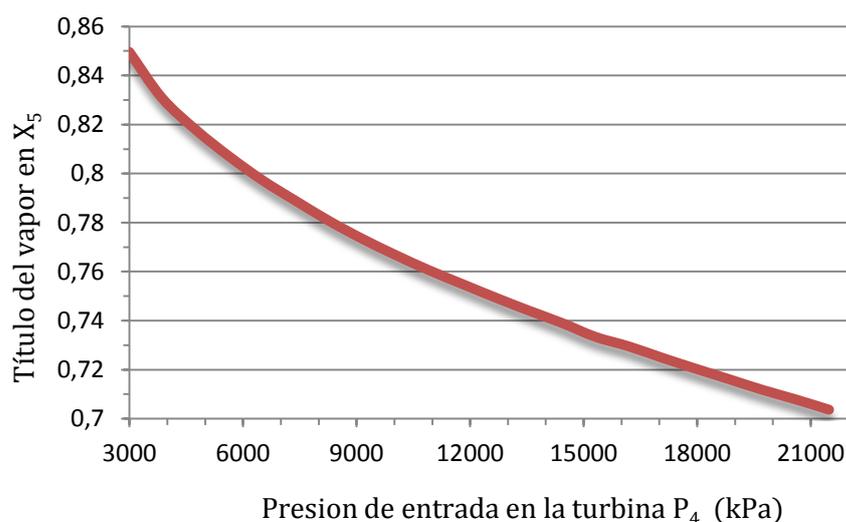


Figura 2.5: Título de vapor a la salida de la turbina en función de la presión de entrada en la turbina.

Para evitar este inconveniente se recurre al aumento de la temperatura de entrada de la turbina, que estudiaremos a continuación.

2.4. Elevación del rendimiento del ciclo de Rankine con el aumento de la temperatura inicial en la expansión

En la figura (2.6; a, b) se puede ver representado el ciclo de Rankine en los planos Ts y hs , donde la presión P_4 a la entrada de la turbina y la presión P_5 en el condensador, se mantienen constantes. Sin embargo la temperatura en la caldera y entrada de la turbina sufre una variación, siendo $T'_{4} > T_{4}$. En este caso el trabajo del ciclo aumenta, dado que:

$$\text{Area } 4'5'1234' > \text{Area } 451234$$

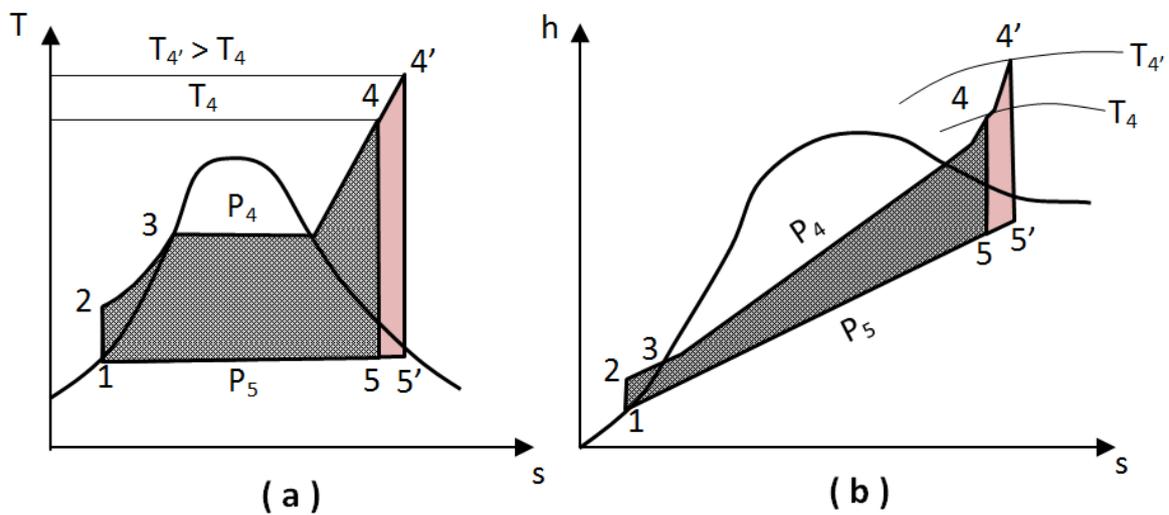


Figura 2.6: Mejora del rendimiento del ciclo de Rankine para vapor de agua con el aumento de la temperatura de entrada en la turbina: (a) en el plano Ts ; (b) en el plano hs .

El calor neto del ciclo aumenta con la temperatura máxima del ciclo, de la misma manera que aumenta el trabajo neto del ciclo.

$$h_{4'} - h_{5'} > h_4 - h_5$$

Si comparamos el rendimiento del ciclo según esta variación en la temperatura de la caldera, obtendremos:

$$\eta_t = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_1) - (h_2 - h_1)}$$

$$\eta'_t = \frac{(h_{4'} - h_{5'}) - (h_2 - h_1)}{(h_{4'} - h_1) - (h_2 - h_1)}$$

siendo en este caso también:

$$\eta'_t > \eta_t$$

Para demostrar cómo evoluciona el rendimiento del ciclo en función de la temperatura de la caldera, hemos usado nuevamente Cyclepad para representarlo en la figura (2.7). En la misma instalación diseñada para la sección anterior, con una presión en el condensador de $P_5 = 4 \text{ kPa}$ y una presión en la caldera, esta vez fija, de $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$, analizaremos como el rendimiento del ciclo varía en función de la temperatura en la caldera y por tanto entrada en la turbina. Esta temperatura haremos que varíe de $T_4 = 350^\circ\text{C}$, hasta $T_4 = 650^\circ\text{C}$.

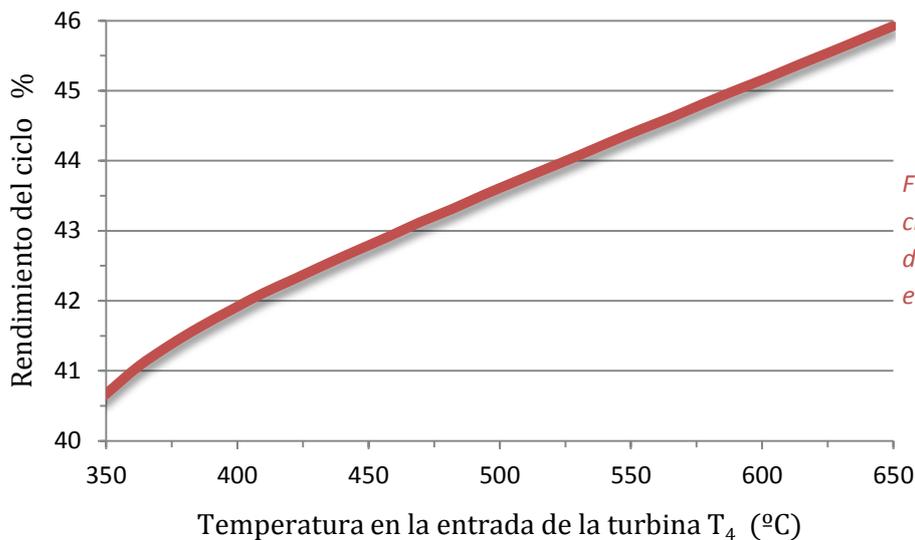


Figura 2.7: Rendimiento del ciclo de Rankine en función de la temperatura de entrada en la turbina.

El rendimiento del ciclo aumenta claramente cuanto mayor es la temperatura en la caldera y entrada de la turbina. Además del aumento del rendimiento, observamos que $x_{5f} > x_{5i}$, es decir, la calidad del vapor a la salida de la turbina aumenta figura (2.8). Por lo tanto al aumentar la temperatura en la caldera no sólo aumenta el rendimiento térmico del ciclo, sino también el rendimiento interno de la turbina.

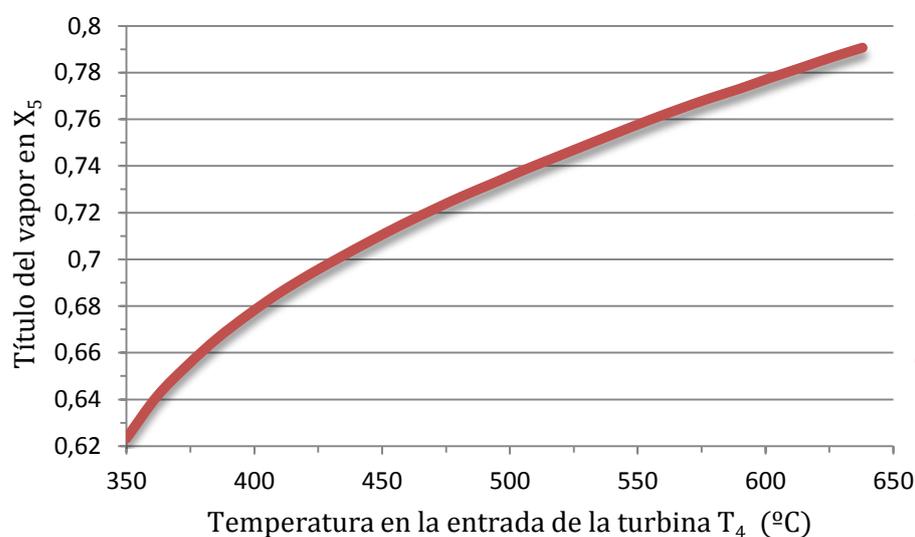


Figura 2.8: Título de vapor a la salida de la turbina en función de la temperatura de entrada en la turbina.

Por esta razón el aumento en la temperatura de la caldera nos ayuda a evitar el aumento de la humedad producido por una elevación en la presión de la caldera, como veíamos en la sección anterior.

El límite máximo al que se puede elevar la temperatura T_4 viene condicionado por la resistencia de las aleaciones empleadas. Es importante decir que el uso de estos materiales tan avanzados metalúrgicamente, encarece mucho la instalación. Por eso la optimización de la central es un compromiso entre coste inicial y rendimiento.

2.5. Elevación del rendimiento del ciclo de Rankine con la disminución de la presión final de la expansión

En la figura (2.9; a, b) se puede ver representado el ciclo de Rankine en los planos Ts y hs . Donde la presión P_4 y la temperatura T_4 a la entrada de la turbina se mantienen fijas, mientras que la presión del condensador P_5 varía, siendo $P_{5'} < P_5$.

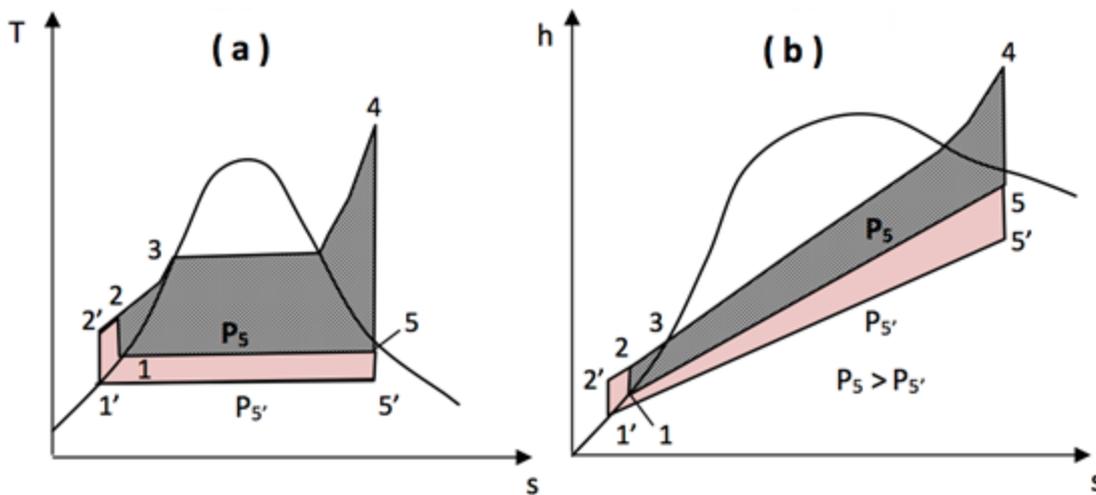


Figura 2.9: Mejora del rendimiento del ciclo de Rankine para vapor de agua con la disminución de la presión de salida en la turbina: (a) en el plano Ts ; (b) en el plano hs .

Con esta variación el trabajo del ciclo aumenta, pero el calor absorbido también $h_4 - h_{2'} > h_4 - h_2$, sin embargo si comparamos el rendimiento del ciclo según esta variación en la presión del condensador, vemos que:

$$\eta_t = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_1) - (h_2 - h_1)}$$

$$\eta'_t = \frac{(h_4 - h_{5'}) - (h_{2'} - h_{1'})}{(h_4 - h_{1'}) - (h_{2'} - h_{1'})}$$

entonces, el rendimiento aumenta siendo:

$$\eta'_t > \eta_t$$

Para observar cómo evoluciona el rendimiento del ciclo en función de la presión en el condensador, hemos usado el mismo diseño en Cyclepad de las secciones anteriores. Esta vez la presión en la caldera P_4 y temperatura en la caldera T_4 se mantendrán constantes, siendo $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$ y $T_4 = 500^\circ\text{C}$ respectivamente. Y para analizar como el rendimiento del ciclo evoluciona en función de la presión en el condensador, haremos que esta presión varíe entre $P_5 = 0 \text{ kPa}$ y $P_5 = 100 \text{ kPa}$.

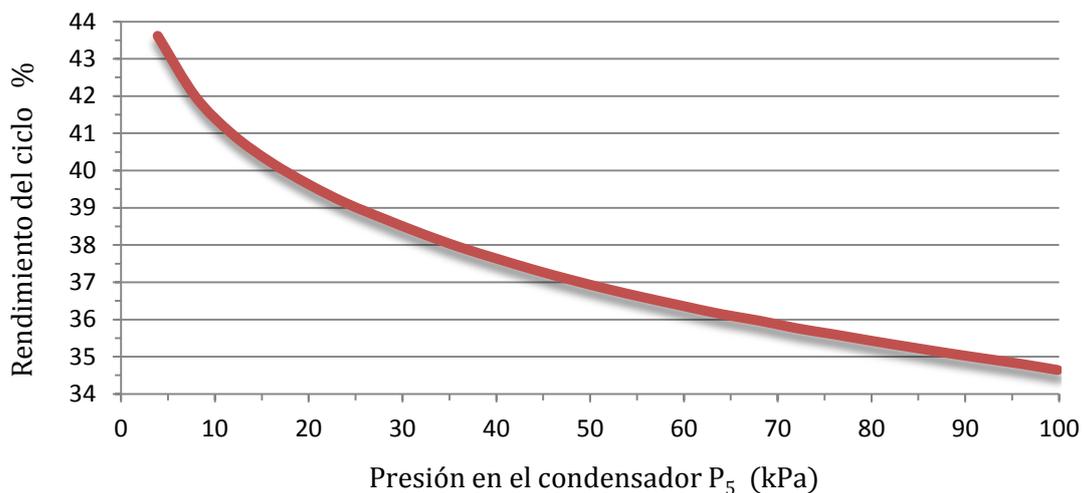


Figura 2.10: Rendimiento del ciclo de Rankine en función de la presión de salida en la turbina.

En la figura (2.10) se ve claramente como el aumento del rendimiento se experimenta al disminuir la presión y aumentar el vacío en el condensador. Por otra parte observamos que $x_5 < x_5$, es decir, la calidad del vapor a la salida de la turbina disminuye si reducimos la presión en el condensador, como se ve en la figura (2.11). Esto como ya se ha dicho, disminuye también el rendimiento interno de la turbina.

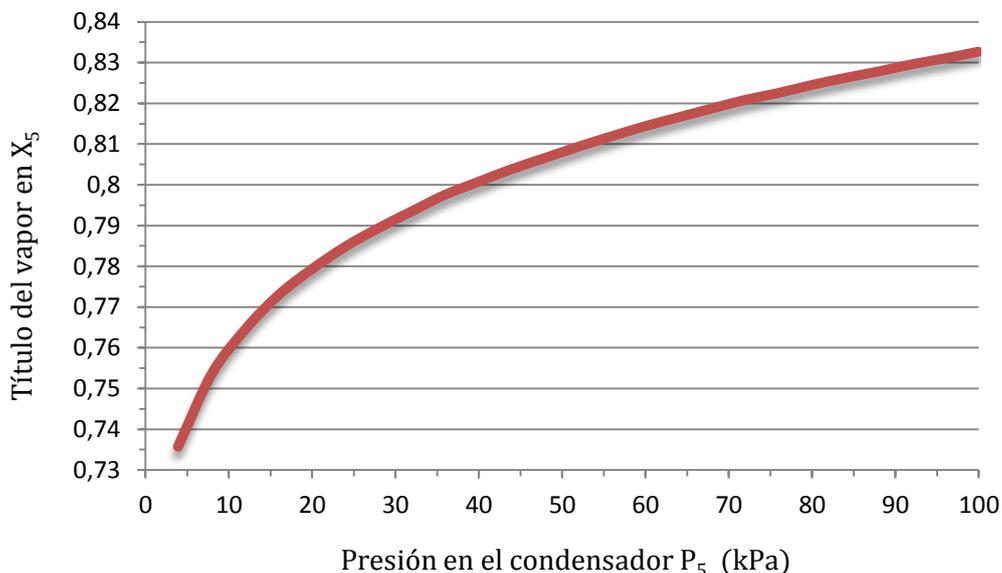


Figura 2.11: Título de vapor a la salida de la turbina en función de la presión de salida en la turbina.

Este aumento del vacío en el condensador conlleva una disminución de la temperatura de saturación del condensador T_5 . Por ésta razón la presión mínima alcanzable dependerá de la temperatura del agua de refrigeración de la que se dispone en la instalación.

Al aumentar el vacío en el condensador también aumenta el volumen específico del fluido a la salida de la turbina, con lo cual aumentan las dimensiones de la turbina y del condensador.

2.6. Balance energético del ciclo real y rendimientos

En una instalación real existen varias pérdidas que deben definirse. Para ello vamos a representar un balance energético de una central eléctrica, donde veremos todas las pérdidas que existen.

La potencia absorbida es la potencia del combustible:

$$P_c = G_c \cdot H_c \text{ (kW, SI)}$$

donde G_c – gasto másico de combustible (kg/s, SI)

H_c – poder calorífico del combustible (kJ/kg)

La potencia absorbida por el agua en forma de calor en la caldera es GQ_b donde G – gasto másico de vapor, siendo:

$$GQ_b < G_c H_c$$

En la caldera se pierde P_{Ca}^P . Y en los conductos de la turbina se pierde P_{Co}^P , llegando a la turbina:

$$GQ_a < GQ_b$$

El calor cedido a la fuente fría es Q_c y la potencia cedida a la fuente fría es GQ_c , entonces la potencia disponible en la turbina es:

$$P_s = G(Q_a - Q_c)$$

En turbina también existen pérdidas internas P_i^P , que disminuyen la potencia de la turbina:

$$P_i < P_s$$

Y perdidas externas P_m^P , que hacen que la potencia útil de la turbina sea:

$$P_a < P_i$$

Finalmente en el alternador y en el transformador hay unas pérdidas P_E^P , que reducen la potencia eléctrica en bornes del transformador P_E .

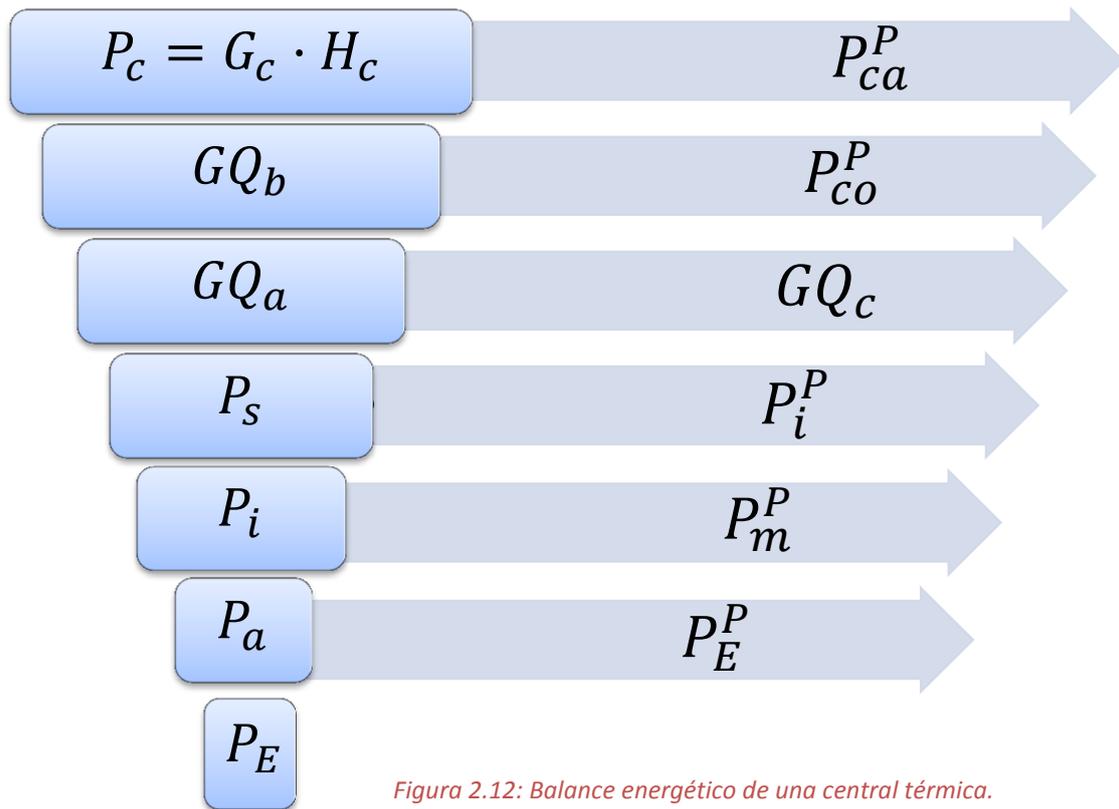


Figura 2.12: Balance energético de una central térmica.

Rendimientos:

Con el balance energético establecido, podemos definir los rendimientos correspondientes:

- Rendimiento de la caldera:

$$\eta_{ca} = \frac{GQ_b}{G_c H_c}$$

- Rendimiento de los conductos:

$$\eta_{co} = \frac{GQ_a}{GQ_b}$$

- Rendimiento térmico ideal:

$$\eta_t = \frac{P_s}{GQ_a}$$

- Rendimiento interno de la turbina:

$$\eta_{iT} = \frac{P_i}{P_s}$$

- Rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i}$$

- Rendimiento del alternador y transformador:

$$\eta_E = \frac{P_E}{P_a}$$

El rendimiento global y efectivo de la central será:

$$\eta_e = \frac{GQ_b}{G_c H_c} \cdot \frac{GQ_a}{GQ_b} \cdot \frac{P_s}{GQ_a} \cdot \frac{P_i}{P_s} \cdot \frac{P_a}{P_i} = \frac{P_a}{G_c H_c} = \eta_{Ca} \cdot \eta_{Co} \cdot \eta_t \cdot \eta_{iT} \cdot \eta_m$$

El rendimiento combustible-bornes del transformador será:

$$\eta_{c-b} = \eta_e \cdot \eta_E = \eta_{Ca} \cdot \eta_{Co} \cdot \eta_t \cdot \eta_{iT} \cdot \eta_m \cdot \eta_E$$

Hay que aclarar que la potencia consumida en el accionamiento de la bomba contribuye a una disminución del rendimiento expresado, que se debe tener en cuenta en el rendimiento mecánico si esta se ha despreciado en el cálculo del rendimiento del ciclo.

Expresados todos los rendimientos que intervienen en el rendimiento combustible-bornes, la mejora del rendimiento térmico ideal η_t ha sido el más importante en el aumento del rendimiento de las centrales térmicas. Este aumento reside en las mejoras del ciclo básico de Rankine que hemos estudiado, como aumentando la presión máxima y temperatura máxima y disminuyendo la presión mínima del ciclo. Y por otra parte a la utilización de nuevos ciclos que estudiaremos a continuación (para centrales de gran potencia), como el ciclo con recalentamiento intermedio y ciclo regenerativo, que en la práctica son más empleados que el ciclo básico de Rankine.

3. Ciclos de gran potencia

Hasta el momento al estudiar el ciclo básico de Rankine, se han visto las distintas mejoras en el rendimiento que se pueden obtener en este ciclo. Estas mejoras son una elevación de la presión y temperatura inicial de la expansión, y una disminución de la presión final de la expansión o presión en el condensador.

A continuación se estudiará la evolución de estos ciclos en busca de un mayor rendimiento. Estos ciclos son, el ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio, el ciclo regenerativo de Rankine y una combinación de ambos. Son ciclos con instalaciones más caros, pero su utilización conlleva un ahorro dado su mayor rendimiento. Por eso se reservan para grandes instalaciones de potencia como centrales eléctricas. Para instalaciones de pequeña potencia, se sigue empleando el ciclo básico de Rankine.

3.1. Ciclo de recalentamiento intermedio

Este ciclo representado en la figura (3.1; a, b) en los planos Ts y hs , se caracteriza porque la expansión del vapor se realiza en dos o más etapas. Después de una primera expansión en la parte de alta presión (AP) de la turbina, todo el caudal de vapor se vuelve a recalentar y expandir de nuevo en la parte de baja presión de la turbina. El esquema de la instalación puede verse en la figura (3.2).

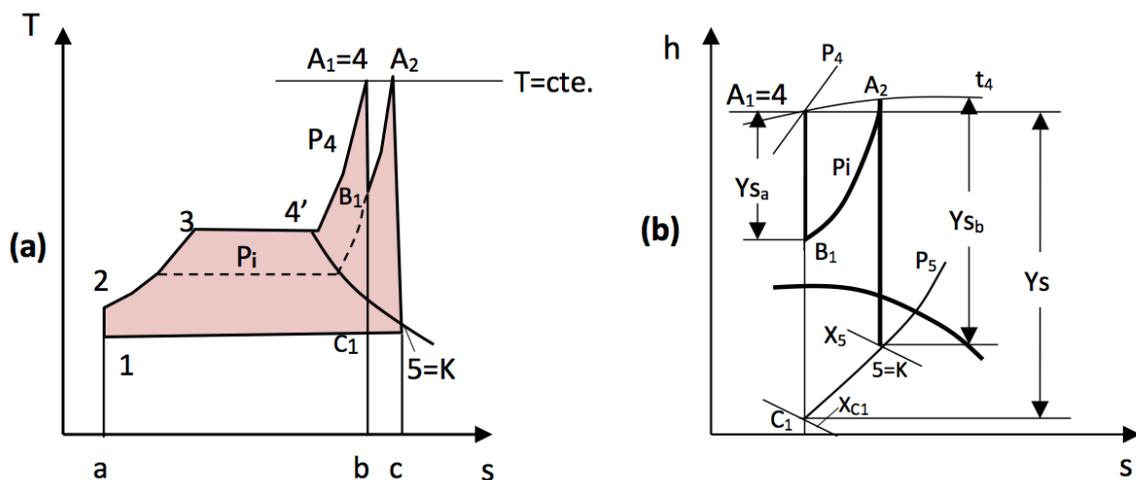


Figura 3.1: Ciclo ideal con recalentamiento intermedio; (a) en el plano Ts ; (b) en el plano hs .

Este ciclo tiene dos grandes ventajas, a) aumenta el rendimiento térmico del ciclo y; b) disminuye el grado de humedad al final de la última expansión. De esta forma se aumenta el rendimiento interno de la turbina, se disminuyen también las pérdidas por choque y se eliminan los inconvenientes por un grado de humedad excesivo.

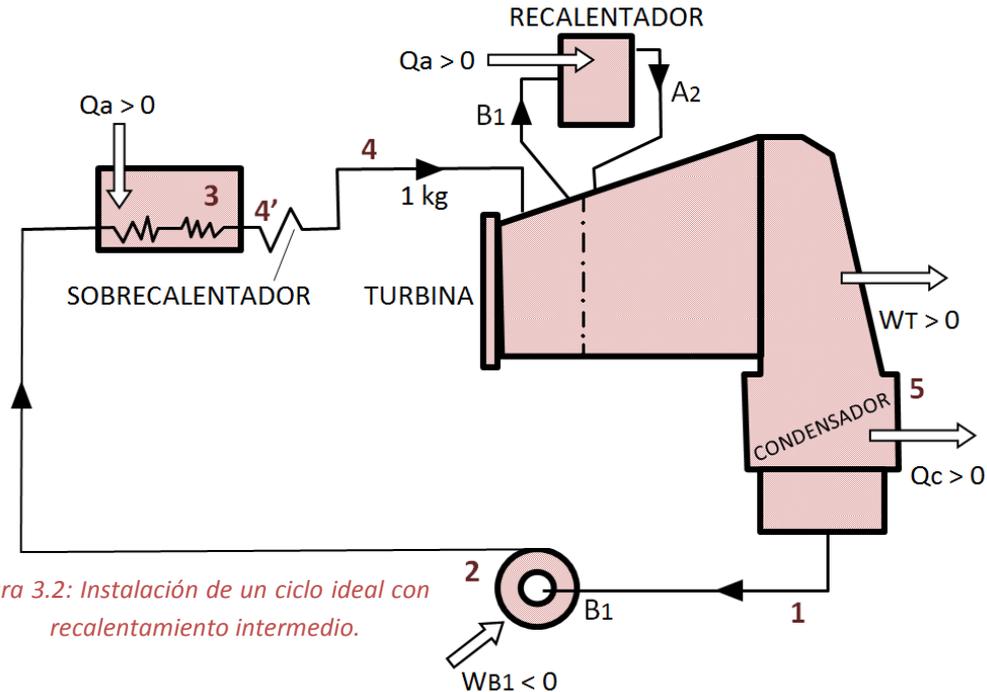


Figura 3.2: Instalación de un ciclo ideal con recalentamiento intermedio.

a) Mejora del rendimiento térmico del ciclo

El rendimiento térmico del ciclo teórico con recalentamiento se puede expresar en función de las áreas de la figura (3.1; a).

$$\eta_t = \frac{\text{Area } 1\ 2\ 3\ 4'\ A_1\ B_1\ A_2\ K\ 1}{\text{Area } a\ 1\ 2\ 3\ 4'\ A_1\ B_1\ A_2\ c\ a}$$

El mismo rendimiento en función de las entalpías en el plano hs de la figura (3.1; b), se expresará:

$$\eta_t = \frac{(h_4 - h_{B1}) + (h_{A2} - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_1) + (h_{A2} - h_{B1}) - (h_2 - h_1)}$$

El rendimiento del ciclo varía en función de la presión en la cual se realice el recalentamiento. Existe entonces, una presión de recalentamiento óptima para una presión y temperatura inicial dada. Orientativamente el valor dado para esta presión de recalentamiento, se encuentra aproximadamente a 1/3 del salto de presión total desde la presión más baja.

En el siguiente gráfico, figura (3.3), obtenido usando el programa Cyclepad, podremos ver como evoluciona el rendimiento de un ciclo Rankine con recalentamiento intermedio en función de la presión de recalentamiento. Este ciclo opera con una presión máxima $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$, una temperatura máxima $T_4 = T_{A2} = 500^\circ\text{C}$ y una presión en el condensador de $P_5 = 4 \text{ kPa}$. Y para analizar como el rendimiento del ciclo evoluciona en función de la presión de recalentamiento, haremos que esta presión varíe entre $P_{B1} = P_i = 1.000 \text{ kPa}$ y $P_{B1} = P_i = 15.000 \text{ kPa}$.

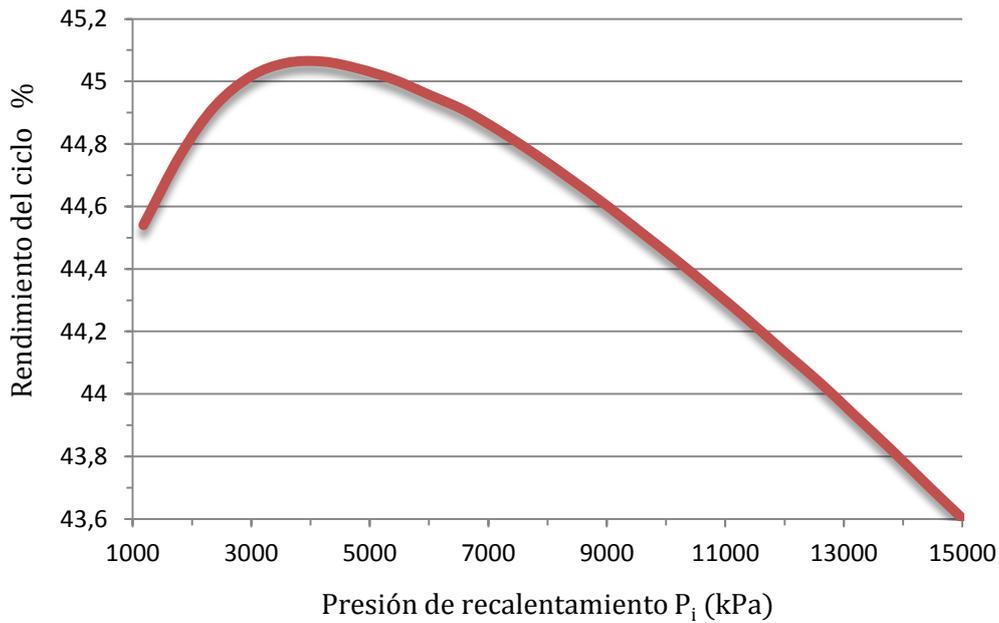


Figura 3.3: Rendimiento de un ciclo con recalentamiento intermedio en función de la presión de recalentamiento.

En la figura (3.3) se observa claramente como el rendimiento del ciclo es mayor en la zona que habíamos anticipado de $1/3$, que aproximadamente equivale a unos 4.000 kPa . Si ahora con esta presión de recalentamiento comparamos el ciclo con el ciclo de Rankine simple, entre los mismos valores de presión, temperatura máxima y presión en el condensador, se verifica que el rendimiento es mayor:

$$(\eta_{\text{Recalentamiento}} = 45.06\%) > (\eta_{\text{Simple}} = 43.60\%)$$

b) Disminuye el grado de humedad

En busca de un aumento del rendimiento térmico del ciclo, como hemos visto en secciones anteriores, se tiende a aumentar la presión en la turbina. Si la temperatura de entrada a la turbina T_4 se mantiene constante porque estamos en el límite térmico de los materiales seleccionados, el grado de humedad aumentará según la figura (3.4).

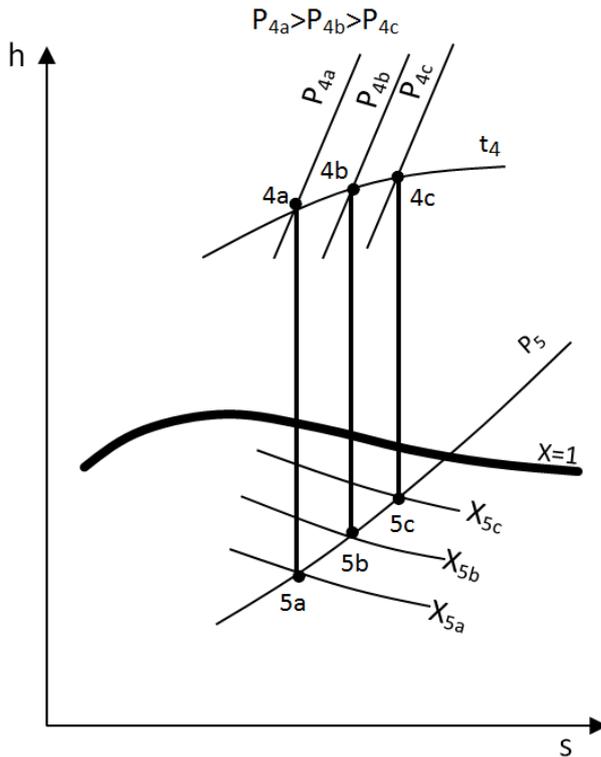


Figura 3.4: Aumento del grado de humedad del vapor con el aumento de la presión inicial en el ciclo de Rankine.

Siendo los títulos de vapor los siguientes:

$$x_{5a} < x_{5b} < x_{5c}$$

El ciclo con recalentamiento intermedio soluciona este problema expansionando el vapor en dos etapas. En el cuerpo de AP antes del primer recalentamiento, no se suele superar un grado de humedad del 5%.

De esta manera en la figura (3.1; b) se logra que el título final sea:

$$x_5 > x_{c1}$$

Con esta mejora, evitamos los inconvenientes de la humedad del vapor en la turbina. Como son una disminución del rendimiento interno de la turbina a causa de las pérdidas por sobresaturación del vapor y las pérdidas por choque, además de evitar una erosión en los álabes.

Si comparamos el título a la salida de la turbina x_5 del ciclo con el ciclo de Rankine simple, entre los mismos valores de presión, temperatura máxima y presión en el condensador, se verifica que la calidad del vapor aumenta claramente:

$$(x_{5_{Recalentamiento05}} = 82.83\%) > (x_{5_{Simple}} = 73.58\%)$$

3.2. Ciclo regenerativo

El ciclo regenerativo es de uso muy extendido en las centrales térmicas modernas, a causa de su elevado rendimiento.

Para comprender perfectamente el ciclo regenerativo, vamos a estudiar previamente el ciclo de Ericsson, el cual incorpora por primera vez el efecto regenerativo que es de gran importancia en las centrales térmicas modernas.

3.2.1. Ciclo de Ericsson

Empezando en el punto 2 de la figura (3.5), representado en la isoterma 2-3, el fluido recibe calor Q_a de la fuente caliente a temperatura constante T_a . A continuación se realiza la expansión 3-4, disminuyendo la entropía y cediendo el calor correspondiente al área 3-4-c-d. Esta expansión no se realiza de manera adiabática como en el ciclo de Carnot, expansión 3-4'. La reversibilidad del proceso exige que el fluido se ponga en contacto con un sinfín de acumuladores de calor cuyas temperaturas difieran en cada instante de la del fluido en dT . Este calor cedido 3-4-c-d no se rechaza hacia una fuente fría, sino que se almacena en unos acumuladores de calor. El proceso isotérmico 4-1 corresponde a la cesión de calor a la fuente fría. Finalmente en el proceso 1-2 el fluido recibe calor correspondiente al área 1-2-b-a = área 3-4-c-d. Este calor es el mismo que anteriormente habíamos acumulado en el proceso 3-4, por lo que no se añade más calor del exterior, sino que el calor queda dentro del sistema.

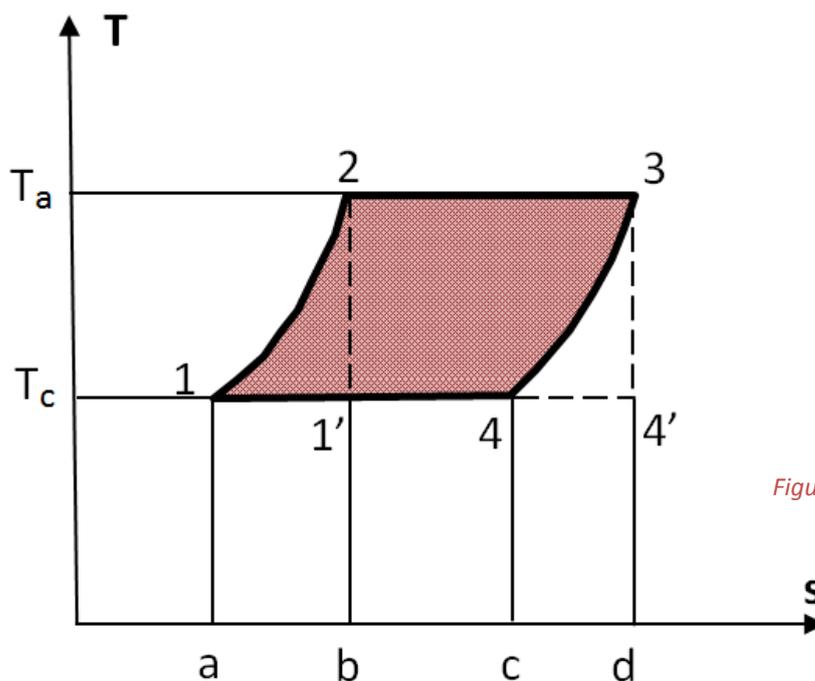


Figura 3.5: Ciclo de Ericsson.

Si comparamos el ciclo de Ericsson 1-2-3-4 con el de Carnot 1'-2-3-4' en la figura (3.5), vemos:

- 1- Los dos ciclos trabajan entre dos únicas fuentes de calor, una fuente caliente a temperatura T_a y una fuente fría a temperatura T_c .
- 2- El calor aportado al ciclo es $Q_a = \text{área } 2-3-d-b$ en los dos.
- 3- El calor cedido en los dos ciclos es el mismo $Q_c = \text{área } 4-1-a-c = \text{área } 4'-1'-b-d$.
- 4- Ambos tienen el mismo rendimiento

$$\eta_t = 1 - \frac{T_c}{T_a}$$

El rendimiento del ciclo de Ericsson como acabamos de ver es igual al ciclo de Carnot, y por tanto mayor al ciclo de Rankine. Si observamos el ciclo de Rankine con vapor inicialmente saturado seco 1-2-3-4'-5'-1 de la figura (2.1), el proceso 2-4' de absorción de calor transcurre en la caldera. En este proceso, entre el agua a la salida de la bomba de alimentación (*punto 2*) y la caldera (*punto 3*), existe una diferencia de temperatura muy grande que en el proceso real se traduce en una fuerte irreversibilidad. Para que este proceso 2-3 fuera reversible como se establece en el ciclo ideal, sería necesaria una aportación de calor con infinitas fuentes a temperaturas crecientes. En el ciclo regenerativo de Ericsson de la figura (3.5), para calentar el agua en el proceso 1-2, se utiliza el calor cedido por el fluido en la expansión reversible no isentrópica 3-4 en la turbina. La cesión de calor del fluido (no al exterior) en la expansión 3-4, se realiza a temperaturas decrecientes y es empleada para calentar el agua de 1-2 hasta el estado de líquido saturado.

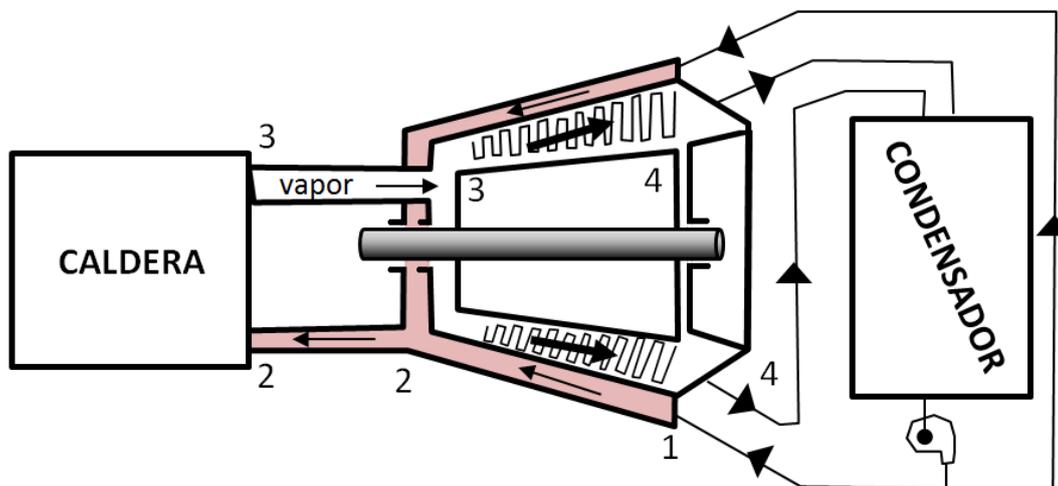


Figura 3.6: Realización ideal del ciclo de Ericsson.

En la figura (3.6) se representa una instalación donde se podría realizar el ciclo de Ericsson de la figura (3.5). El agua de alimentación de la caldera proveniente del condensador, en el proceso 1-2 pasa por los alrededores de la carcasa de la turbina y absorbe el calor cedido por el vapor en la expansión 3-4 en la turbina; por lo que la línea 3-4 de la expansión reversible no es una isentrópica. En este proceso ideal 1-2, se supone que el agua adquiere gradualmente la misma temperatura que el vapor que circula por el rotor de la turbina, hasta llegar al estado 2 de líquido saturado. Las líneas 2-1 y 3-4 son paralelas, ya que el calor absorbido por una es igual al cedido por la otra.

El esquema de la instalación de la figura (3.6) es impracticable en la realidad, además que tendría la desventaja que el grado de humedad en el punto 4, sería excesivo. Por eso el ciclo Ericsson no es usado en la práctica, pero sí que sirve de punto de partida para desarrollar el ciclo regenerativo.

3.2.2. Ciclo regenerativo ideal

El esquema de una instalación con el ciclo regenerativo en una central térmica, lo encontramos en la figura (3.7), y en la figura (3.8), el correspondiente ciclo ideal en el plano Ts . En el ciclo ideal no existe diferencia térmica en los precalentadores ($PM1, PM2$ y $PM3$) ni caída de presión en los diversos conductos, algo que si ocurre en el ciclo real. Pero con frecuencia el consumo específico de calor del ciclo real con el mismo número de precalentadores es solo del orden de un 1% más bajo que el del ciclo ideal, por lo que supone una buena aproximación al ciclo real.

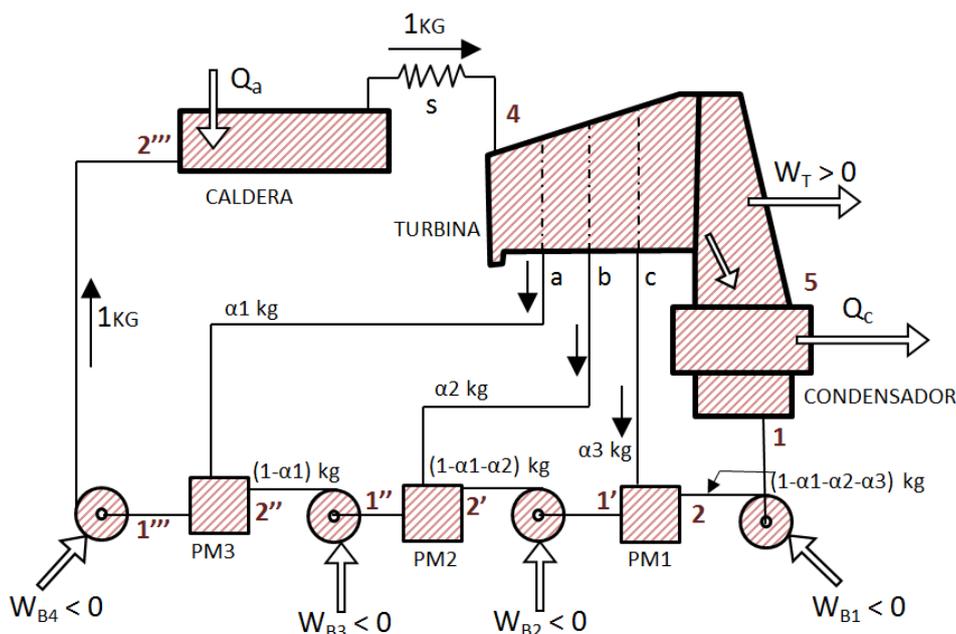


Figura 3.7: Instalación de un ciclo regenerativo con tres precalentadores.

La instalación de la figura (3.7) tiene tres precalentadores. El número de precalentadores en la práctica suele oscilar entre uno y nueve, ya que más, no supone un aumento en el rendimiento tal que compense la inversión necesaria. Al aumentar el número de precalentadores, los incrementos de temperatura son menores y el proceso real de precalentamiento se hace más reversible. Por otra parte esta instalación elimina el inconveniente de la condensación excesiva en el punto 4 de la figura (3.6), que nos suponía la instalación anterior.

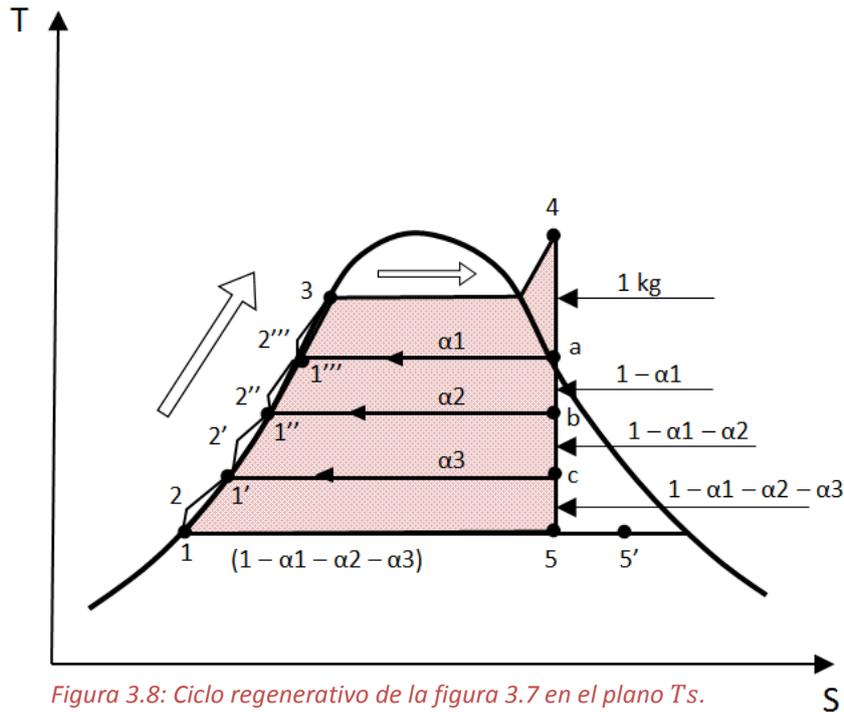


Figura 3.8: Ciclo regenerativo de la figura 3.7 en el plano Ts.

En la figura (3.8) vemos como el vapor entra en la turbina en el punto 4 y se expandiona hasta el punto a, donde se extrae en esa primera toma, α_1 kg/s; en la segunda toma en el punto b, α_2 kg/s; y en la tercera toma en el punto c, α_3 kg/s. Si de cara al estudio suponemos que el caudal másico total que entra en la turbina es de 1 kg/s, de a a b en la turbina circulan $(1 - \alpha_1)$ kg/s; de b a c, $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)$ kg/s, y finalmente de c a 5, $(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)$ kg/s que entran en el condensador.

Los trabajos específicos de las cuatro bombas serán: $\left(\frac{kJ}{kg} \right)$

$$W_{B1} = h_2 - h_1$$

$$W_{B2} = h_{2'} - h_{1'}$$

$$W_{B3} = h_{2''} - h_{1''}$$

$$W_{B4} = h_{2'''} - h_{1'''}$$

Y los trabajos específicos de las distintas fases de la turbina serán: $\left(\frac{kJ}{kg} \right)$

$$W_{T1} = h_4 - h_a$$

$$W_{T2} = h_a - h_b$$

$$W_{T3} = h_b - h_c$$

$$W_{T4} = h_c - h_5$$

Es importante aclarar que los trabajos expresados en las ecuaciones anteriores son trabajos específicos por kg de vapor que circula por cada bomba o fase de la turbina.

3.2.3. Cálculo de las extracciones

A continuación se define como calcular las extracciones de vapor α , en cada toma del ciclo. Se procede a realizar un balance térmico de cada precalentador, teniendo en cuenta que el calor comunicado al agua de alimentación debe ser igual al calor cedido por el vapor de extracción. Si para el caso en particular mantenemos que el caudal másico total del ciclo es de 1 kg/s , este balance define las ecuaciones siguientes:

$$\text{Balance térmico de PM1} \rightarrow \alpha_3(h_c - h_{1'}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot (h_{1'} - h_2)$$

$$\text{Balance térmico de PM2} \rightarrow \alpha_2(h_b - h_{1''}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_{1''} - h_{2'})$$

$$\text{Balance térmico de PM3} \rightarrow \alpha_1(h_a - h_{1'''}) = (1 - \alpha_1) \cdot (h_{1'''} - h_{2''}) \quad \text{Ec. 3.1}$$

En la parte izquierda de las igualdades encontramos el calor cedido por el vapor, y en la parte derecha el calor absorbido por el agua. Si se conocen las entalpías $h_a, h_b, h_c, h_{1'}, h_{1''}, h_{1'''}, h_2, h_{2'}, h_{2''}$ se podrán calcular las extracciones α_1, α_2 y α_3 .

Cálculo del trabajo total de la turbina, W_T :

$$W_T = h_4 - h_a + (1 - \alpha_1)(h_a - h_b) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_b - h_c) \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_c - h_5) \frac{kJ}{kg_c} SI$$

Cálculo del trabajo total de las bombas, W_B :

$$W_B = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_2 - h_1) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{2'} - h_{1'}) \\ + (1 - \alpha_1)(h_{2''} - h_{1''}) + h_{2'''} - h_{1'''} \frac{kJ}{kg_c} SI$$

El calor aportado por la fuente externa o caldera será:

$$Q_a = h_4 - h_{2'''} = h_4 - h_{1'''} - W_{B4}$$

El rendimiento térmico del ciclo ideal regenerativo será:

$$\eta_t = \frac{W_n}{Q_a} = \frac{W_T - W_B}{Q_a}$$

Las formulas expresadas hasta ahora, son referidas a el caso de un ciclo regenerativo con tres extracciones. Pero el número de extracciones no tiene porque siempre ser el mismo. Estas variarán en función del propósito de la instalación y de aspectos económicos. Entonces es importante poder definir el rendimiento de este ciclo en función del número de precalentadores:

$$\eta_t = \frac{\sum W_T - \sum W_B}{h_4 - h_1^{(n)} - W_{B^n}}$$

donde $h_1^{(n)}$ – entalpía del líquido saturado a la entrada de la última bomba;

W_{B^n} – trabajo de la última bomba.

3.2.4. Rendimiento del ciclo en función de la presión y el número de extracciones

Como se ha dicho, al aumentar el número de etapas el rendimiento aumentará, pero la instalación se encarecerá. Un estudio económico que compare el capital invertido en la instalación con el ahorro proveniente de la mejora del rendimiento, fijará el número óptimo de etapas de precalentamiento.

Es importante definir las presiones a las que se tomaran las extracciones, ya que influye directamente en el rendimiento del ciclo. En caso de una única toma, ésta debe colocarse aproximadamente hacia la mitad del salto entálpico total y, en caso de tomas múltiples se divide el salto total en partes iguales.

A continuación estudiaremos como afecta realmente en el rendimiento, tanto el número de extracciones, como las presiones a las que se deben realizar estas. Primero comprobaremos las presiones óptimas de extracción con las que obtenemos mayor rendimiento en un ciclo de una sola extracción.

Para ello trabajaremos de nuevo con Cyclepad e idealizaremos un ciclo regenerativo con una presión máxima de $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$ y una temperatura de $T_4 = 500^\circ\text{C}$ a la entrada de la turbina. La presión de condensación será de $P_5 = 4 \text{ kPa}$ (estos valores son los mismos que se han usado para todo el estudio, para facilitar la comparación de los resultados). A continuación analizaremos como el rendimiento evoluciona en función de la presión de extracción que la variaremos entre $P_a = 100 \text{ kPa}$ y $P_a = 4.000 \text{ kPa}$.

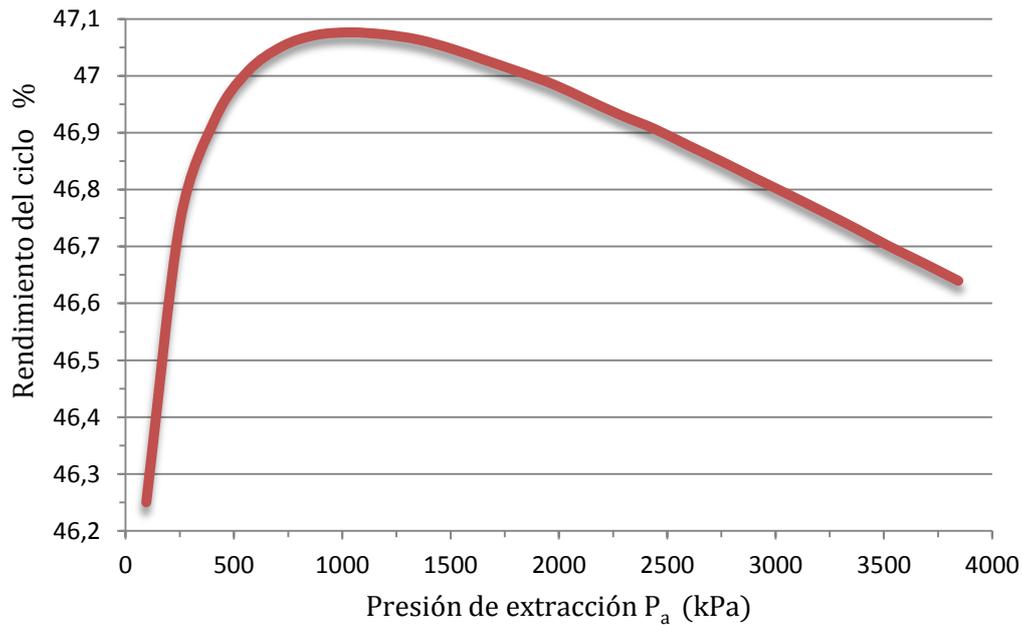


Figura 3.9: Rendimiento del ciclo regenerativo en función de la presión de extracción.

Como se aprecia en la figura (3.9), el rendimiento es mayor en torno a la presión de $P_a = 1.000 \text{ kPa}$. Si observamos la entalpía del vapor a la salida de la primera etapa de la turbina con esa presión P_a , tiene un valor de $h_a = 2.669 \text{ kJ/kg}$. La entalpía a la entrada de la turbina y al final de la expansión total tienen los siguientes valores:

$$h_4 = 3.309 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 1.911 \text{ kJ/kg}$$

$$h_a \approx \frac{h_4 + h_5}{2}$$

Entonces se ve claramente como la entalpía en a , está hacia la mitad del salto entálpico 4-5.

Como ya se había anunciado, la presión de extracción de vapor influye en el rendimiento del ciclo. Y como hemos comprobado, este es máximo cuando dicha presión coincide a la mitad del salto entálpico, es decir, cuando la entalpía a la salida de la primera turbina está a la mitad de las entalpias de entrada y salida final, en el caso de una sola toma. En caso de múltiples tomas, el rendimiento se ve afectado de la misma manera. Las presiones de extracción que se tomarán, serán las correspondientes a dividir el salto entálpico en cuantas tomas se realicen.

Ahora estudiaremos como el rendimiento es mayor, aumentando el número de regeneraciones, tal y como hemos afirmado. Para ello usaremos el mismo ciclo idealizado en Cyclepad e introduciremos regeneraciones progresivamente a las presiones adecuadas, correspondientes a las entalpías según el número de extracciones, tal y como hemos visto. Este ciclo tiene una presión de entrada a la turbina de $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$ y una temperatura máxima de $T_4 = 500^\circ\text{C}$, la presión mínima en el condensador es de $P_5 = 4 \text{ kPa}$.

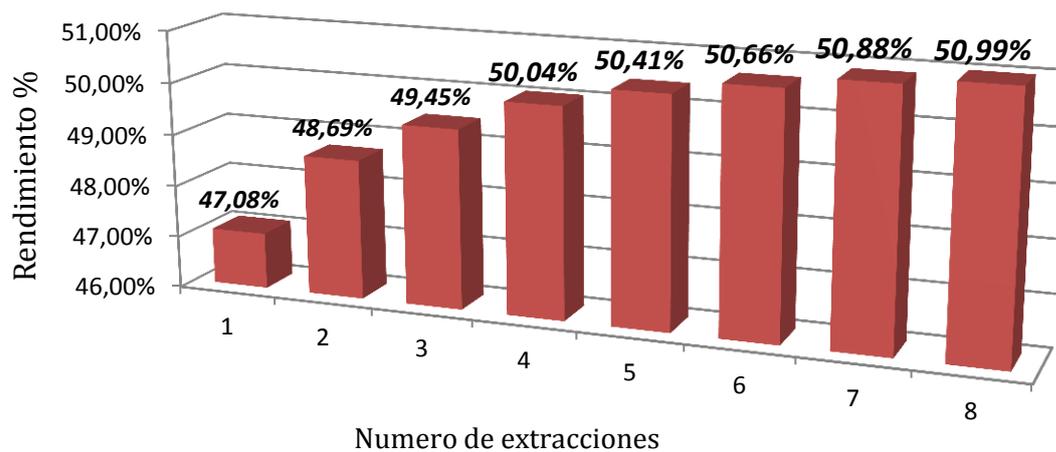


Figura 3.10: Comparativa del rendimiento del ciclo regenerativo en función del número de precalentadores.

Los resultados de la figura (3.10) muestran como el rendimiento aumenta claramente con el aumento del número de extracciones. Este aumento cada vez es más pequeño y con más de ocho extracciones no supone una ventaja en comparación con el encarecimiento de la instalación que supone una inversión muy grande. Es importante mencionar que a partir de la tercera toma, la turbina trabajará con vapor húmedo. Como ya se ha visto lo perjudicial que es esto para el correcto funcionamiento de la turbina, deberemos evitarlo a toda costa. Para evitar este inconveniente se trabajará con el siguiente ciclo que estudiaremos, este es una mezcla de los dos últimos ciclos vistos, el ciclo con recalentamiento y el ciclo regenerativo.

3.3. Ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio

Este ciclo es una combinación del ciclo con recalentamiento intermedio y del ciclo regenerativo. Este ciclo es el más utilizado en las centrales térmicas modernas porque permite aprovechar las ventajas de ambos ciclo. Por un lado, su rendimiento es elevado gracias a la aportación regenerativa, y para evitar que al final de la expansión el vapor sea demasiado húmedo, cuenta con un recalentamiento intermedio, que disminuye el grado de humedad al final de la última expansión.

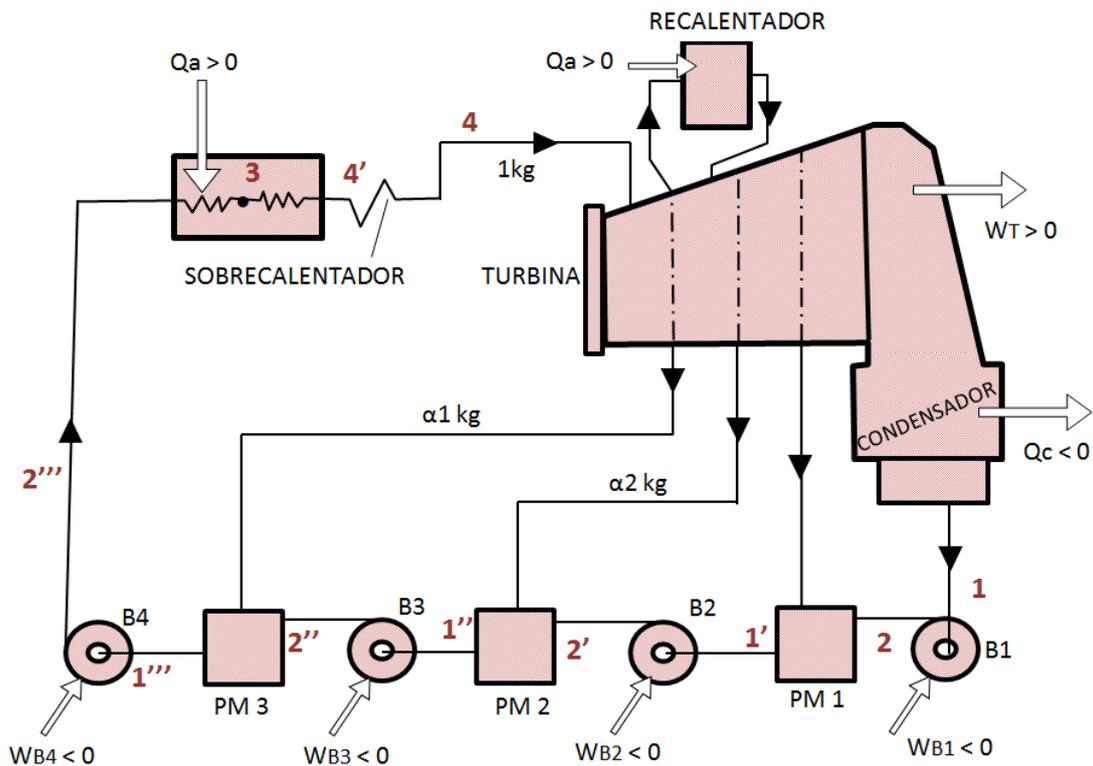


Figura 3.11: Instalación de un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y tres extracciones.

En la figura (3.11) puede verse un esquema de una instalación moderna y sus elementos principales, la instalación funciona con un recalentamiento intermedio y tres extracciones. En la figura (3.12) está representado el ciclo en el plano Ts , y para el cálculo de las extracciones de vapor $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ se plantearán las mismas ecuaciones $Ec. 3.1$.

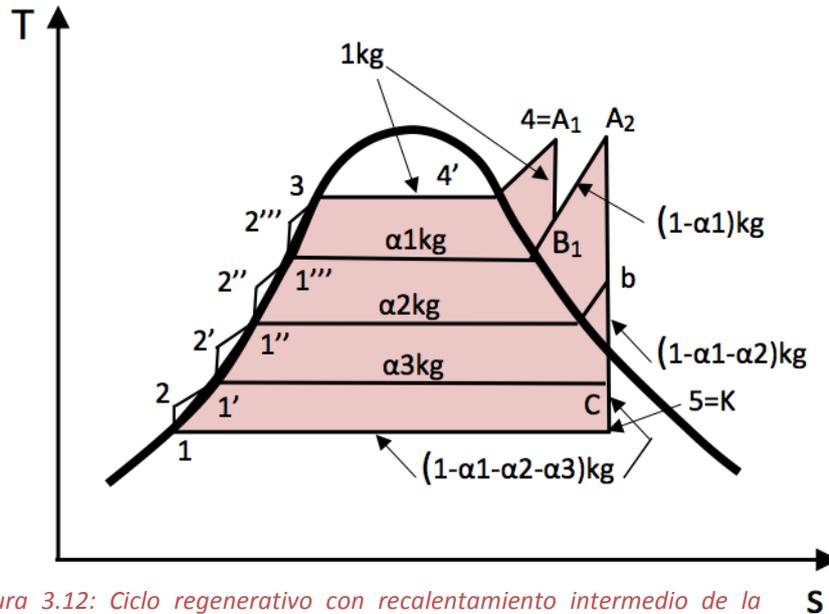


Figura 3.12: Ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio de la figura 3.11 en el plano Ts.

Cálculo del trabajo total de la turbina, W_T :

$$W_T = h_4 - h_{B_1} + (1 - \alpha_1)(h_{A_2} - h_b) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_b - h_c) \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_c - h_5) \frac{kJ}{kg_c} SI$$

Cálculo del trabajo total de las bombas, W_B :

$$W_B = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_2 - h_1) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{2'} - h_{1'}) \\ + (1 - \alpha_1)(h_{2''} - h_{1''}) + h_{2'''} - h_{1'''} \frac{kJ}{kg_c} SI$$

El calor aportado por la fuente externa o caldera será:

$$Q_a = h_4 - h_{2'''} + (1 - \alpha_1)(h_{A_2} - h_{B_1})$$

El rendimiento térmico del ciclo ideal regenerativo será:

$$\eta_t = \frac{W_n}{Q_a} = \frac{W_T - W_B}{Q_a}$$

Las formulas expresadas, son referidas para el caso del ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio de la figura (3.11 y 3.12), el cual tiene un recalentamiento y tres extracciones.

Ahora vamos a comparar como el rendimiento del ciclo aumenta, habiendo o no recalentamiento entre la primera y segunda extracción. Para ello trabajaremos con Cyclepad, y diseñaremos un ciclo regenerativo de tres extracciones, con recalentamiento intermedio entre la primera y segunda, el cual tiene una presión máxima de $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$ y una temperatura máxima de $T_4 = T_{A_2} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$. La presión en el condensador será de $P_5 = 4 \text{ kPa}$.

Las presiones de extracción y título en x_5 serán las siguientes, en función de tener recalentamiento o no:

| Sin recalentamiento | Con recalentamiento |
|----------------------------|-------------------------------------|
| $P_a = 4.720 \text{ kPa}$ | $P_{B_1} = P_a = 5.880 \text{ kPa}$ |
| $P_b = 980 \text{ kPa}$ | $P_b = 1.320 \text{ kPa}$ |
| $P_c = 102 \text{ kPa}$ | $P_c = 120 \text{ kPa}$ |
| $x_5 = 73.58\%$ | $x_5 = 80.37\%$ |

El rendimiento en ambos casos será:

| Sin recalentamiento | Con recalentamiento |
|----------------------------|----------------------------|
| $\eta_t = 49.45\%$ | $\eta_t = 50.30\%$ |

En este caso vemos como el simple hecho de introducir el recalentamiento después de la primera extracción, el rendimiento del ciclo aumenta casi 1%. Además del rendimiento, el título del vapor a la salida de la última turbina es mayor, por lo tanto mejora el rendimiento interno de la turbina y reducimos las pérdidas por choque, además de evitar la erosión en los álabes.

4. Consumo de combustible

4.1. Estudio comparativo del ahorro de combustible en una central térmica de 350 MW

A continuación vamos a estudiar cómo afecta al consumo de combustible, la variación de incorporar o no un recalentamiento en una instalación de 350 MW de potencia, que trabaja con un ciclo regenerativo de tres extracciones. Para luego compararlo con un ciclo regenerativo de cuatro extracciones.

➤ Para ello primero trabajaremos con un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio de tres extracciones figura (4.1), cuya presión de entrada en la turbina sea $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$, su temperatura a la entrada de la primera y segunda turbina sea $T_4 = T_{A_2} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ y su presión en el condensador sea de $P_5 = 4 \text{ kPa}$.

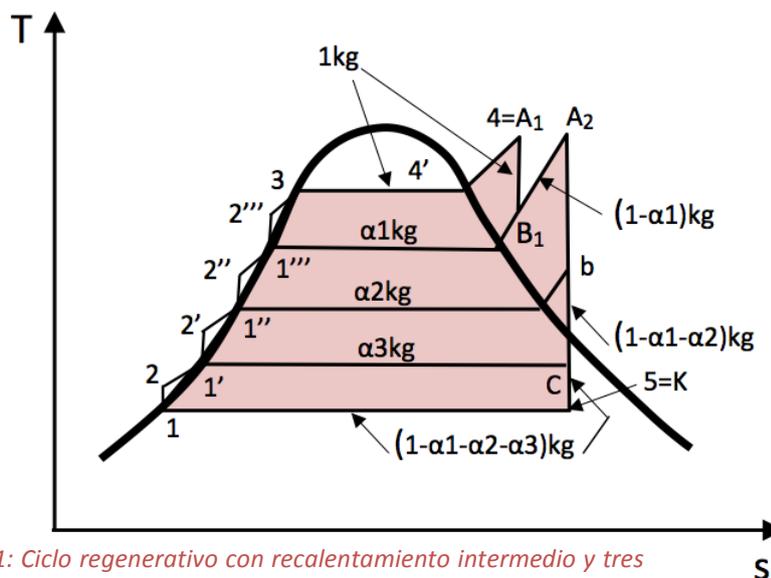


Figura 4.1: Ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y tres extracciones en el plano Ts.

Como esta instalación es la misma que la de la sección anterior, tendremos ya definido el ciclo en Cyclepad, por lo tanto deberemos hallar el caudal másico necesario para obtener una potencia de 350 MW, según la Ec. 4.1.

$$P_{util} = G \cdot \Delta h \quad \text{Ec. 4.1}$$

donde $G =$ gasto másico de vapor

La potencia será $P_{util} = 350 \text{ MW}$ y el salto entálpico será $\Delta h = W_n$

$$W_n = W_T - W_B$$

Cálculo del trabajo total de la turbina, W_T :

$$W_T = h_4 - h_{B_1} + (1 - \alpha_1)(h_{A_2} - h_b) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_b - h_c) \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_c - h_5) \frac{kJ}{kg_c} SI$$

Cálculo del trabajo total de las bombas, W_B :

$$W_B = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_2 - h_1) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{2'} - h_{1'}) \\ + (1 - \alpha_1)(h_{2''} - h_{1''}) + h_{2'''} - h_{1'''} \frac{kJ}{kg_c} SI$$

El cálculo de las extracciones será:

Balance térmico de $PM1 \rightarrow \alpha_3(h_c - h_{1'}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot (h_{1'} - h_2)$

Balance térmico de $PM2 \rightarrow \alpha_2(h_b - h_{1''}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_{1''} - h_{2'})$

Balance térmico de $PM3 \rightarrow \alpha_1(h_{B_1} - h_{1'''}) = (1 - \alpha_1) \cdot (h_{1'''} - h_{2''})$

α_1

| | |
|----------------------------------|-----------------------------------|
| $h_{B_1} = 3.045 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_1 = 0.1727 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1'''} = 1.207 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_{2''} = 823,3 \text{ kJ/kg}$ | |

α_2

| | |
|--------------------------------|-----------------------------------|
| $h_b = 2.977 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_2 = 0.1231 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1''} = 818 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_{2'} = 440,6 \text{ kJ/kg}$ | |

| α_3 | |
|--------------------------------|----------------------------------|
| $h_c = 2.530 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_3 = 0.093 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1'} = 439,4 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_2 = 121,4 \text{ kJ/kg}$ | |

| <i>Trabajo de la turbina</i> | |
|---|---|
| $h_4 = 3.309 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | $W_T = 1.226,426 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ |
| $h_5 = 2.076 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | |
| $h_{A_2} = 3.424 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | |

| <i>Trabajo de la bomba</i> | |
|--|--|
| $h_1 = 121,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | $W_B = 17,202 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ |
| $h_{2'''} = 1.219 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | |

Entonces:

$$W_n = 1.226,426 - 17,202 = 1.209,224 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$G = \frac{P}{W_n} = \frac{350.000 \text{ kW}}{1.209,224 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 290 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ (Caudal másico de vapor)}$$

A continuación hallaremos los consumos de combustible en la caldera. Para ello asumiremos que el rendimiento de la caldera es del 100% y que por tanto todo el calor absorbido por el vapor será el entregado por el combustible. Entonces tendremos:

$$P_c = GQ_b$$

donde $P_c = \text{potencia del combustible (kW)}$

$GQ_b = \text{potencia absorbida en la caldera (kW)}$

$$P_c = G_c \cdot H_c$$

$G_c = \text{gasto másico de combustible (kg/s ,SI)}$

$H_c = \text{poder calorífico del combustible (kJ/kg)}$

Potencia absorbida en la caldera:

$$Q_b = (h_4 - h_{2''''}) + (1 - \alpha_1)(h_{A_2} - h_{B_1}) = 2.404,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_c = 290 \cdot 2.404,54 = 697.318 \text{ kW}$$

Ahora sabemos la potencia necesaria que debe alcanzar el combustible.

A continuación veremos en función de distintos combustible que consumos tendrá la instalación para ofrecer los 350 MW.

Poder calorífico medio de los combustibles, H_c

| | |
|--------------------|--------------|
| Carbón | 23.968 kJ/kg |
| Fueloil | 42.210 kJ/kg |
| Gas natural | 52.225 kJ/kg |

GREET, The Greenhouse Gases, Regulated Emissions, and Energy Use In Transportation Model, GREET 1.8d.1, developed by Argonne. National Laboratory, Argonne, IL, released August 26, 2010.

Consumos de combustible:

- Carbón:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{697.318}{23.968} = 29,09 \frac{kg}{s}$$

Consumos

| | |
|---------------|--------------------|
| <i>Un día</i> | 2.513,696 ton/día |
| <i>Un mes</i> | 75.410,89 ton/mes |
| <i>Un año</i> | 917.499,18 ton/año |

- Fueloil:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{697.318}{42.210} = 16,52 \frac{kg}{s}$$

Consumos

| | |
|---------------|--------------------|
| <i>Un día</i> | 1.427,34 ton/día |
| <i>Un mes</i> | 42.820,38 ton/mes |
| <i>Un año</i> | 520.981,29 ton/año |

- Gas natural:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{697.318}{52.225} = 13,35 \frac{kg}{s}$$

Consumos

| | |
|---------------|--------------------|
| <i>Un día</i> | 1.153,63 ton/día |
| <i>Un mes</i> | 34.608,87 ton/mes |
| <i>Un año</i> | 421.074,59 ton/año |

Ahora expresaremos la inversión económica en euros, que supone abastecer la instalación durante un año para que proporcione los 350 MW.

Precio medio de los combustibles

| | |
|--------------------|--------------|
| Carbón | 57,98 €/ton |
| Fueloil | 439,75 €/ton |
| Gas natural | 405,40 €/ton |

www.indexmundi.com/es/precios-de-mercado/?mercancia=gas-natural

Consumo en euros al cabo de un año:

Consumos

| | |
|--------------------|---------------------|
| Carbón | 53.196.602,46 €/año |
| Fueloil | 229.101.522,3 €/año |
| Gas natural | 170.703.638,8 €/año |

➤ Ahora calcularemos los mismos datos para el ciclo regenerativo con tres extracciones pero sin recalentamiento intermedio, figura (4.2).

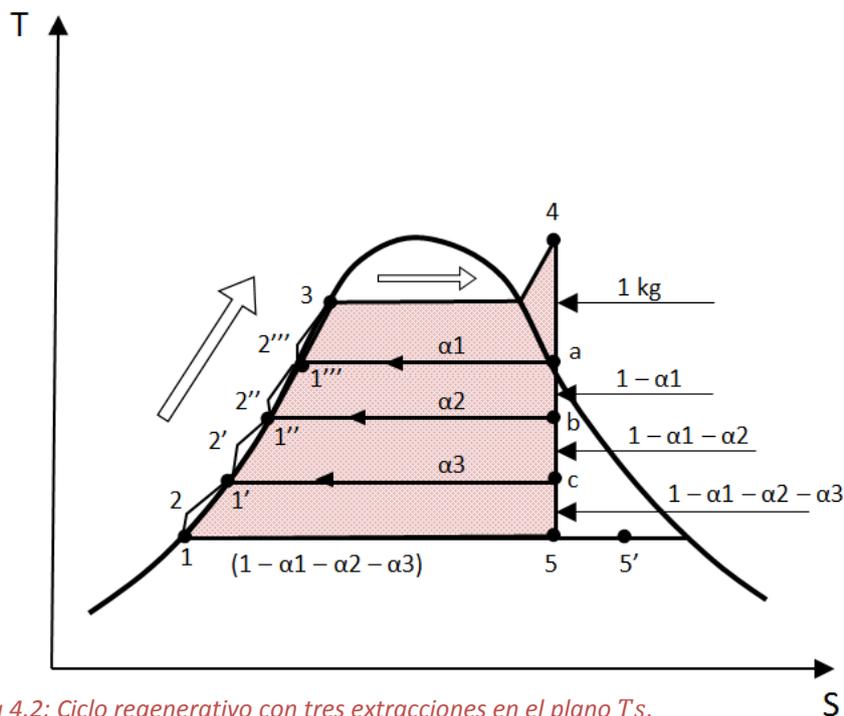


Figura 4.2: Ciclo regenerativo con tres extracciones en el plano Ts.

Los parámetros del ciclo serán los mismos que en el caso anterior, con una presión de entrada en la turbina de $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$, temperatura a la entrada de la turbina de $T_4 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ y una presión en el condensador de $P_5 = 4 \text{ kPa}$.

Cálculo del trabajo total de la turbina, W_T :

$$W_T = h_4 - h_a + (1 - \alpha_1)(h_a - h_b) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_b - h_c) \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_c - h_5) \frac{kJ}{kg_c} SI$$

Cálculo del trabajo total de las bombas, W_B :

$$W_B = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_2 - h_1) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{2'} - h_{1'}) \\ + (1 - \alpha_1)(h_{2''} - h_{1''}) + h_{2'''} - h_{1'''} \frac{kJ}{kg_c} SI$$

El cálculo de las extracciones será:

Balance térmico de $PM1 \rightarrow \alpha_3(h_c - h_{1'}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot (h_{1'} - h_2)$

Balance térmico de $PM2 \rightarrow \alpha_2(h_b - h_{1''}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_{1''} - h_{2'})$

Balance térmico de $PM3 \rightarrow \alpha_1(h_a - h_{1'''}) = (1 - \alpha_1) \cdot (h_{1'''} - h_{2''})$

α_1

| | |
|----------------------------------|-----------------------------------|
| $h_a = 2.989 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_1 = 0,1675 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1'''} = 1.136 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_{2''} = 763,2 \text{ kJ/kg}$ | |

α_2

| | |
|--------------------------------|-----------------------------------|
| $h_b = 2.665 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_2 = 0,1254 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1''} = 759 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_{2'} = 420,7 \text{ kJ/kg}$ | |

α_3

| | |
|--------------------------------|----------------------------------|
| $h_c = 2.300 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_3 = 0,096 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1'} = 419,8 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_2 = 121,4 \text{ kJ/kg}$ | |

Trabajo de la turbina

| | |
|---|---|
| $h_4 = 3.309 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | $W_T = 1.085,539 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ |
| $h_5 = 1.911 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | |

Trabajo de la bomba

| | |
|--|--|
| $h_1 = 121,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | $W_B = 17,194 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ |
| $h_{2'''} = 1.149 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | |

Entonces:

$$W_n = 1.085,539 - 17,194 = 1.068,345 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$G = \frac{P}{W_n} = \frac{350.000 \text{ kW}}{1.068,345 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 327,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ (Caudal másico de vapor)}$$

Potencia absorbida en la caldera:

$$Q_b = h_4 - h_{2'''} = 2.160 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_c = 327,6 \cdot 2.160 = 707.616 \text{ kW}$$

Ahora sabemos la potencia necesaria que debe alcanzar el combustible.

Consumos de combustible (según los mismos H_c anteriores):

- Carbón:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{707.616}{23.968} = 29,52 \frac{kg}{s}$$

| Consumos | |
|-----------------|--------------------|
| <i>Un día</i> | 2.550,81 ton/día |
| <i>Un mes</i> | 76.524,56 ton/mes |
| <i>Un año</i> | 931.048,82 ton/año |

- Fueloil:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{707.616}{42.210} = 16,76 \frac{kg}{s}$$

| Consumos | |
|-----------------|--------------------|
| <i>Un día</i> | 1.448,42 ton/día |
| <i>Un mes</i> | 43.452,75 ton/mes |
| <i>Un año</i> | 528.675,15 ton/año |

- Gas natural:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{707.616}{52.225} = 13,54 \frac{kg}{s}$$

| Consumos | |
|-----------------|--------------------|
| <i>Un día</i> | 1.170,66 ton/día |
| <i>Un mes</i> | 35.119,97 ton/mes |
| <i>Un año</i> | 427.293,02 ton/año |

Consumo en euros al cabo de un año (según los mismos precios anteriores):

| Consumos | |
|--------------------|---------------------|
| Carbón | 53.982.210,58 €/año |
| Fueloil | 232.484.897,2 €/año |
| Gas natural | 173.224.590,3 €/año |

- Ahora calcularemos los mismos datos para el ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y cuatro extracciones figura (4.3).

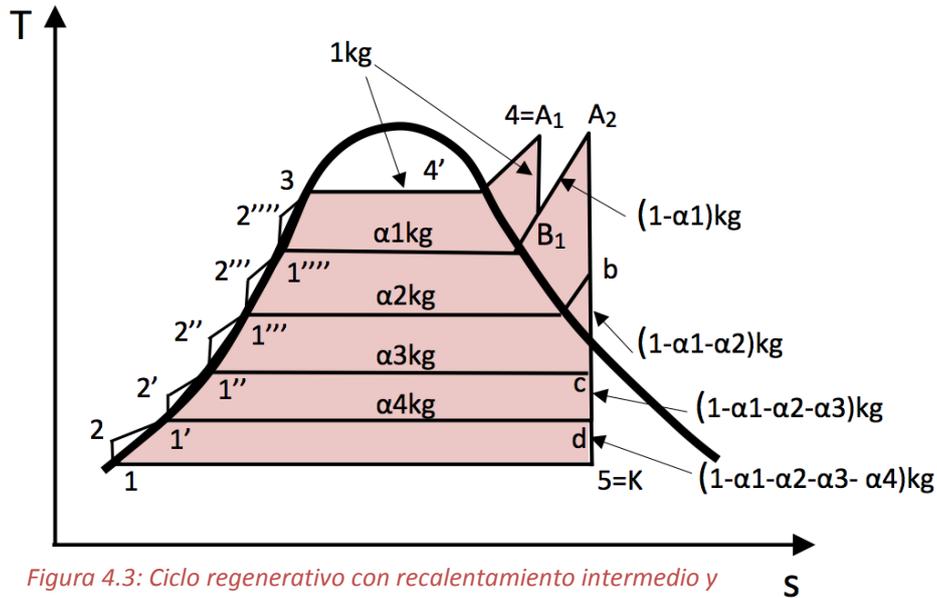


Figura 4.3: Ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y cuatro extracciones.

Los parámetros del ciclo serán los mismos que en el primer caso, con una presión de entrada en la turbina de $P_4 = 15.000 \text{ kPa}$, temperatura a la entrada de la primera y segunda turbina de $T_4 = T_{A_2} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ y una presión en el condensador de $P_5 = 4 \text{ kPa}$.

Cálculo del trabajo total de la turbina, W_T :

$$W_T = h_4 - h_{B_1} + (1 - \alpha_1)(h_{A_2} - h_b) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_b - h_c) \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_c - h_d) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4)(h_d - h_5) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_c} \text{ SI}$$

Cálculo del trabajo total de las bombas, W_B :

$$W_B = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4)(h_2 - h_1) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_{2'} - h_{1'}) \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{2''} - h_{1''}) + (1 - \alpha_1)(h_{2'''} - h_{1'''}) + (h_{2''''} - h_{1''''}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_c} \text{ SI}$$

El cálculo de las extracciones será:

$$PM1 \rightarrow \alpha_4(h_d - h_{1'}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4) \cdot (h_{1'} - h_2)$$

$$PM2 \rightarrow \alpha_3(h_c - h_{1''}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot (h_{1''} - h_{2'})$$

$$PM3 \rightarrow \alpha_2(h_b - h_{1'''}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_{1'''} - h_{2''})$$

$$PM4 \rightarrow \alpha_1(h_{B_1} - h_{1''''}) = (1 - \alpha_1) \cdot (h_{1''''} - h_{2'''})$$

α_1

| | |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| $h_{B_1} = 3.091 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_1 = 0,1410 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1''''} = 1.272 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_{2''''} = 973,3 \text{ kJ/kg}$ | |

α_2

| | |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| $h_b = 3.089 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_2 = 0,1084 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1''''} = 967,9 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_{2'''} = 661,3 \text{ kJ/kg}$ | |

α_3

| | |
|---------------------------------|-----------------------------------|
| $h_c = 2.758 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_3 = 0,0902 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1''} = 659,1 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_{2''} = 372,4 \text{ kJ/kg}$ | |

α_4

| | |
|--------------------------------|-----------------------------------|
| $h_d = 2.405 \text{ kJ/kg}$ | $\alpha_4 = 0,0724 \text{ kg/kg}$ |
| $h_{1'} = 371,8 \text{ kJ/kg}$ | |
| $h_2 = 121,4 \text{ kJ/kg}$ | |

Trabajo de la turbina

| | |
|---|---|
| $h_4 = 3.309 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | $W_T = 1.184,953 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ |
| $h_{A_2} = 3.409 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | |
| $h_5 = 2.047 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | |

Trabajo de la bomba

| | |
|---|--|
| $h_1 = 121,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | $W_B = 17,745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ |
| $h_{2''''} = 1.283 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ | |

Entonces:

$$W_n = 1.184,953 - 17,745 = 1.167,208 \frac{kJ}{kg}$$

$$G = \frac{P}{W_n} = \frac{350.000 \text{ kW}}{1.167,208 \frac{kJ}{kg}} = 300 \frac{kg}{s} \text{ (Caudal másico de vapor)}$$

Potencia absorbida en la caldera:

$$Q_b = (h_4 - h_{2''''}) + (1 - \alpha_1)(h_{A_2} - h_{B_1}) = 2.299,162 \frac{kJ}{kg}$$

$$P_c = 300 \cdot 2.299,162 = 689.748,6 \text{ kW}$$

Ahora sabemos la potencia necesaria que debe alcanzar el combustible.

Y el rendimiento del ciclo será:

$$\eta = 50,79\%$$

Consumos de combustible (según los mismos H_c anteriores):

- Carbón:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{689.748,6}{23.968} = 28,77 \frac{kg}{s}$$

| Consumos | |
|-----------------|--------------------|
| Un día | 2.486,41 ton/día |
| Un mes | 74.592,30 ton/mes |
| Un año | 907.539,71 ton/año |

- Fueloil:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{689.748,6}{42.210} = 16,34 \frac{kg}{s}$$

| Consumos | |
|-----------------|--------------------|
| Un día | 1.411,85 ton/día |
| Un mes | 42.355,56 ton/mes |
| Un año | 515.326,03 ton/año |

- Gas natural:

$$G_c = \frac{P_c}{H_c} = \frac{689.748,6}{52.225} = 13,20 \frac{kg}{s}$$

| Consumos | |
|-----------------|---------------------------|
| <i>Un día</i> | 1.141,10 <i>ton/día</i> |
| <i>Un mes</i> | 34.233,19 <i>ton/mes</i> |
| <i>Un año</i> | 416.503,81 <i>ton/año</i> |

Consumo en euros al cabo de un año (según los mismos precios anteriores):

| Consumos | |
|--------------------|---------------------|
| Carbón | 52.619.152,39 €/año |
| Fueloil | 226.614.621,7 €/año |
| Gas natural | 168.850.644,6 €/año |

Comparando los resultados obtenidos, vemos como en una instalación que suministra una potencia fija de 350 MW, el rendimiento afecta directamente en la rentabilidad del conjunto. En las dos primeras instalaciones estudiadas de tres extracciones, la diferencia entre ambos rendimientos es de un 0,85%, y las diferencias en la inversión de combustible al cabo de un año para diferentes combustibles es de:

Ahorro de combustible en Euros

| Combustible | Con recalentamiento | Sin recalentamiento | Diferencia |
|--------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------|
| Carbón | 53.196.602,46 €/año | 53.982.210,58 €/año | 785.608,12 €/año |
| Fueloil | 229.101.522,3 €/año | 232.484.897,2 €/año | 3.383.374,9 €/año |
| Gas natural | 170.703.638,8 €/año | 173.224.590,3 €/año | 2.520.951,5 €/año |

Como se ve, un mínimo aumento del rendimiento de un 0,85%, se traduce en un ahorro de, por ejemplo en una instalación de gas natural, de 2.520.951,5 €/año. Además del ahorro en el combustible, que es muy importante, es relevante destacar que para la misma potencia de 350 MW, el flujo másico de la instalación disminuye de 327,6 kg/s (instalación sin recalentamiento) hasta 290 kg/s (instalación con recalentamiento). Por lo tanto es una diferencia de 37,6 kg/s en el flujo másico, que se traduce en una disminución del volumen de toda la instalación y por tanto ahorro también en concepto de espacio y materiales.

Si a la instalación con recalentamiento le aumentáramos el número de precalentadores y extracciones, el ahorro seguiría aumentando. Esto es lo que vemos en la siguiente tabla al comparar el mismo ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio de tres extracciones, con el de cuatro extracciones.

Ahorro de combustible en Euros

| Combustible | Recalentamiento 3 extracciones | Recalentamiento 4 extracciones | Diferencia |
|--------------------|--------------------------------|--------------------------------|-------------------|
| Carbón | 53.196.602,46 €/año | 52.619.152,39 €/año | 577.450,07 €/año |
| Fueloil | 229.101.522,3 €/año | 226.614.621,7 €/año | 2.486.900,6 €/año |
| Gas natural | 170.703.638,8 €/año | 168.850.644,6 €/año | 1.852.994,2 €/año |

En el ciclo con cuatro extracciones, se alcanza un rendimiento de $\eta_t = 50,79\%$, por lo tanto un 0,49% más que con el ciclo de tres extracciones. Esto se traduce en una instalación que trabaje con gas natural, con un ahorro de 1.852.994,2 €/año al cabo de un año. Por otra parte, al aumentar el ciclo con un precalentador más, el trabajo neto ha disminuido. Eso ha hecho que el caudal másico de vapor que circula por la instalación deba aumentar de 290 kg/s a 300 kg/s, con el consiguiente aumento volumétrico de la instalación. Como el trabajo neto del ciclo disminuye, el calor aportado en la caldera también lo hace, de ahí el aumento del rendimiento del ciclo. Este rendimiento aumentará con el aumento de los precalentadores, pero como vimos, a partir de ocho o nueve etapas el ahorro no compensa el encarecimiento de la instalación.

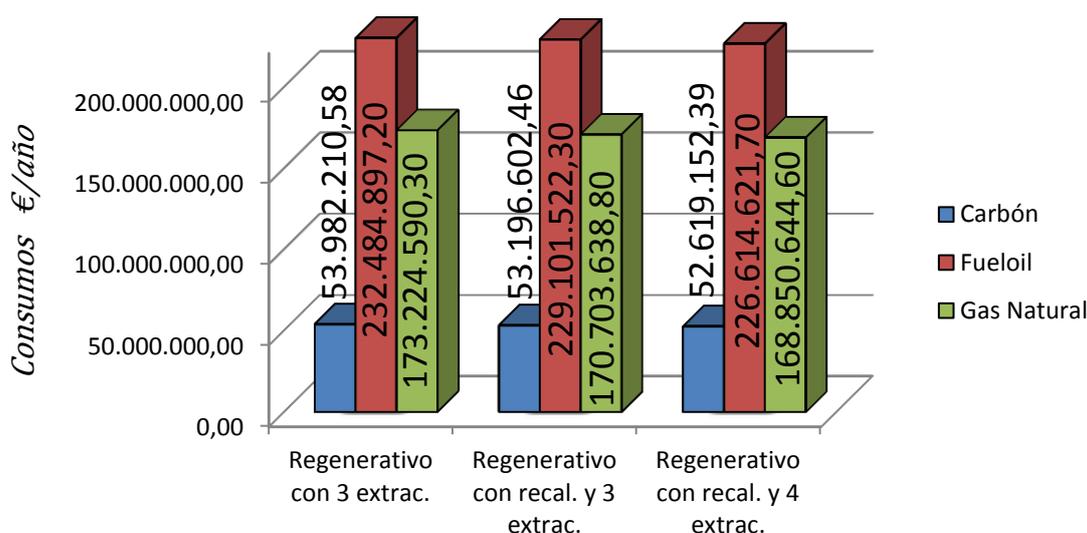


Figura 4.4: Comparación de consumo para un ciclo regenerativo con tres extracciones, un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y tres extracciones, y un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y cuatro extracciones.

5. Emisiones de CO₂

A continuación estudiaremos las emisiones de CO₂ asociadas a los combustibles y cantidades de consumo del apartado anterior, de esta manera veremos que combustible contribuye más al efecto invernadero y como se traduce la mejora en el rendimiento del ciclo, en ahorro de emisiones.

Emisiones de CO₂ por combustible

| | |
|--------------------|-------------------------------------|
| Carbón | 2.530 kg de CO ₂ /ton |
| Fueloil | 3.050 kg de CO ₂ /ton |
| Gas natural | 2.756,41 kg de CO ₂ /ton |

GUÍA PRÁCTICA PARA EL CÁLCULO DE EMISIONES DE GASES DE EFECTO INVERNADERO (GEI), Versión de marzo de 2012, Oficina catalana del canvi climàtic

- Emisiones en un año de una instalación de 350 MW que opera con un ciclo regenerativo con tres extracciones.

| Combustibles | Consumos | Emisiones |
|---------------------|--------------------|---|
| <i>Carbón</i> | 931.048,82 ton/año | 2.355.553,515 ton de CO ₂ /año |
| <i>Fueloil</i> | 528.675,15 ton/año | 1.612.459,208 ton de CO ₂ /año |
| <i>Gas natural</i> | 427.293,02 ton/año | 1.177.794,753 ton de CO ₂ /año |

- Emisiones en un año de una instalación de 350 MW que opera con un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y tres extracciones.

| Combustibles | Consumos | Emisiones |
|---------------------|--------------------|---|
| <i>Carbón</i> | 917.499,18 ton/año | 2.321.272,925 ton de CO ₂ /año |
| <i>Fueloil</i> | 520.981,29 ton/año | 1.588.992,935 ton de CO ₂ /año |
| <i>Gas natural</i> | 421.074,59 ton/año | 1.160.654,211 ton de CO ₂ /año |

- Emisiones en un año de una instalación de 350 MW que opera con un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y cuatro extracciones.

| Combustibles | Consumos | Emisiones |
|--------------|--------------------|---|
| Carbón | 907.539,71 ton/año | 2.296.075,466 ton de CO ₂ /año |
| Fueloil | 515.326,03 ton/año | 1.571.744,392 ton de CO ₂ /año |
| Gas natural | 416.503,81 ton/año | 1.148.055,267 ton de CO ₂ /año |

Se puede observar como las emisiones de CO₂ disminuyen en función del aumento en el rendimiento de la instalación, figura (5.1). De esta manera vemos que el ciclo con menos emisiones es el regenerativo con recalentamiento intermedio y cuatro extracciones, es decir, el que tiene un mayor rendimiento. Por otro lado vemos que en cualquier ciclo el combustible con menores emisiones para la misma potencia de 350MW, es el gas natural.

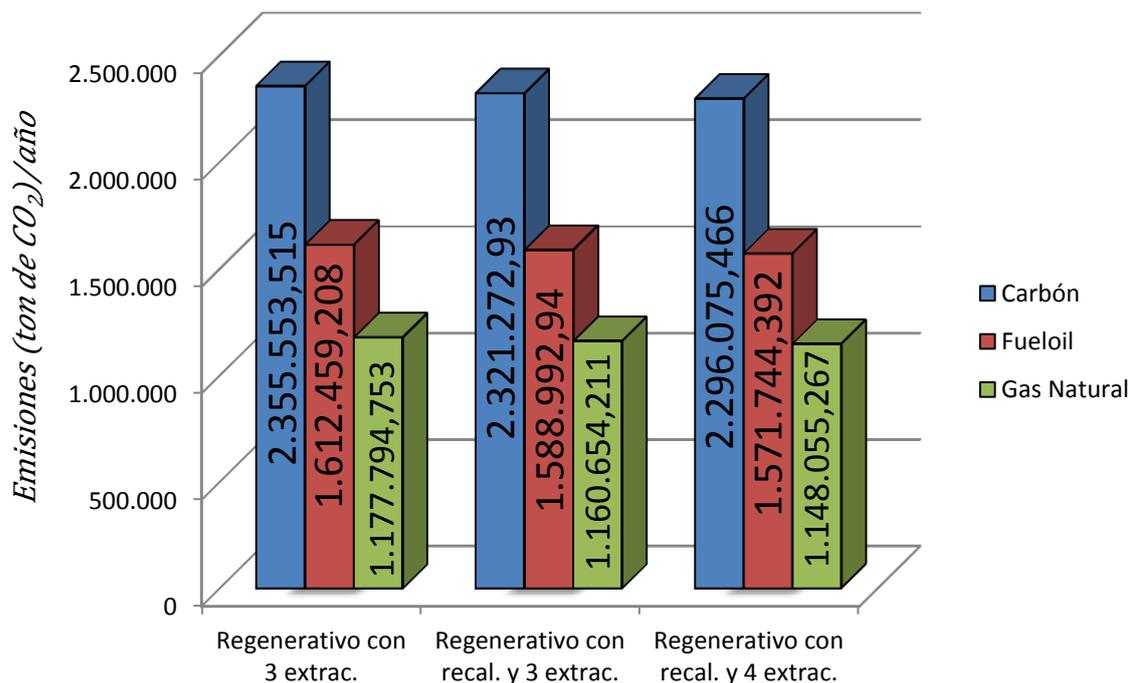


Figura 5.1: Comparación de emisiones de CO₂ para un ciclo regenerativo con tres extracciones, un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y tres extracciones, y un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio y cuatro extracciones.

Conclusiones

El estudio y análisis termodinámico llevado a cabo en este proyecto, nos ha ayudado a comprender los procesos que intervienen en el ciclo de Rankine y en la mayor parte de las centrales de generación de energía de gran potencia.

En primer lugar, al estudiar el ciclo de Carnot y desarrollar el rendimiento, hemos comprendido como éste es el rendimiento máximo que puede tener una máquina térmica que opera entre los dos mismos depósitos de energía térmica a temperatura T_c y T_a . Todas las máquinas térmicas irreversibles (reales) que operan entre estos límites de temperatura (T_c y T_a) tienen eficiencias menores. Luego la eficiencia térmica de las máquinas térmicas reales se puede maximizar al suministrar calor hacia la máquina a la temperatura máxima posible (limitada por la resistencia de los materiales) y al rechazar calor de la máquina a la menor temperatura posible (limitada por la temperatura del medio de enfriamiento).

A continuación, se han estudiado los inconvenientes y limitaciones que conlleva la realización del ciclo de Carnot y las variaciones que se toman para salvarlas, dando paso a la realización del ciclo de Rankine. En el ciclo de Rankine hemos observado tres maneras de aumentar el rendimiento y cómo afectan éstas a las características del ciclo. Estas tres maneras han sido: un aumento de la presión y temperatura a la entrada de la turbina, y una disminución de la presión en el condensador o salida de la turbina. Estas variaciones aumentan el rendimiento del ciclo, pero en el caso de las presiones, contribuyen también a un aumento del grado de humedad a la salida de la turbina. El aumento de la temperatura a la entrada de la turbina, aumenta el rendimiento del ciclo y reduce el grado de humedad a la salida de la turbina, por lo tanto es el que más beneficia al ciclo.

Más adelante hemos estudiado los ciclos realizados en instalaciones de gran potencia, que son tanto el ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio como el ciclo regenerativo de Rankine, y finalmente estos dos unidos teniendo el ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio.

- En el ciclo con recalentamiento hemos visto que el rendimiento aumenta y además favorece a tener un título de vapor a la salida de la turbina mayor. Asimismo, se ha estudiado a qué presión es mejor realizar el recalentamiento del vapor y cómo afecta al rendimiento del ciclo. Por lo tanto se ha comprobado cómo el rendimiento del ciclo es mayor para determinadas presiones que se encuentran aproximadamente a 1/3 del salto de presión total desde la presión más baja.

- En el ciclo regenerativo, hemos comprobado de nuevo, el aumento de rendimiento, y además hemos estudiado cómo afecta la presión de extracción al rendimiento. Para ello hemos buscado qué presiones son óptimas para la extracción, es decir, a qué presiones de extracción el rendimiento es mayor. Entonces hemos visto que en el caso de una sola toma, el rendimiento es máximo cuando dicha presión de extracción coincide a la mitad del salto entálpico. En caso de múltiples tomas, el rendimiento se ve afectado de la misma manera. Las presiones de extracción que se tomarán, serán las correspondientes a dividir el salto entálpico en cuantas tomas se realicen. Finalmente, se ha comprobado cómo al aumentar el número de extracciones el rendimiento aumenta, aunque cada vez el aumento es menor. Para un aumento de 1,61% al pasar de una extracción a dos, al pasar de siete a ocho extracciones, el aumento solamente es de 0,11%, entonces a partir de estas ocho extracciones el aumento de rendimiento no compensa la inversión económica que supone el encarecimiento de la instalación con más extracciones.
- En el ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio, se comprueba que el rendimiento es mayor para una instalación que opera con los mismos parámetros de presión y temperatura que los casos anteriores. Además se comprueba que a la salida de la turbina el grado de humedad es menor, es decir, la turbina no trabajará con vapor húmedo.

En este proyecto también se han estudiado los consumos de una instalación en función de los ciclos que operan y los tipos de combustibles usados. Estos combustibles han sido carbón, fueloil y gas natural, y los ciclos estudiados han sido: un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio de tres extracciones, un ciclo regenerativo de tres extracciones y un ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio de cuatro extracciones. Los resultados han sido los esperados y el ciclo con mayor rendimiento ha consumido menos al cabo de un año al generar una misma potencia útil de salida. En este estudio también se han expresado los consumos económicos de la instalación en función del ciclo que lo opera y el combustible usado. Entonces se ha podido comprobar la diferencia y ahorro económico que supone un aumento del rendimiento del ciclo al cabo de un año. Por ejemplo; una instalación con un ciclo regenerativo y recalentamiento intermedio que consume gas natural, el hecho de tener tres o cuatro extracciones, supone un ahorro en combustible de 1.852.994,2 € al cabo de un año. Y la diferencia del rendimiento es de 0.49%.

Finalmente, las emisiones de CO_2 también han sido expresadas en función de estos tres ciclos y combustibles. Lógicamente, se ha comprobado que, el ciclo con mayor rendimiento es el que menos emisiones emite. Por otro lado vemos que en cualquier ciclo el combustible con menores emisiones para la misma potencia de $350MW$, es el gas natural. Para dar un ejemplo del ahorro que supone, en la misma instalación anterior con un ciclo regenerativo y recalentamiento intermedio que consume gas natural, el hecho de tener tres o cuatro extracciones, supone un ahorro en emisiones de $12.598,944 ton de CO_2$ al cabo de un año.

Por lo tanto hemos visto que el aumento del rendimiento del ciclo contribuye al ahorro energético y aprovechamiento en la explotación de una instalación. Asimismo contribuye a la mejora de emisiones de gases de efecto invernadero, por eso es tan importante aumentarlo en la medida de lo posible.

Aunque los resultados del proyecto eran ya conocidos y esperados, este estudio ha sido de gran interés para conocer cómo de importante es el rendimiento de un ciclo térmico, en las grandes instalaciones industriales de generación de energía, dónde un pequeño incremento de mejora puede suponer grandes ahorros energético, económico y de emisiones. El estudio aún podría haber sido más exhaustivo si se tomaran rendimientos reales de turbinas, bombas y demás elementos, pero suficiente para representar las mejoras evolutivas que ha sufrido a lo largo del tiempo el ciclo de Rankine.

Bibliografía

- **Libros:**

[1] Segura Clavell, José. *Termodinámica técnica*. Barcelona: Reverté, 1988.

[2] Mataix, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*. 3ª ed. Dossat, 2000.

[3] Pérez del Río, José. *Tratado general de máquinas marinas*, vol. 5 y 7. Barcelona: Planeta, 1959-1970

[4] Saarlal, Mado. *Steam and gas turbines for marine propulsion*. 2nd ed. Annapolis: Naval Institute Press, 1987.

[5] Agüera Soriano, José. *Termodinámica lógica y motores térmicos*. Madrid: Ciencia 3, 1999.

- **Webs:**

[6] <http://www.grq.northwestern.edu/software/cyclepad/cyclesof.htm>

[7] <https://greet.es.anl.gov>

[8] <http://canviclimatic.gencat.cat>

http://canviclimatic.gencat.cat/web/.content/home/politiques/politiques_catalanes/la_mitigacio_del_canvi_climatic/guia_de_calcul_demissions_de_co2/120301_guia_practica_calcul_emissions_rev_es.pdf

[9] <http://www.idae.es>

http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Factores_Conversion_Energia_y_CO2_2011_0a9cb734.pdf

[10] <http://www.minetur.gob.es>

http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/propuestas/Documents/2014_03_03_Factores_de_emision_CO2_y_Factores_de_paso_Efinal_Eprimaria_V.pdf

ANEXO

Anexo

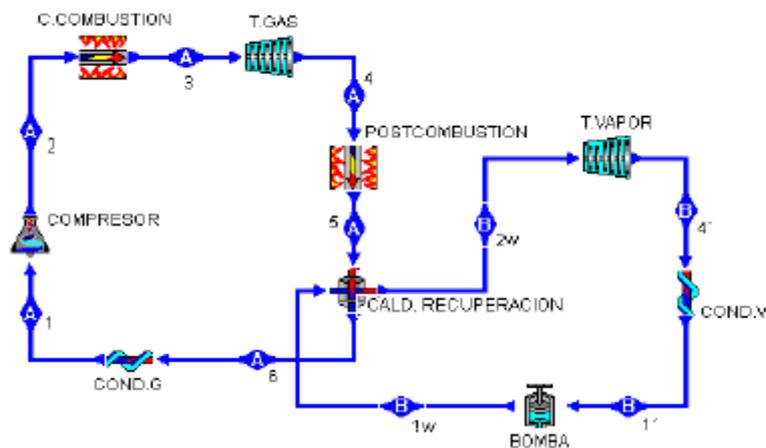
En el siguiente Anexo se dispondrán tanto un manual de uso y presentación de las funciones del programa Cyclepad, usado para la realización de los cálculos y ciclos de este proyecto, como un recopilatorio de todos los datos y cálculos obtenidos gracias al programa y que han servido de fuente para representar los ciclos realizados.

| | |
|---|-----------|
| ANEXO | 1 |
| A1. MANUAL DEL PROGRAMA | 4 |
| A1.1 INTRODUCCIÓN | 4 |
| A1.1.1 <i>COMO CYCLEPAD VE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS</i> | 5 |
| A1.2 MODO CONSTRUCCION | 6 |
| A1.2.1 <i>CREANDO UN NUEVO DISEÑO</i> | 6 |
| A1.2.2 <i>AÑADIENDO COMPONENTES AL DISEÑO</i> | 6 |
| A1.2.3 <i>CONECTANDO COMPONENTES</i> | 7 |
| A1.2.4 <i>CAMBIANDO LAS ETIQUETAS DE LOS COMPONENTES Y STUFF</i> | 8 |
| A1.3 MODO DE ANÁLISIS | 8 |
| A1.3.1 <i>MODO ANALISIS: INTRODUCCIÓN</i> | 8 |
| A1.3.2 <i>LOS MEDIDORES</i> | 8 |
| A1.3.3 <i>OPERANDO CON MEDIDORES - ELIGIENDO SUSTANCIAS</i> | 9 |
| A1.3.4 <i>OPERANDO CON MEDIDORES - HACIENDO MODELADO DE</i> | 10 |
| <i>SUPOSICIONES</i> | 10 |
| A1.3.5 <i>OPERANDO CON MEDIDORES - ASUMIENDO VALORES</i> | 11 |
| <i>NUMERICOS</i> | 11 |
| A1.3.6 <i>OPERANDO CON MEDIDORES - OBTENIENDO VALORES</i> | 12 |
| A1.3.7 <i>INVESTIGANDO UN CICLO A TRAVES DEL SISTEMA DE</i> | 12 |
| <i>EXPLICACIONES</i> | 12 |
| A1.3.8 <i>INVESTIGANDO EL CICLO A TRAVÉS DE LAS HERRAMIENTAS DEL ANALISIS</i> <i>DE SENSIBILIDAD</i> | 14 |
| A1.4 DESCRIPCION DE LOS MENUS DEL PROGRAMA | 16 |
| A1.5 CONOCIMIENTOS DE CYCLEPAD | 21 |
| A1.5.1 <i>MODELANDO LAS SUPOSICIONES</i> | 21 |
| A2. DATOS DE LOS CICLOS REALIZADOS | 24 |
| A2.1 Datos usados para la simulación del ciclo de Carnot | 24 |
| A2.2 Datos usados para la simulación del ciclo de Rankine | 26 |

| | |
|--|----|
| A2.3 Datos usados para la simulación del ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio | 28 |
| A2.4 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con una extracción | 31 |
| A2.5 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con dos extracciones | 35 |
| A2.6 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con tres extracciones | 42 |
| A2.7 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con cuatro extracciones | 50 |
| A2.8 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con cinco extracciones | 55 |
| A2.9 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con recalentamiento y tres extracciones | 58 |
| A2.10 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con recalentamiento y cuatro extracciones | 61 |

MANUAL DE CYCLEPAD

ESTUDIO DE INSTALACIONES TÉRMICAS EMPLEANDO SOPORTE INFORMÁTICO CYCLEPAD



Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Área de Máquinas y Motores Térmicos

Universidad Politécnica de Cartagena

A1. MANUAL DEL PROGRAMA

Cyclepad se trata de un laboratorio virtual, que permite a los estudiantes construir y analizar una variedad amplia de ciclos termodinámicos. Cyclepad se puede encontrar en versión de prueba en Internet en la siguiente dirección:

<http://www.grg.ils.mwu.edu/projects/NSF/Cyclepad/aboutcp.htm>

(Northwestern University, The U.S. Naval Academy, and Oxford University)

A continuación se expone un manual de funcionamiento para poder llegar a manejar y comprender el programa.

A1.1 INTRODUCCIÓN

Un ciclo termodinámico es una colección de componentes los cuales intercambian energía, unos toman calor y generan energía, son las máquinas térmicas, o reciben energía y producen calor, son las máquinas frigoríficas o bombas de calor. Así pues ejemplos de ciclos termodinámicos son las plantas de potencia, refrigeradores, plantas de propulsión y motores.

Cyclepad nos ayuda a:

- Especificar la estructura de nuestro diseño, es decir las partes de que está compuesto y su interconexión.
- Analiza el diseño, indicando las consecuencias de las suposiciones que se han realizado. Tales suposiciones incluyen valores numéricos, es decir presiones, temperaturas de operación asumidas, o suposiciones relacionadas con el modelado del sistema, por ejemplo considerar un compresor isoentrópico.
- Ejecución de análisis de sensibilidad para comprender como las diferentes elecciones realizadas en el diseño contribuyen a los resultados. Cyclepad puede decir como la eficiencia de un sistema cambia según varía una función que depende de otros parámetros, por ejemplo la temperatura de entrada a la turbina.

También se pueden realizar análisis en régimen permanente de sistemas abiertos y cerrados. En un sistema abierto hay un caudal másico que recorre la instalación, mientras que en un sistema cerrado no. Una turbina de gas o de vapor es un sistema abierto, mientras que un motor de combustión forma un sistema cerrado.

Los análisis en régimen estacionario proporcionan una buena orientación inicial en el diseño conceptual, ya que en el diseño conceptual de ciclos termodinámicos las cuestiones importantes son las condiciones de operación y la estimación de la eficiencia y la producción de potencia, frío o calor. Las etapas posteriores del diseño son obtener las consecuencias tales como la respuesta del sistema a transitorios, desarrollo de procedimientos para la

puesta en marcha y la parada, y que aseguren que el sistema es fácil de monitorizar y mantener.

CyclePad trabaja en dos fases, (a) construcción del modelo, donde se emplea el editor gráfico para situar los componentes conectándolos entre ellos, y (b) análisis del modelo, donde se especifican el fluido de trabajo, suposiciones de trabajo y valores numéricos para las propiedades del fluido en los diferentes puntos (stuffs) del ciclo.

A1.1.1 COMO CYCLEPAD VE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS

Un ciclo termodinámico consiste en una colección de componentes conectados entre sí de alguna forma apropiada. Cyclepad reconoce los componentes incluidos dentro del programa, como: compresores, turbinas, calderas, enfriadores, bombas, mezcladores, válvulas reguladoras e intercambiadores de calor.

Cyclepad describe las conexiones en función de las propiedades de la materia en cada conexión, esto es, las propiedades los stuff que están fluyendo entre los componentes.



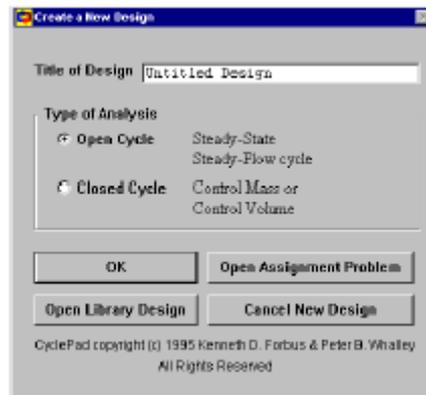
En el diagrama de arriba, por ejemplo, existen cuatro componentes, una caldera, una turbina, un condensador y una bomba, estos componentes se encuentran conectados a través de los stuff S1, S2, S3, S4.

La mayor fuente de información sobre el ciclo es el surtido de parámetros asociados con cada stuff y cada componente. Cyclepad conoce que parámetros están asociados con cada componente y con cada stuff. Además conoce el surtido de parámetros que son relevantes y pueden variar. Por ejemplo, cuando un stuff está saturado, es necesario conocer su título de vapor, al igual que en una turbina la cual no es isoentrópica requiere alguna especificación de esta supuesta eficiencia. Parte del trabajo como diseñador es seleccionar valores numéricos y modelos de suposiciones para ver si un particular diseño puede satisfacer un criterio de ejecución.

A1.2 MODO CONSTRUCCION

A1.2.1 CREANDO UN NUEVO DISEÑO

Cuando se comienza un nuevo diseño, aparece el siguiente cuadro de dialogo.



Primero se introduce el título del diseño (aunque se puede cambiar mas tarde en el menú edit). Después elige el tipo de análisis que desees, en esta versión de Cyclepad puedes escoger entre ciclo abierto o ciclo cerrado. Una vez hecho esta elección, ya se puede cambiar, si se desea cambiar la opción se deberá comenzar un nuevo diseño (usando File/New Comand).

Para abrir un ejemplo de la librería, pulsa en “Open Library Design”. Advierte que puedes modificar los ejemplos y salvar los cambios libremente como un diseño nuevo.

Si se prefiere abrir un diseño existente, tal vez uno que hayas salvado en tu disco duro en una sesión anterior, pulsa “Open Saved Design”.

En el nuevo diseño el cuadro de dialogo desaparece y Cyclepad presenta una pantalla azul, en la cual se puede comenzar a dibujar el ciclo.

La situación es por defecto en modo construcción y Cyclepad no permite cambiar a modo análisis hasta que se haya completado el diseño del ciclo.

A1.2.2 AÑADIENDO COMPONENTES AL DISEÑO

Seleccione un componente desde la paleta de componentes y pulse en el espacio azul de diseño, en el lugar donde desees colocarlo. Para elegir un componente diferente, selecciónelo desde la paleta y realice la misma operación.

Si cierra la ventana de la paleta, existe otra forma de elegir los componentes, simplemente pulsando en el fondo azul, aparecerá un cuadro donde podrá elegir el componente deseado de la lista.

Si este sistema no te parece cómodo y quiere reabrir la ventana de la paleta de componentes, elija “Component Palette” desde el menú “Window”.

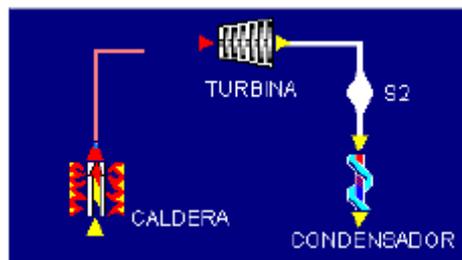
El componente que haya seleccionado aparecerá en la pantalla, por ejemplo, seleccione una caldera, el icono de una caldera tendrá la siguiente apariencia:



Los dos triángulos amarillos son las puertas de la caldera. Estos indican la dirección del fluido que atraviesa la caldera (en este caso hacia la derecha), y estos triángulos permiten conectar la caldera a otros componentes.

A1.2.3 CONECTANDO COMPONENTES

Para conectar dos iconos, primero pulse en un puerto, tal como el puerto anterior de la caldera. Advierta que el puerto que pulso se vuelve de color rojo y una línea roja aparece uniendo el puerto con el puntero del ratón. Esta línea puede ser únicamente horizontal o vertical, para cambiar la dirección de la línea, pulsa el botón izquierdo del ratón y crearás una unión en ángulo recto.



Advierta también que todos los puertos los cuales podría conectar con esta línea se convierten en rojo. En la figura, la entrada de la turbina se vuelve roja pero la salida no, esto es así porque no se pueden conectar entre ellas.

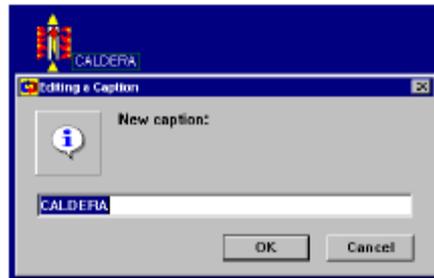
Estando arrastrando la línea roja, pulse cuando quieras hacer un ángulo recto y cambiar la dirección. No se preocupe si no lo has alineado exactamente con el puerto el cual quiere conectar, Cyclepad automáticamente lo romperá, conectando la línea con el segundo icono. En el ejemplo de arriba la unión está claramente sobre la entrada de la turbina, pero si simplemente pulsa en el puerto rojo de entrada a la turbina la conexión se hará directamente.

Si decide que quiere abandonar la operación de conexión, pulse el botón derecho del ratón y volverá la pantalla al estado inicial antes de la conexión.

Cuando la conexión ha sido completada, aparece un stuff, caracterizado por la protuberancia en el conducto que une los dos elementos. Como cada elemento, cada stuff tiene una etiqueta, la cual se puede arrastrar y editar, sólo en modo construcción, para hacer el diagrama más fácil de leer.

A1.2.4 CAMBIANDO LAS ETIQUETAS DE LOS COMPONENTES Y STUFF

Para editar las etiquetas de los stuff o de los componentes en el modo construcción, pulse el botón derecho del ratón. Un cuadro de dialogo aparece, en el cual puedes escribir el nombre que hayas designado para el stuff o el componente.



Sólo debe tener en cuenta que cada etiqueta debe ser única ya que Cyclepad no permitirá que haya un duplicado del texto de una etiqueta.

Cuando haya completado el diseño del ciclo, habiendo conectado todos los componentes entre sí, ya se puede pasar al modo análisis, eligiendo “Analyze”, desde el menú “Mode” en la barra de menú.

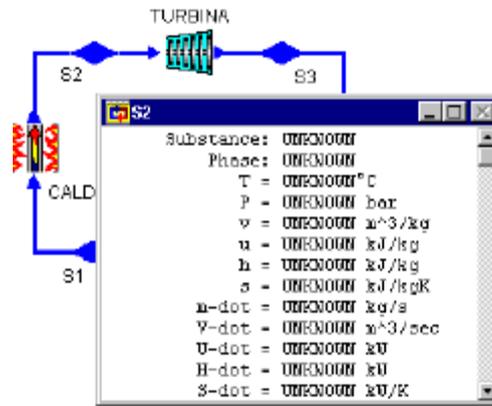
A1.3 MODO DE ANÁLISIS

A1.3.1 MODO ANALISIS: INTRODUCCIÓN

La forma de trabajar en el modo análisis es a través de los medidores, los cuales aparecen en una ventana, desplegando información sobre los componentes, stuff y sobre el ciclo en su conjunto. Pulsando en “Cycle/Cycle Properties” aparecerá desplegado un medidor global de las propiedades del sistema tales como la eficiencia térmica, potencia neta, rendimiento de Carnot, etc.

A1.3.2 LOS MEDIDORES

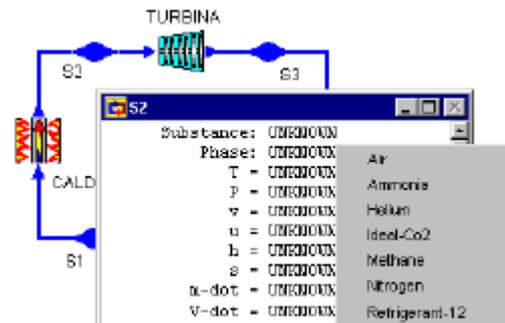
Un pulso en el botón izquierdo de algún icono, aparecerá un medidor desplegando el modelado de suposiciones y los valores paramétricos asociados con esta entidad. Por ejemplo un pulso en el botón izquierdo del ratón en S2 aparecerá un medidor para este stuff.



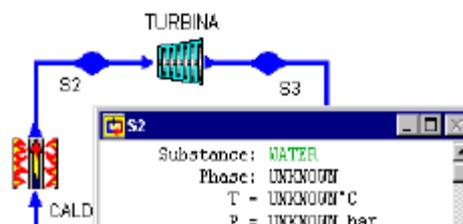
Inicialmente cada valor en el medidor está en color negro, debido a que los parámetros del ciclo están aún sin especificar, pero conforme vaya haciendo suposiciones sobre el ciclo y dando valores numéricos, los medidores van cambiando de color.

A1.3.3 OPERANDO CON MEDIDORES - ELIGIENDO SUSTANCIAS

Cada uno de los valores “desconocidos” es sensible al ratón. Pulsando en uno aparece un menú de datos para preguntar sobre cada valor, a través de un sistema de preguntas, o cosas que puedes hacer para que los valores cambien o se retraigan. Por ejemplo pulsando en “select a substance” para S2, aparecerá un menú de sustancias que se puede elegir para el stuff.

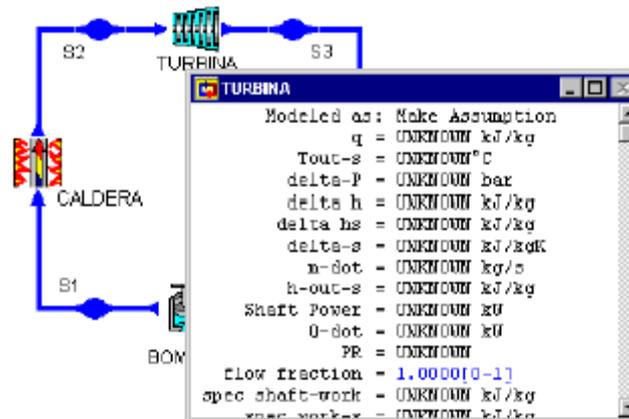


Supongamos que elegimos agua desde la lista de sustancias. El medidor ahora cambia, reflejando esta variación. Advierte que el agua está en color verde, lo que indica que esto es una suposición que nosotros hemos hecho.



A1.3.4 OPERANDO CON MEDIDORES - HACIENDO MODELADO DE SUPOSICIONES

El uso del “modelado suposiciones” es crítico para que el modelo sea exitoso. Se puede hacer y retractar de los modelos de suposiciones pulsando en la primera línea del medidor de un componente, en el cual inicialmente se leía “Modeled as: Make assumption”.



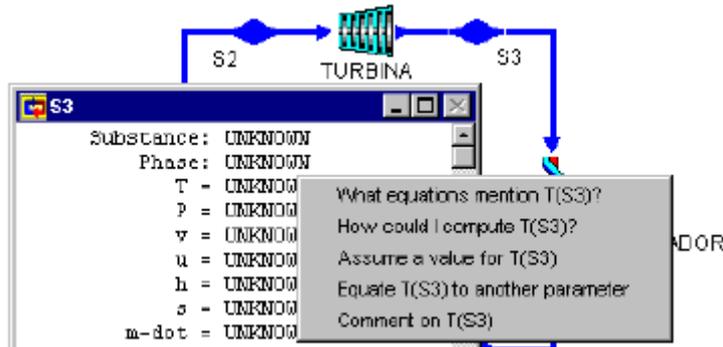
En la figura se observa el medidor de la turbina, en el cual aparecen todos los valores como desconocidos, y el modelado de suposiciones por hacer, esto es así ya que todavía no hemos introducido ningún valor al ciclo. Pulsando con el ratón en “Make Assumption”, nos aparecerá una ventana con las posibles suposiciones de trabajo que pueden emplearse en la turbina, cada componente tendrá las suyas propias, atendiendo a sus posibilidades de funcionamiento.

TURBINA works isothermally
 TURBINA does not work isothermally
 TURBINA works isentropically
 TURBINA does not work isentropically
 TURBINA works adiabatically
 TURBINA does not work adiabatically

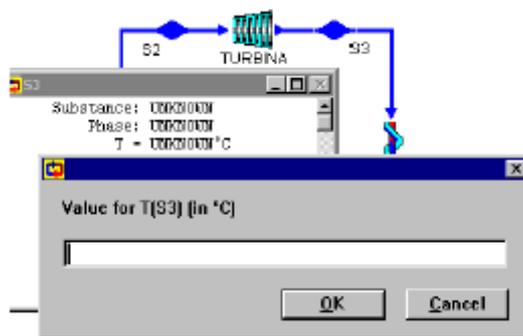
Es decir decidiremos si el elemento trabaja isotérmicamente (proceso a temperatura constante), isoentrópicamente (proceso reversible y sin pérdidas de calor), adiabáticamente (proceso sin pérdidas de calor), isocóricamente (proceso a volumen constante), isobáricamente (proceso a presión constante), etc.

A1.3.5 OPERANDO CON MEDIDORES - ASUMIENDO VALORES NUMERICOS

Ahora se puede elegir una temperatura (pulsando en “desconocido” a la derecha de la temperatura).



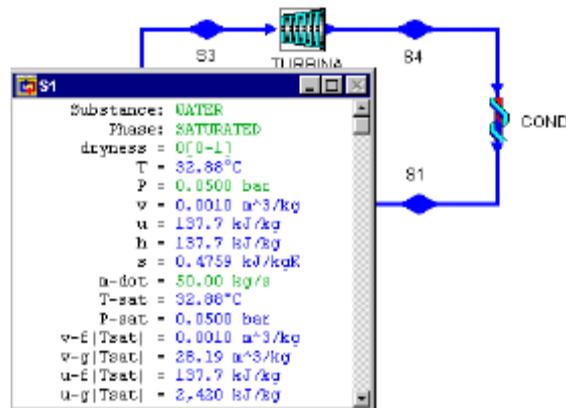
Un menú emergente aparecerá, desplegando algunas cuestiones y acciones, incluyendo “Asume un valor”, comando para dar un valor a estos parámetros.



Pulsando en “Asumir un valor” para la temperatura, habilitamos como poner un valor a este parámetro. Observamos que las unidades vienen indicadas en la ventana, si se desea usar diferentes unidades, hay que elegir “Change Units” (cambiar unidades) desde el menú en “Edit/Preferences”.

A1.3.6 OPERANDO CON MEDIDORES - OBTENIENDO VALORES

Por ejemplo asumimos que ha introducido los siguientes valores a la salida del condensador; Substancia = Agua, Fase = Saturada, Título de Vapor=0, $P=0.05\text{bar}$, Caudal= 50 Kg/s . Vemos que los valores introducidos se encuentran en color verde, mientras que el resto, los de color azul, han sido deducidos por el programa.



El análisis del diseño es producto de la suma de información que se aporta al programa, y que este elabora para obtener todos los datos posibles. Se pueden hacer suposiciones y preguntar cuestiones en el orden que se desee.

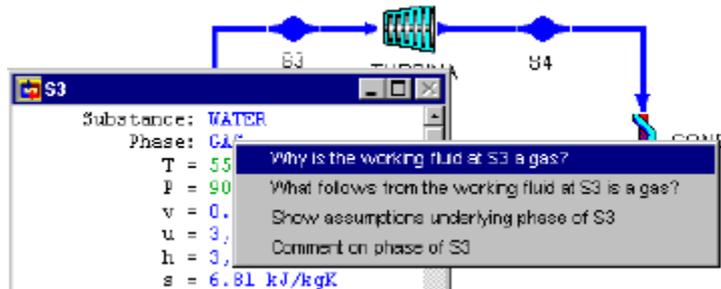
Inadvertidamente se puede forzar el valor de un parámetro, en dicho caso puede que tampoco tenga en absoluto valor, o Cyclepad encuentre que este calculando dos o más diferentes valores para estos parámetros. Cuando esto ocurre, el cuadro de diálogo de contradicción aparecerá. El programa despliega las suposiciones implicadas en la contradicción, y deberá retractarse de uno o más de ellas para resolver la contradicción y poder continuar con el análisis del ciclo.

Cuando haya obtenido los valores que estaba buscando, puede querer investigar la relación entre un valor que hayas asumido y otro que cyclepad haya calculado. Para hacer esto usa las herramientas del “análisis de Sensibilidad”, desde las “Tolls” (herramientas) que aparecen debajo del menú.

A1.3.7 INVESTIGANDO UN CICLO A TRAVES DEL SISTEMA DE EXPLICACIONES.

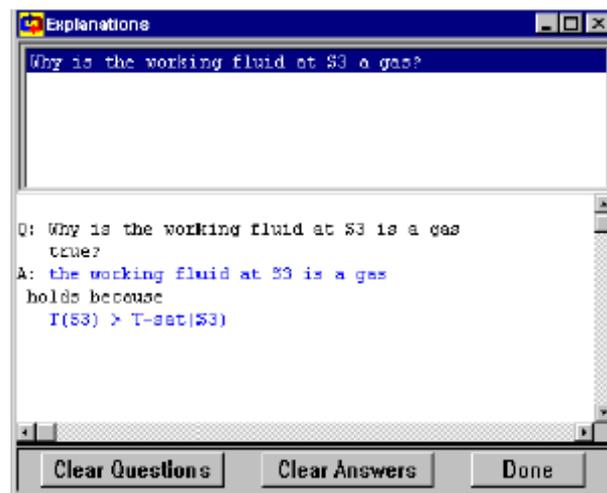
Cyclepad automatiza el análisis numérico del ciclo para que puedas emplear más tiempo pensando sobre las implicaciones del diseño. Para asistirte en tus investigaciones Cyclepad está provisto de un sistema de preguntas. Usando este sistema puedes obtener explicaciones sobre algún determinado valor paramétrico, fase de alguna sustancia o del modelo de suposiciones que Cyclepad ha deducido para algún elemento. (Estos valores aparecen en texto azul en la pantalla).

Supongamos que está analizando un ciclo simple de Rankine y acaba de insertar los valores para la presión y temperatura del stuff que sale de la caldera. Advierte que Cyclepad ha deducido que en el stuff el fluido es un gas, si quiere conocer porque esto es así, pulsa en la deducción y aparecerá un menú de cuestiones que puedes preguntar.



Pulsando en “Why is the working at S3 a gas true” aparecerá la causa en la ventana de explicaciones.

Un registro de la pregunta aparece en la caja gris en la parte de arriba de esta ventana. De esta forma puede retroceder a alguna pregunta que haya hecho pulsando en ella, o puede borrar las preguntas del registro pulsando el botón de “Clear Question”.



En la caja blanca de la parte baja de la ventana aparecerá la pregunta y su respuesta. En el anterior ejemplo, advierte que algunos de los textos están en azul, indicando que Cyclepad ha deducido estos valores. Estos trozos de texto son sensibles al ratón, por lo que sí quieres conocer por que cyclepad opina que la Temperatura de S3 es mayor que la Temperatura de Saturación podrá pulsar en $T(S3) > T_{sat}(S3)$.

Pulsando en el texto azul aparecerá una lista de cuestiones que puedes preguntar, lo mismo que ocurría en el pulso original en la afirmación “Fase=Gas”.



Eligiendo “Why is T(S3)>T.sat(S3) true” coloque esta cuestión en el registro de preguntas y la respuesta aparecerá en la parte baja del cuadro.

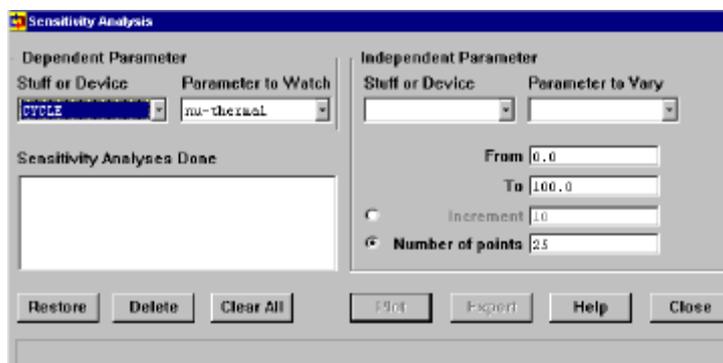
Por otro lado, observa que T(S3)=550°C, está en verde, indicando que esto es un valor que lo ha introducido el diseñador. Como siempre podrá pulsar en él, pero cyclepad sólo informará que es un valor suministrado.

A1.3.8 INVESTIGANDO EL CICLO A TRAVÉS DE LAS HERRAMIENTAS DEL ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Para estudiar mejor un diseño, se pueden usar las herramientas del análisis de sensibilidad.

La forma de trabajar del análisis de sensibilidad normalmente está implementada en cyclepad bajo dos parámetros, un parámetro dependiente y un parámetro independiente. El parámetro dependiente es el que deseamos mejorar, puede ser la eficiencia térmica, el trabajo producido, o reducir la cantidad de calor perdido. El parámetro independiente es una de las suposiciones que esta casualmente relacionada con el parámetro dependiente, tal como la temperatura de salida de la caldera o la relación de compresión que deseas cambiar para alterar el parámetro dependiente.

Seleccionando “Sensitivity” desde “Tools” baja un menú donde aparece el cuadro de dialogo “Plot Parameter”.



En la parte superior izquierda del cuadro de dialogo, seleccionas los parámetros de los stuff o elementos que deseas alterar. Por defecto este cuadro de dialogo muestra el ciclo como el elemento y Eta-termal como el parámetro a alterar. Advierte que cada una de las cuatro cajas sobre la parte superior de la mitad de la pantalla tiene botones a su derecha con flechas apuntando hacia abajo. Pulsando en estos botones aparece un menú que se deja caer hacia abajo de las posibles alternativas para cada caja.

Pulsando en el cuadro de parámetros dependientes puedes ver, varios posibles candidatos, como: work ratio(relación de trabajo), Eta-Termal(rendimiento térmico), Min-T(temperatura mínima) y Max-T(máxima temperatura), además de otros.

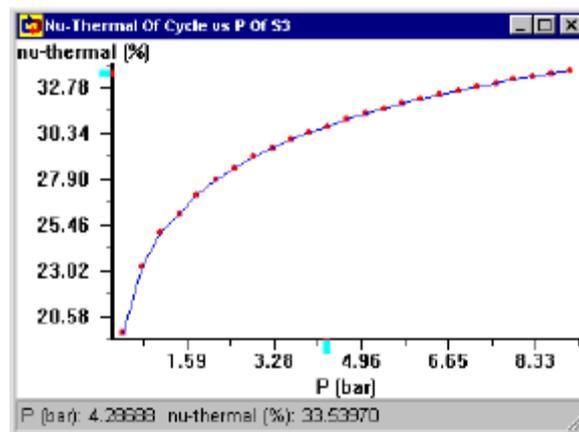
En la parte superior derecha del dialogo eliges el parámetro del stuff o elemento que quieres variar. Estos dos cajones despliegan solo aquellos parámetros en los cuales proporcionaste un valor durante la fase de análisis, ya que estos serán solo los parámetros que puedes directamente variar.

Para mostrar un ejemplo tomaremos como elemento independiente al stuff S2 y como parámetro la presión.

Como siempre, para hacer esta elección, el valor de la presión debería ser preciso, para tener alguna información sobre este efecto en el sistema en conjunto. Podemos simplemente elegir una alta presión en la teoría, dado que el trabajo generado por la turbina es directamente proporcional a la presión de entrada, pero teniendo en cuenta que presiones altas pueden causar relativamente problemas a posteriori en el sistema.

Antes de que se pueda dividir la presión, hay que proveerse de un razonable rango de valores para los parámetros independientes. En las unidades del parámetro dependiente, por defecto, este rango va de 0 a 100. Se puede cambiar esto en la parte inferior izquierda de la pantalla. El número de puntos que poseerá el gráfico será por defecto de 25, determinando la apariencia del resultado, más puntos podría hacer el cuadro alisado.

Pulsando en el botón "Plot Data", aparecerá un gráfico de la conducta del parámetro dependiente sobre el rango del parámetro independiente.



Moviendo el puntero del ratón sobre alguna parte del gráfico hace que los valores de X e Y sean desplegados en la barra de estado de la parte inferior de la pantalla.

A1.4 DESCRIPCIÓN DE LOS MENUS DEL PROGRAMA

FILE

New: Aparece el cuadro de diálogo New Desig, para introducir la información inicial correspondiente al nuevo diseño.

Open Design: Abre un archivo existente (.dsn), tal vez uno que hayas salvado de una anterior sesión.

Close: Cierra el actual diseño.

Close all: Cierra todos los diseños abiertos.

Save: Salva el actual diseño como un archivo .dsn, estos archivos son archivos ASCII, que son inscritos en cyclepad de una manera leíble, incluyendo la información sobre el diseño, el esquema del esquemático y las suposiciones que puedes haber hecho.

Save all: Salva todos los diseños abiertos.

Revert to Saved: Descarta todos los cambios desde la última vez que fue salvado el archivo.

Export Cycle Data: Exporta los datos del ciclo en formato coma-separate-valor, el cual la mayoría de las hojas de cálculo importan directamente.

Export Comments: Exporta comentarios que haces en particular de algunos elementos, stuff, y parámetros a un archivo de texto. Puedes encontrar esto maravilloso en un procesador de texto para un informe del ciclo.

Print Setup: Abre la página estándar para imprimir. Si deseas, puedes cambiar la impresora aquí.

Print: Imprime el actual diagrama del ciclo.

Exit: Primero confirma que quieres salir de Cyclepad, para salvar algún diseño no salvado.

EDIT

Desig Notes: Abre una ventana de editor de textos para insertar comentarios sobre el diseño. Advierte que puedes también adjuntar comentarios para un particular aparato o stuff, pulsando el botón derecho en ellos directamente en modo análisis, también para un parámetro particular escogiendo "Comment" en <parameter name> opción del menú emergente que aparece cuando pulsas el botón izquierdo en un elemento.

Desig Tittle: Aparece un diálogo que te habilita para cambiar el título del diseño.

Retract All Assumptions: Te retractas de todas las suposiciones que has hecho. Sé cuidadoso, ya que no se puede deshacer.

Recalculate: Provoca que Cyclepad intente calcular más información sobre el ciclo actual. Probablemente no tengas ningún uso para este comando, ya que Cyclepad automáticamente calcula cada valor posible cuando introduces información. Si piensas que Cyclepad debería haber calculado más información, de la que actualmente despliega, prueba este comando. Es posible que Cyclepad haya fallado al propagar un determinado valor. Si no aparece información adicional, entonces deberás reexaminar tus suposiciones.

Preferences: Abre la ventana de preferencias donde puedes definir varios parámetros, como las unidades, tipo de terminología a utilizar, y consideraciones avanzadas generales para usar por el programa a la hora de hacer cálculos, como usar las tablas del aire estándar, o la posibilidad de utilizar componentes isoentropicamente ideales entre otras.

LIBRARY

Este menú contiene una lista de ejemplos de ciclos que se pueden cargar, analizar y salvar como se desee.

MODE

Nota: Este menú te permite elegir entre modo construcción y análisis, el color de la pantalla indica el modo en el cual estás actualmente (azul para construcción, y blanco para análisis). Aunque, puedes hacer algunas cosas en ambos modos, tales como salvar el ciclo, imprimir el esquemático o los datos del ciclo, hay ciertas acciones que pueden ser solo realizadas en uno u otro modo.

Normalmente se comienza en modo construcción, hasta completar la estructura del diseño, momento en el cual se cambia a modo análisis. Si intentas cambiar a modo análisis antes de completar el ciclo (por ejemplo: uno o más componentes no están comentados a otros componentes a través de todas las entradas y salida de los puertos) Cyclepad despliega un mensaje de error, indicando que no es posible acceder al modo análisis, hasta que no se finalice la construcción del ciclo.

Build: Habilita el modo construcción, en el cual tu puedes añadir componentes, conectar entre sí, mover componentes conectados y editar los nombres de los stuff y los elementos.

Analyze: Habilita el modo análisis en el cual puedes obtener los principales valores de los parámetros del ciclo, cambiar estos valores, y realizar el modelado de suposiciones, así como obtener explicaciones de ellos y realizar análisis de sensibilidad.

TOOLS

Lentes: Permite ver ciclo con alguna de las siguientes lentes:

- *Analytic Progress* (Proceso analítico): Muestra una marca- interrupción verde para cada stuff o dispositivo que es analizado completamente, y para esos stuff o dispositivos que no son analizados completamente una ventana de medidores con una barra roja, indicando el número relativo de parámetros conocidos.
- *Flujos de Energía*: Inspecciona los flujos de calor y la potencia o trabajo del ciclo. Los iconos que representan cada dispositivo, se remplazaran con pequeños cuadros de lectura que contiene una única barra vertical en sus centros. Esta barra indica la cantidad relativa de flujo que tiene lugar en cada dispositivo. El color de la barra indica los tipos de flujo. El rojo indica un calor que fluye dentro, en azul el calor que fluye fuera, amarillo un trabajo que fluye dentro y en verde un trabajo que fluye fuera.
- *Temperatura*: Esta lente permite inspeccionar la temperatura relativa de un stuff o la temperatura máxima del ciclo. Nota que en estas lecturas las esquinas han sido redondeadas para distinguirlas de las lecturas de los flujos de energía. Las barras de temperatura son mostradas en rojo para distinguirlas de las barras de presión, las cuales son mostradas en azul.
- *Presiones*: Esta lente permite inspeccionar la presión relativa de cada stuff respecto a la presión máxima del ciclo. Advierte que estas lecturas tienen redondeadas las esquinas para distinguirlas de las lecturas de las energías de flujo. La barra de presión se muestra en azul, para distinguirlas de las barras de temperatura que son mostradas en rojo.
- *Restore Icons*: (Restablecer iconos). Restablece los iconos por defecto.

Anotaciones: Permite inspeccionar el ciclo con cualquiera de las siguientes anotaciones:

- *Anotaciones de temperatura*: Muestra la T^a de cada punto.
- *Anotaciones de presión*: Muestra la presión de cada punto.
- *Anotaciones sobre el papel de cada elemento*: Muestra el papel de cada dispositivo.
- *Quitar las anotaciones*: Quita todas las anotaciones.

Sensibilidad: Analiza la relación entre un valor asumido por el diseñador y un valor deducido por el programa, presentando los resultados mediante un diagrama de línea. Por ejemplo, usted podría querer comprender como la eficiencia de su ciclo varia con cambios en la presión de salida de la caldera. Para más información ver análisis de sensibilidad.

Editar Ecuaciones: Permite igualar los parámetros de cualquier elemento, por medio del cuadro de dialogo Editor de ecuaciones. Por ejemplo, si se analiza un ciclo con cinco no ideales turbinas, mejor que colocar cada la eficiencia a cada turbina por separado, lo que puede resultar tedioso, se puede colocar la eficiencia del primero y entonces igualar las otras cuatro eficiencias a esa.

Look up properties: (Buscar propiedades). Aparecen las tablas de propiedades de interpolación, las cuales permiten a acceder directamente a las tablas de propiedades de cyclepad.

Property table bounds: (Límite de las tablas de propiedades). Muestra una lista de todas las tablas de propiedades contenidas en Cyclepad. Eligiendo una tabla de esta lista, mostrará un diagrama, indicando el rango de la tabla, puedes encontrar esto útil cuando trabajas con fluidos de trabajo desconocidos.

Memory: (Memoria). Refresca la memoria disponible desplegada en la esquina izquierda abajo de la pantalla. Cuando la memoria disponible baja por debajo de una cantidad prudente, un mensaje destellará para advertirte que debes salvar el trabajo y restaurar cyclepad.

CICLE

Assumptions Made: (Hacer suposiciones). Despliega todas las suposiciones que hayas hecho, en una ventana de “Explanation”.

Cycle TS diagram: Despliega un diagrama de Temperatura- Entropía para el ciclo, es posible que este comando no trabaje con ciclos complejos.

Cycle PV diagram: Despliega el diagrama Presión-Volumen del ciclo. Es posible que este comando no trabaje con ciclos complejos.

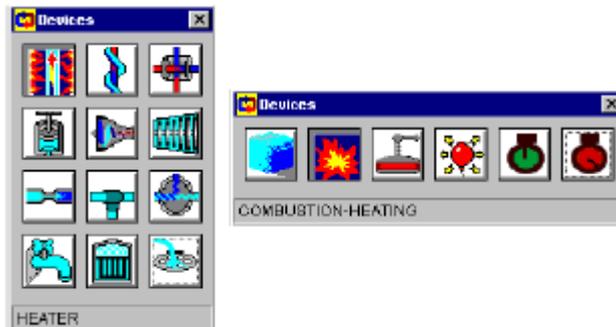
Propiedades del ciclo: Aparece una ventana con un medidor mostrando los parámetros relacionados con el ciclo en conjunto.

Subciclos-x: Si el ciclo está comprendido de dos o más subciclos, como en el ciclo combinado de la librería de ejemplos, aparecerá un menú particular para cada subciclo. El nombre en las etiquetas de los stuff y componentes, corresponderán con el nombre del subciclo.

Etapas<diseño>: Si estás usando el modelo económico, Cyclepad agrega turbinas y compresores dentro de la “etapa diseño”, porque de otra manera, asumiría que cada turbina y/o compresor es un elemento separado, y aplica el coste de la instalación para cada uno, el cual estimaría aproximadamente el coste de capital. Este particular menú te habilita para parámetros particulares para estas etapas de diseño.

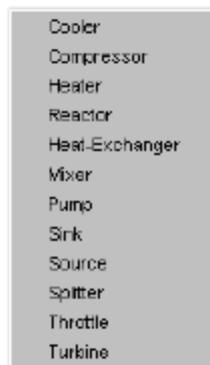
WINDOWS

Paleta de Componentes: Esta opción es solo utilizable en modo construcción. Hay dos métodos disponibles para que añadas componentes a la pantalla azul. El primero por defecto es la paleta de componentes, que es mostrada cuando comienzas un nuevo diseño, existen dos tipos de paleta según estés trabajando con ciclos abiertos o ciclos cerrados.



El elemento o proceso es seleccionado de la paleta de componentes, y pulsando en algún lugar del fondo de la pantalla de dibujo, colocará un componente de este tipo en ese lugar. Este método es conveniente para construir ciclos que contengan varios componentes del mismo tipo, como cinco turbinas, etc.

El método alternativo, (pulsando directamente en el fondo), puede ser activado por cualquiera desactivando la paleta de componentes. Pulsando en la pantalla azul emergerá un menú de componentes o procesos para elegir. Seleccionando uno en particular desde este menú (o pulsando en otra parte del fondo para cancelar esta operación) un componente o proceso será colocado en la pantalla azul donde pulses.



A1.5 CONOCIMIENTOS DE CYCLEPAD

A1.5.1 MODELANDO LAS SUPOSICIONES

(Modeling assumptions)

Un ciclo diseñado y construido en Cyclepad son solo modelos de artificios reales, y los resultados que Cyclepad produce son por lo tanto, solo aproximaciones de los resultados reales que uno observaría con un ciclo físico operando bajo condiciones reales. Los modelos simplifican intencionalmente la realidad para hacer esto tratable.

Un buen modelado de suposiciones hace el estudio más fácil y no afecta adversamente a los resultados, mientras que unos malos producirán resultados que divergen desatinadamente de la realidad. Por ejemplo: la causa de que los líquidos sean incompresibles, es que hay pocos cambios en la T^a del fluido de trabajo al pasar a través de una bomba. De hecho hay un poco, una parte de la energía de la bomba que se imparte al fluido es convertida en calor, pero en la mayoría de casos se supone que la temperatura a través de la bomba permanece constante. En contraste, comprimiendo un gas ideal, generalmente ocasiona un aumento grande de temperatura, así se da por sentado que no es buena idea colocar la temperatura del fluido de trabajo a través del compresor constante.

La ventaja que se consigue haciendo “modeling assumption” es que se autoriza a Cyclepad a propagar valores. Por ejemplo, asumiendo que una bomba es isotérmica permite a Cyclepad deducir la temperatura de salida desde la temperatura de entrada o viceversa.

Aquí mostramos una tabla de “modeling assumptions” que puedes hacer en Cyclepad. Solo un número determinado de suposiciones se podrán aplicar a cada componente.

- *Isobárico*: La presión permanece constante. Esta es una suposición sana para hacer, para los componentes tales como calderas y condensadores, porque la presión en realidad no varía drásticamente a través de ellos.
- *Isócoro*: El volumen permanece constante. Esta suposición es la que comúnmente más se hace para procesos de enfriamiento y calentamiento en sistemas de ciclo cerrado. Cuando un gas es enfriado o calentado este se expandirá o contraerá. En un proceso de calentamiento isócoro, el gas intentará expandirse, pero al ser el volumen constante, en el proceso resultará un incremento en la presión del gas. Por lo tanto, isobáricos e isócoros son en general suposiciones excluyentes.
- *Isotérmico*: La temperatura permanece constante.
- *Isoentrópico*: La entropía permanece constante.

- *Politrópico*: El término pvk permanece constante. Los procesos politrópicos se aproximan a las expansiones reales y las curvas de compresión para la presión se encuentran en el rango de cientos de psi.
- *No-politrópicos*: El término pvk es libre de variar.
- *Adiabático*: No hay transferencia de calor entre el proceso y el medio ambiente, bajo esta suposición, el caso de una turbina no radia calor, el vapor pasa a través de ella.
- *Saturado*: Cuando aplicada a “Splitters”, los parámetros de dos salidas de stuff no son forzados a ser idénticos.
- *No-saturados*: Cuando aplicada a “Splitters”, las dos salidas de los stuff son asumidas a ser parámetros idénticos.

A1.5.2 PARAMETROS

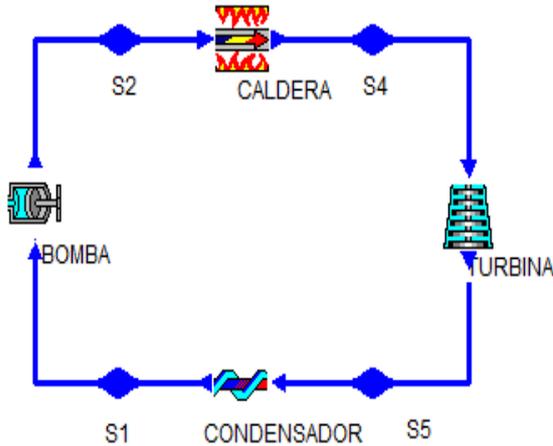
Los parámetros proveen información numérica sobre los aspectos termodinámicos del comportamiento de los ciclos. Un parámetro puede ser aplicable, a un stuff, a una sustancia, al ciclo como un conjunto, o a un componente. La siguiente lista muestra todos los parámetros presentes en Cyclepad.

1. **Cp**: Calor específico a presión constante. Este es la transferencia de calor que debe ocurrir por unidad de masa de una sustancia para aumentar la temperatura un grado, dada la presión constante.
2. **Cv**: Calor específico a volumen constante. Este es el calor transferido que debe ocurrir por unidad de masa de una sustancia para incrementar la temperatura un grado, dado que la presión permanece constante.
3. **Cop-r**: Coeficiente de ejecución para refrigeradores.
4. **Carnot-cop-r**: Coeficiente ideal de rendimiento para refrigeradores.
5. **Cop-hp**: Coeficiente de ejecución para bombas.
6. **Carnot-cop-hp**: Coeficiente ideal de ejecución para bombas de calor.
7. **Delta-H**: Incremento de entalpía en el proceso.
8. **Delta-H-isentropic**: Incremento de entalpía si el proceso fuera isoentrópico.
9. **Delta-P**: Incremento de presión en el proceso.
10. **Delta-spec-s**: Incremento de la entropía específica.
11. **Dryness**: Título de vapor, cuando un fluido está saturado.
12. **Gamma (K)**: Relación de calores específicos (Cp/Cv) de una sustancia.
13. **H**: Entalpía.
14. **Hout-isentropic**: Entalpía de salida si el proceso fuera isoentrópico.
15. **Mass-flow**: Velocidad de flujo del fluido de trabajo.
16. **Max-T**: Temperatura máxima.
17. **Min-T**: Temperatura mínima.
18. **Molar-mass**: Cantidad de masa en término de número de moléculas.
19. **M-dot**: Caudal de fluido en ese punto.
20. **Net-Q**: Calor neto.
21. **Net-work**: Trabajo neto.

22. **Eta-isentropic**: Rendimiento térmico isoentrópico.
23. **Eta-thermal**: Eficiencia térmica.
24. **P**: Presión.
25. **Phase**: Indica la fase en la que se encuentra el fluido (líquido, gas, saturado).
26. **PR**: Relación de compresión a través de un componente.
27. **Psat**: Presión de saturación, la presión para la cual el stuff llega a ser saturado.
28. **Q**: Flujo de calor.
29. **Q-in**: Calor total que fluye dentro del ciclo.
30. **Q-out**: Calor total que fluye fuera del ciclo.
31. **R**: Constante de los gases universales.
32. **S**: Entropía.
33. **Shaft-work**: Trabajo hecho para rotar la máquina.
34. **Spec-h**: Entalpía por unidad de masa.
35. **Spec-hf**: Entalpía por unidad de masa para que la fracción de fluido de trabajo saturado que es líquido.
36. **Spec-hg**: Entalpía por unidad de masa para esta fracción de un fluido de trabajo saturado que es gas.
37. **Spec-q**: Calor por unidad de masa.
38. **Spec-s**: Entropía por unidad de masa.
39. **Spec-sf**: Entropía por unidad de masa para esta fracción de un fluido de trabajo saturado que es líquido.
40. **Spec.sq**: Entropía por unidad de masa para esta fracción de un fluido de trabajo saturado, que es líquido.
41. **Spec-shaft-work**: Trabajo específico en el eje por unidad de masa.
42. **Spec-shaft-work-isentropic**: Trabajo isoentrópico en el eje por unidad de masa.
43. **Spec-u**: Energía interna por unidad de masa.
44. **Spec-v**: Volumen por unidad de masa.
45. **T**: Temperatura.
46. **Tout-isentropic**: Temperatura de salida isoentrópica de una turbina. Esta es la temperatura que prevalecería en la salida de una turbina si la turbina es isoentrópica (ideal).
47. **Tsat**: Temperatura de saturación:
48. **U**: Energía Interna.
49. **V**: Volumen.
50. **Work-in**: Flujo de trabajo de entrada total al ciclo.
51. **Work-out**: Trabajo total de salida desde el ciclo.

A2. DATOS DE LOS CICLOS REALIZADOS

A2.1 Datos usados para la simulación del ciclo de Carnot



```

CYCLE
  Modeled as: not HEAT-PUMP
  Modeled as: not REFRIGERAT
  Modeled as: HEAT-ENGINE
  eta-Carnot = 50.90%
  eta-thermal = 50.90%
  Tmax = 342.2°C
  Tmin = 28.97°C
  Pmax = 15,000 kPa
  Pmin = 4.00 kPa
  max-m-dot = UNKNOWN kg/s
  Power in = -12,580 kW
  Power out = 25,307 kW
  net-power = 12,727 kW
  back-work-ratio = 49.71%
  work-ratio = 50.29%
  Q-dot in = 25,005 kW
  Q-dot out = -12,278 kW
  net Q-dot = 12,727 kW
    
```

```

S1
  Substance: WATER
  Phase: SATURATED
  quality = 0.4052[0-1]
  T = 28.97°C
  P = 4.00 kPa
  v = 14.10 m^3/kg
  u = 1,050 kJ/kg
  h = 1,107 kJ/kg
  s = 3.68 kJ/kgK
  m-dot = 25.00 kg/s
  T-sat = 28.97°C
  P-sat = 4.00 kPa
  v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
  v-g(Tsat) = 34.80 m^3/kg
  u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
  u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg
  h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
  h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg
  s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK
  s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK
  V-dot = 352.5 m^3/sec
  U-dot = 26,258 kW
  H-dot = 27,668 kW
  S-dot = 92.09 kW/K
  flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```

```

S2
  Substance: WATER
  Phase: SATURATED
  quality = 0[0-1]
  T = 342.2°C
  P = 15,000 kPa
  v = 0.0017 m^3/kg
  u = 1,585 kJ/kg
  h = 1,610 kJ/kg
  s = 3.68 kJ/kgK
  m-dot = 25.00 kg/s
  T-sat = 342.2°C
  P-sat = 15,000 kPa
  v-f(Tsat) = 0.0017 m^3/kg
  v-g(Tsat) = 0.0103 m^3/kg
  u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg
  u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg
  h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg
  h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg
  s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK
  s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK
  V-dot = 0.0414 m^3/sec
  U-dot = 39,626 kW
  H-dot = 40,248 kW
  S-dot = 92.09 kW/K
  flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```

S4

Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 1.0000[0-1]
T = 342.2°C
P = 15,000 kPa
v = 0.0103 m³/kg
u = 2,455 kJ/kg
h = 2,610 kJ/kg
s = 5.31 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
T-sat = 342.2°C
P-sat = 15,000 kPa
v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg
u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK
V-dot = 0.2585 m³/sec
U-dot = 61,375 kW
H-dot = 65,252 kW
S-dot = 132.7 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

S5

Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0.6071[0-1]
T = 28.97°C
P = 4.00 kPa
v = 21.13 m³/kg
u = 1,513 kJ/kg
h = 1,598 kJ/kg
s = 5.31 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
T-sat = 28.97°C
P-sat = 4.00 kPa
v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg
u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg
h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK
V-dot = 528.1 m³/sec
U-dot = 37,833 kW
H-dot = 39,946 kW
S-dot = 132.7 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

BOMBA

Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
T_{out-s} = 342.2°C
delta-P = 14,996 kPa
delta h = 503.2 kJ/kg
delta h_s = 503.2 kJ/kg
delta-s = 0 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
h_{out-s} = 1,610 kJ/kg
Shaft Power = -12,580 kW
Q-dot = 0 kW
PR = 3,750
eta-s = 100.0%
flow fraction = 1.0000[0-1]
quality-out-s = 0[0-1]
spec shaft-work = -503.2 kJ/kg
spec work-s = -503.2 kJ/kg

TURBINA

Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ISENTROPIC
Modeled as: ADIABATIC
q = 0 kJ/kg
T_{out-s} = 28.97°C
delta-P = -14,996 kPa
delta h = -1,012 kJ/kg
delta h_s = -1,012 kJ/kg
delta-s = 0 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
h_{out-s} = 1,598 kJ/kg
Shaft Power = 25,307 kW
Q-dot = 0 kW
PR = 3,750
eta-s = 100.0%
flow fraction = 1.0000[0-1]
quality-out-s = 0.6071[0-1]
spec shaft-work = 1,012 kJ/kg
spec work-s = 1,012 kJ/kg

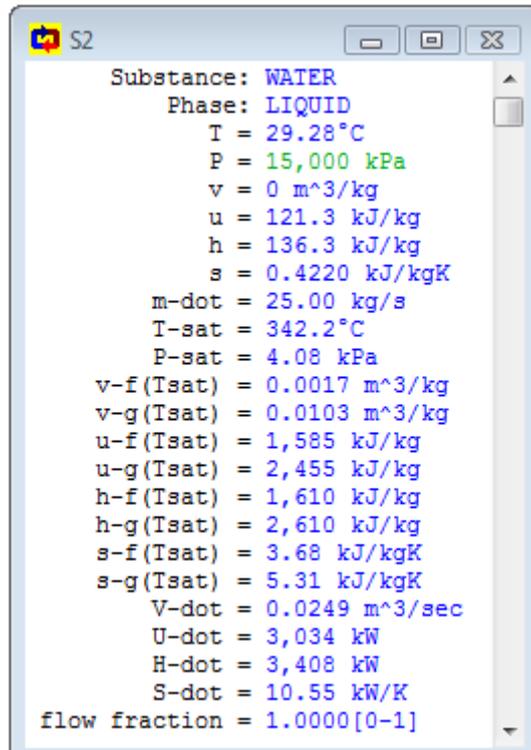
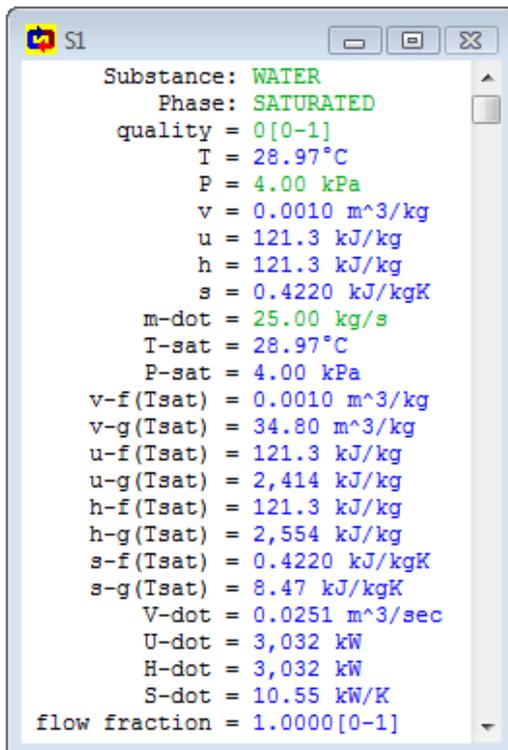
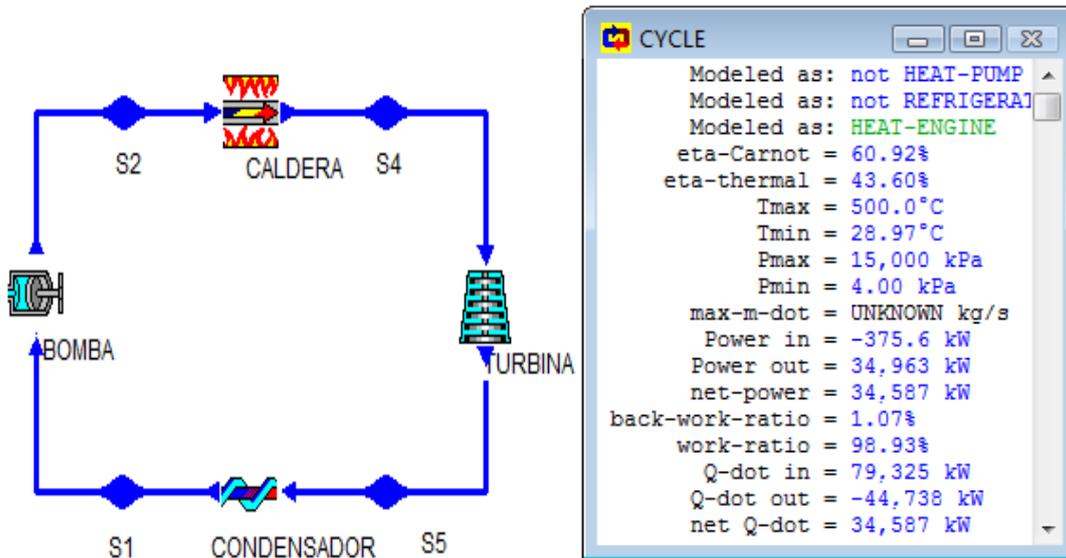
CALDERA

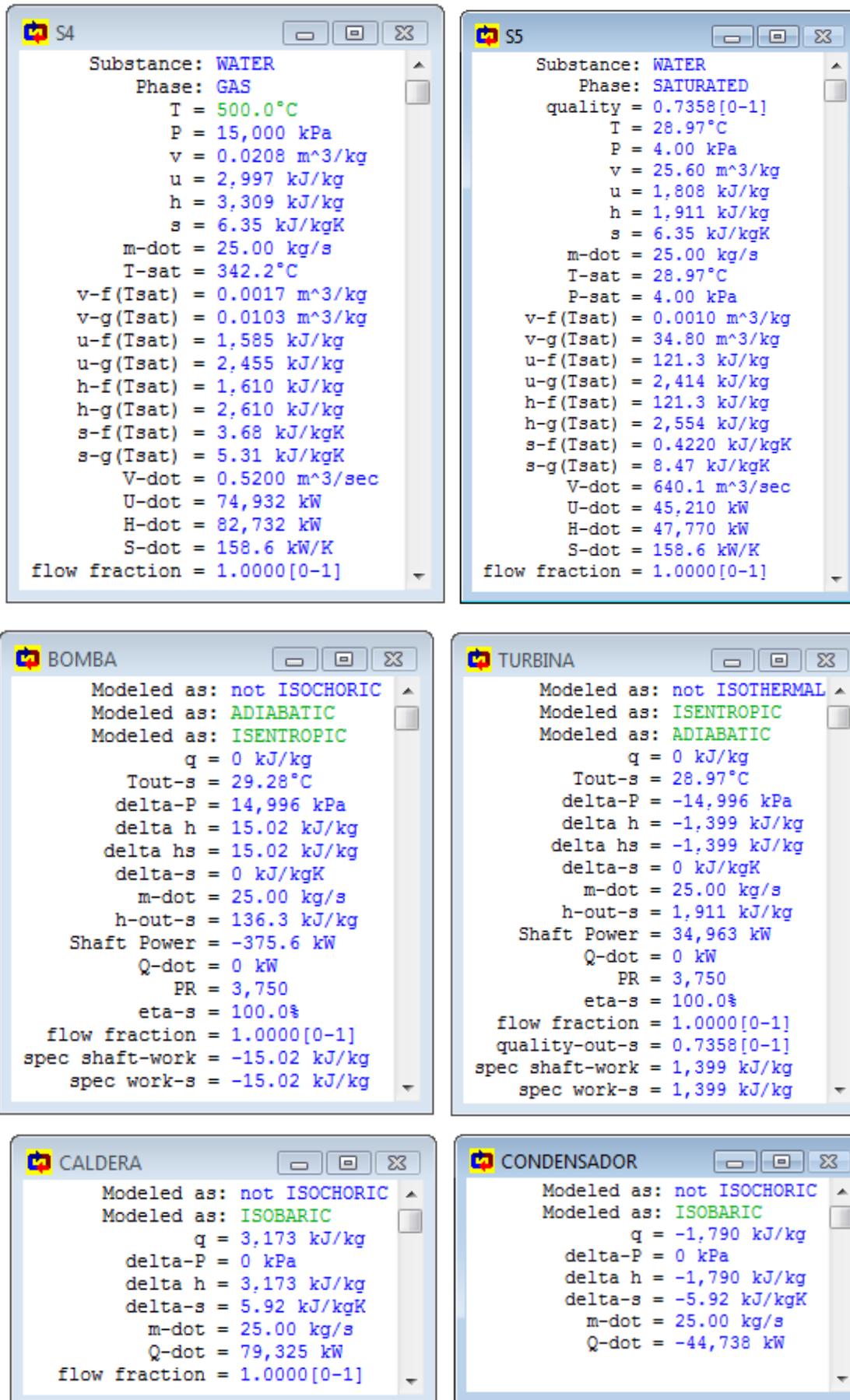
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = 1,000 kJ/kg
delta-P = 0 kPa
delta h = 1,000 kJ/kg
delta-s = 1.63 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
Q-dot = 25,005 kW
flow fraction = 1.0000[0-1]

CONDENSADOR

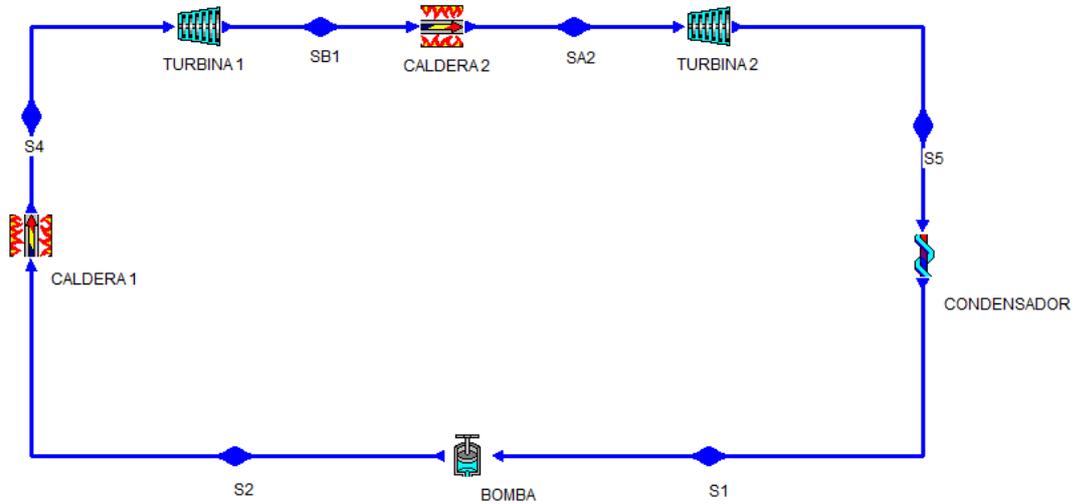
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = -491.1 kJ/kg
delta-P = 0 kPa
delta h = -491.1 kJ/kg
delta-s = -1.63 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
Q-dot = -12,278 kW

A2.2 Datos usados para la simulación del ciclo de Rankine





A2.3 Datos usados para la simulación del ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio



```

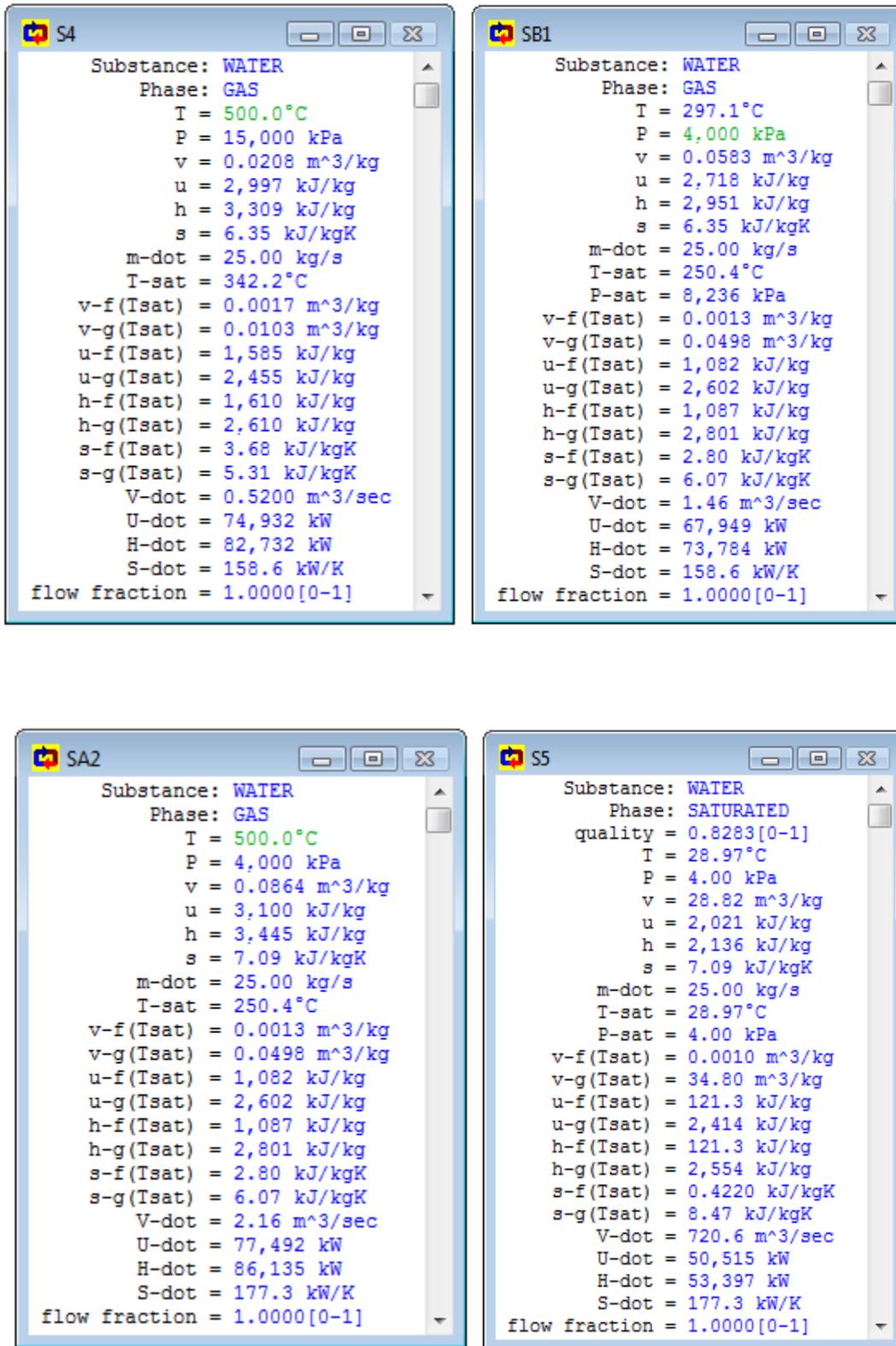
CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 60.92%
eta-thermal = 45.06%
Tmax = 500.0°C
Tmin = 28.97°C
Pmax = 15,000 kPa
Pmin = 4.00 kPa
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -375.6 kW
Power out = 41,687 kW
net-power = 41,311 kW
back-work-ratio = 0.9010%
work-ratio = 99.10%
Q-dot in = 91,676 kW
Q-dot out = -50,365 kW
net Q-dot = 41,311 kW
    
```

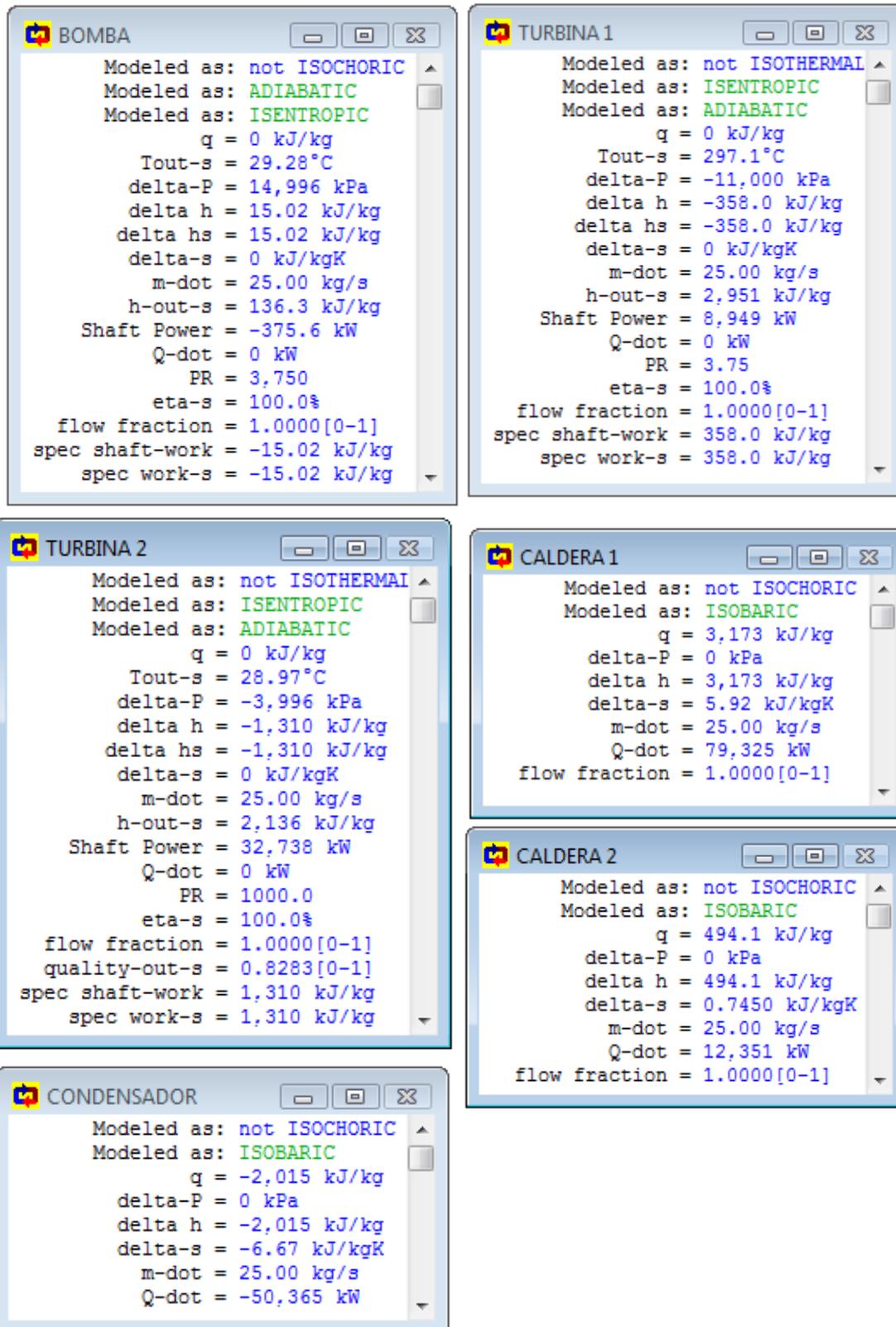
```

S1
Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0[0-1]
T = 28.97°C
P = 4.00 kPa
v = 0.0010 m^3/kg
u = 121.3 kJ/kg
h = 121.3 kJ/kg
s = 0.4220 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
T-sat = 28.97°C
P-sat = 4.00 kPa
v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
v-g(Tsat) = 34.80 m^3/kg
u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg
h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK
V-dot = 0.0251 m^3/sec
U-dot = 3,032 kW
H-dot = 3,032 kW
S-dot = 10.55 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```

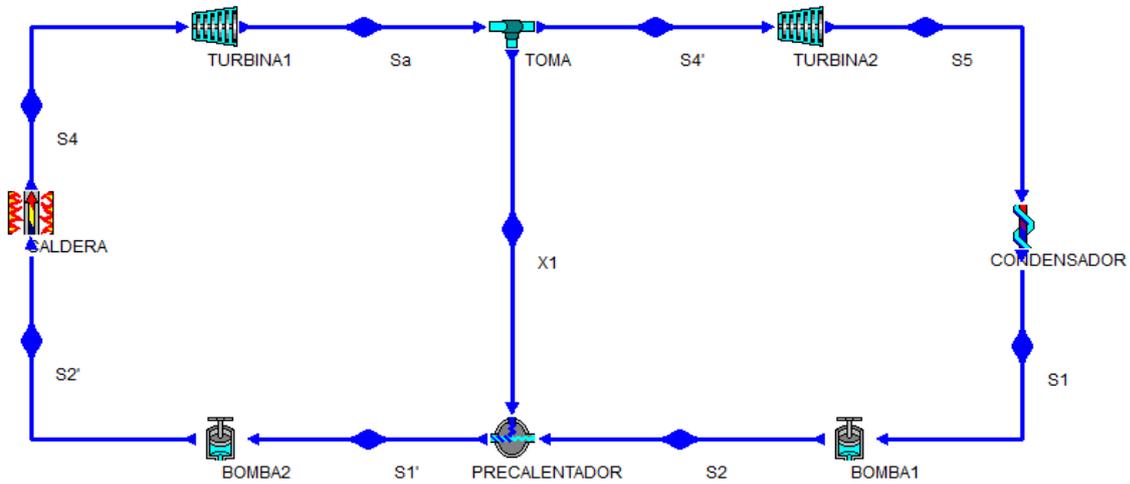
```

S2
Substance: WATER
Phase: LIQUID
T = 29.28°C
P = 15,000 kPa
v = 0 m^3/kg
u = 121.3 kJ/kg
h = 136.3 kJ/kg
s = 0.4220 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
T-sat = 342.2°C
P-sat = 4.08 kPa
v-f(Tsat) = 0.0017 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.0103 m^3/kg
u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK
V-dot = 0.0249 m^3/sec
U-dot = 3,034 kW
H-dot = 3,408 kW
S-dot = 10.55 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```





A2.4 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con una extracción



CYCLE

```

Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 60.92%
eta-thermal = 47.08%
Tmax = 500.0°C
Tmin = 28.97°C
Pmax = 15,000 kPa
Pmin = 4.00 kPa
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -413.5 kW
Power out = 30,196 kW
net-power = 29,783 kW
back-work-ratio = 1.37%
work-ratio = 98.63%
Q-dot in = 63,266 kW
Q-dot out = -33,483 kW
net Q-dot = 29,783 kW
    
```

S1

```

Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0[0-1]
T = 28.97°C
P = 4.00 kPa
v = 0.0010 m^3/kg
u = 121.3 kJ/kg
h = 121.3 kJ/kg
s = 0.4220 kJ/kgK
m-dot = 18.71 kg/s
T-sat = 28.97°C
P-sat = 4.00 kPa
v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
v-g(Tsat) = 34.80 m^3/kg
u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg
h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK
V-dot = 0.0188 m^3/sec
U-dot = 2,269 kW
H-dot = 2,269 kW
S-dot = 7.90 kW/K
flow fraction = 0.7484[0-1]
    
```

S2

```

Substance: WATER
Phase: LIQUID
T = 28.98°C
P = 1000.0 kPa
v = 0.0010 m^3/kg
u = 121.3 kJ/kg
h = 122.3 kJ/kg
s = 0.4220 kJ/kgK
m-dot = 18.71 kg/s
T-sat = 179.9°C
P-sat = 4.00 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.1944 m^3/kg
u-f(Tsat) = 761.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
h-f(Tsat) = 762.9 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,778 kJ/kg
s-f(Tsat) = 2.14 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
V-dot = 0.0188 m^3/sec
U-dot = 2,270 kW
H-dot = 2,288 kW
S-dot = 7.90 kW/K
flow fraction = 0.7484[0-1]
    
```

S1'

```

Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0[0-1]
T = 179.9°C
P = 1000.0 kPa
v = 0.0011 m^3/kg
u = 761.8 kJ/kg
h = 762.9 kJ/kg
s = 2.14 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
T-sat = 179.9°C
P-sat = 1000.0 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.1944 m^3/kg
u-f(Tsat) = 761.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
h-f(Tsat) = 762.9 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,778 kJ/kg
s-f(Tsat) = 2.14 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
V-dot = 0.0282 m^3/sec
U-dot = 19,044 kW
H-dot = 19,072 kW
S-dot = 53.47 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```

S2'

```

Substance: WATER
Phase: LIQUID
T = 181.9°C
P = 15,000 kPa
v = 0.0011 m^3/kg
u = 761.9 kJ/kg
h = 778.7 kJ/kg
s = 2.14 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
T-sat = 342.2°C
P-sat = 1,046 kPa
v-f(Tsat) = 0.0017 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.0103 m^3/kg
u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK
V-dot = 0.0280 m^3/sec
U-dot = 19,047 kW
H-dot = 19,466 kW
S-dot = 53.47 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```

S4

```

Substance: WATER
Phase: GAS
T = 500.0°C
P = 15,000 kPa
v = 0.0208 m^3/kg
u = 2,997 kJ/kg
h = 3,309 kJ/kg
s = 6.35 kJ/kgK
m-dot = 25.00 kg/s
T-sat = 342.2°C
v-f(Tsat) = 0.0017 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.0103 m^3/kg
u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK
V-dot = 0.5200 m^3/sec
U-dot = 74,932 kW
H-dot = 82,732 kW
S-dot = 158.6 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```

Sa

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.9459[0-1]
 T = 179.9°C
 P = 1000.0 kPa
 v = 0.1839 m³/kg
 u = 2,485 kJ/kg
 h = 2,669 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 25.00 kg/s
 T-sat = 179.9°C
 P-sat = 1000.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.1944 m³/kg
 u-f(Tsat) = 761.8 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 762.9 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,778 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.14 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
 V-dot = 4.60 m³/sec
 U-dot = 62,118 kW
 H-dot = 66,716 kW
 S-dot = 158.6 kW/K
 flow fraction = 1.0000[0-1]

X1

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.9459[0-1]
 T = 179.9°C
 P = 1000.0 kPa
 v = 0.1839 m³/kg
 u = 2,485 kJ/kg
 h = 2,669 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 6.29 kg/s
 T-sat = 179.9°C
 P-sat = 1000.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.1944 m³/kg
 u-f(Tsat) = 761.8 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 762.9 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,778 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.14 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
 V-dot = 1.16 m³/sec
 U-dot = 15,627 kW
 H-dot = 16,784 kW
 S-dot = 39.91 kW/K
 flow fraction = 0.2516[0-1]

S4'

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.9459[0-1]
 T = 179.9°C
 P = 1000.0 kPa
 v = 0.1839 m³/kg
 u = 2,485 kJ/kg
 h = 2,669 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 18.71 kg/s
 T-sat = 179.9°C
 P-sat = 1000.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.1944 m³/kg
 u-f(Tsat) = 761.8 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 762.9 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,778 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.14 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
 V-dot = 3.44 m³/sec
 U-dot = 46,491 kW
 H-dot = 49,933 kW
 S-dot = 118.7 kW/K
 flow fraction = 0.7484[0-1]

S5

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.7358[0-1]
 T = 28.97°C
 P = 4.00 kPa
 v = 25.60 m³/kg
 u = 1,808 kJ/kg
 h = 1,911 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 18.71 kg/s
 T-sat = 28.97°C
 P-sat = 4.00 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg
 u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK
 V-dot = 479.1 m³/sec
 U-dot = 33,836 kW
 H-dot = 35,753 kW
 S-dot = 118.7 kW/K
 flow fraction = 0.7484[0-1]

BOMBA1

Modeled as: not ISOCHORIC
 Modeled as: ADIABATIC
 Modeled as: ISENTROPIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out-s}} = 28.98^\circ\text{C}$
 $\Delta P = 996.0 \text{ kPa}$
 $\Delta h = 1.02 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = 1.02 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 18.71 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out-s}} = 122.3 \text{ kJ/kg}$
 Shaft Power = -19.14 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
 PR = 250.0
 $\eta_s = 100.0\%$
 flow fraction = 0.7484[0-1]
 spec shaft-work = -1.02 kJ/kg
 spec work-s = -1.02 kJ/kg

BOMBA2

Modeled as: not ISOCHORIC
 Modeled as: ADIABATIC
 Modeled as: ISENTROPIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out-s}} = 181.9^\circ\text{C}$
 $\Delta P = 14,000 \text{ kPa}$
 $\Delta h = 15.78 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = 15.78 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 25.00 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out-s}} = 778.7 \text{ kJ/kg}$
 Shaft Power = -394.4 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
 PR = 15.00
 $\eta_s = 100.0\%$
 flow fraction = 1.0000[0-1]
 spec shaft-work = -15.78 kJ/kg
 spec work-s = -15.78 kJ/kg

TURBINA1

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out-s}} = 179.9^\circ\text{C}$
 $\Delta P = -14,000 \text{ kPa}$
 $\Delta h = -640.7 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = -640.7 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 25.00 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out-s}} = 2,669 \text{ kJ/kg}$
 Shaft Power = 16,016 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
 PR = 15.00
 $\eta_s = 100.0\%$
 flow fraction = 1.0000[0-1]
 quality-out-s = 0.9459[0-1]
 spec shaft-work = 640.7 kJ/kg
 spec work-s = 640.7 kJ/kg

TURBINA2

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out-s}} = 28.97^\circ\text{C}$
 $\Delta P = -996.0 \text{ kPa}$
 $\Delta h = -757.8 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = -757.8 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 18.71 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out-s}} = 1,911 \text{ kJ/kg}$
 Shaft Power = 14,180 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
 PR = 250.0
 $\eta_s = 100.0\%$
 flow fraction = 0.7484[0-1]
 quality-out-s = 0.7358[0-1]
 spec shaft-work = 757.8 kJ/kg
 spec work-s = 757.8 kJ/kg

CONDENSADOR

Modeled as: not ISOCHORIC
 Modeled as: ISOBARIC

$q = -1,790 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta P = 0 \text{ kPa}$
 $\Delta h = -1,790 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = -5.92 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 18.71 \text{ kg/s}$
 $\dot{Q} = -33,483 \text{ kW}$

CALDERA

Modeled as: not ISOCHORIC
 Modeled as: ISOBARIC

$q = 2,531 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta P = 0 \text{ kPa}$
 $\Delta h = 2,531 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 4.21 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 25.00 \text{ kg/s}$
 $\dot{Q} = 63,266 \text{ kW}$
 flow fraction = 1.0000[0-1]

TOMA

Modeled as: ISO-PARAMETRIC
 Modeled as: not NON-SATURA
 Modeled as: AT-SATURATION

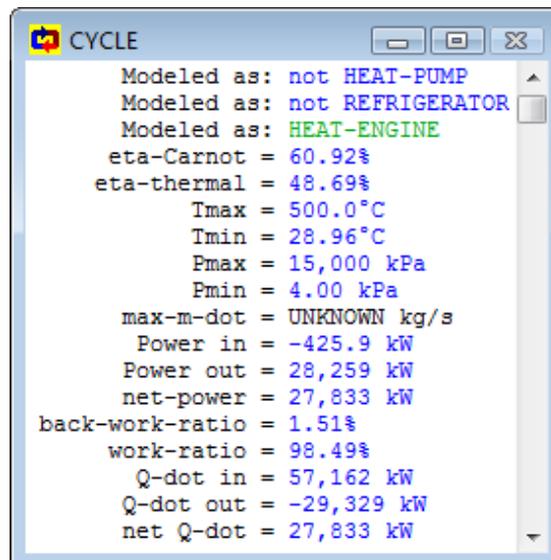
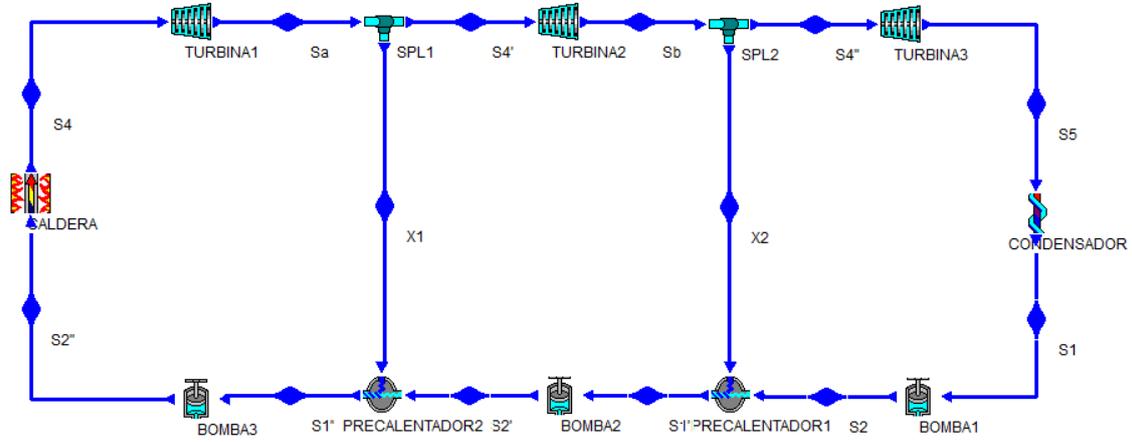
splitting fraction = 25.16%

PRECALENTADOR

Modeled as: ISOBARIC

$\Delta S_{\text{dot}} = 5.67 \text{ kW/K}$

A2.5 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con dos extracciones



S1

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0[0-1]
 T = 28.97°C
 P = 4.00 kPa
 v = 0.0010 m³/kg
 u = 121.3 kJ/kg
 h = 121.3 kJ/kg
 s = 0.4220 kJ/kgK
 m-dot = 16.39 kg/s
 T-sat = 28.97°C
 P-sat = 4.00 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg
 u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK
 V-dot = 0.0165 m³/sec
 U-dot = 1,988 kW
 H-dot = 1,988 kW
 S-dot = 6.92 kW/K
 flow fraction = 0.6556[0-1]

S2

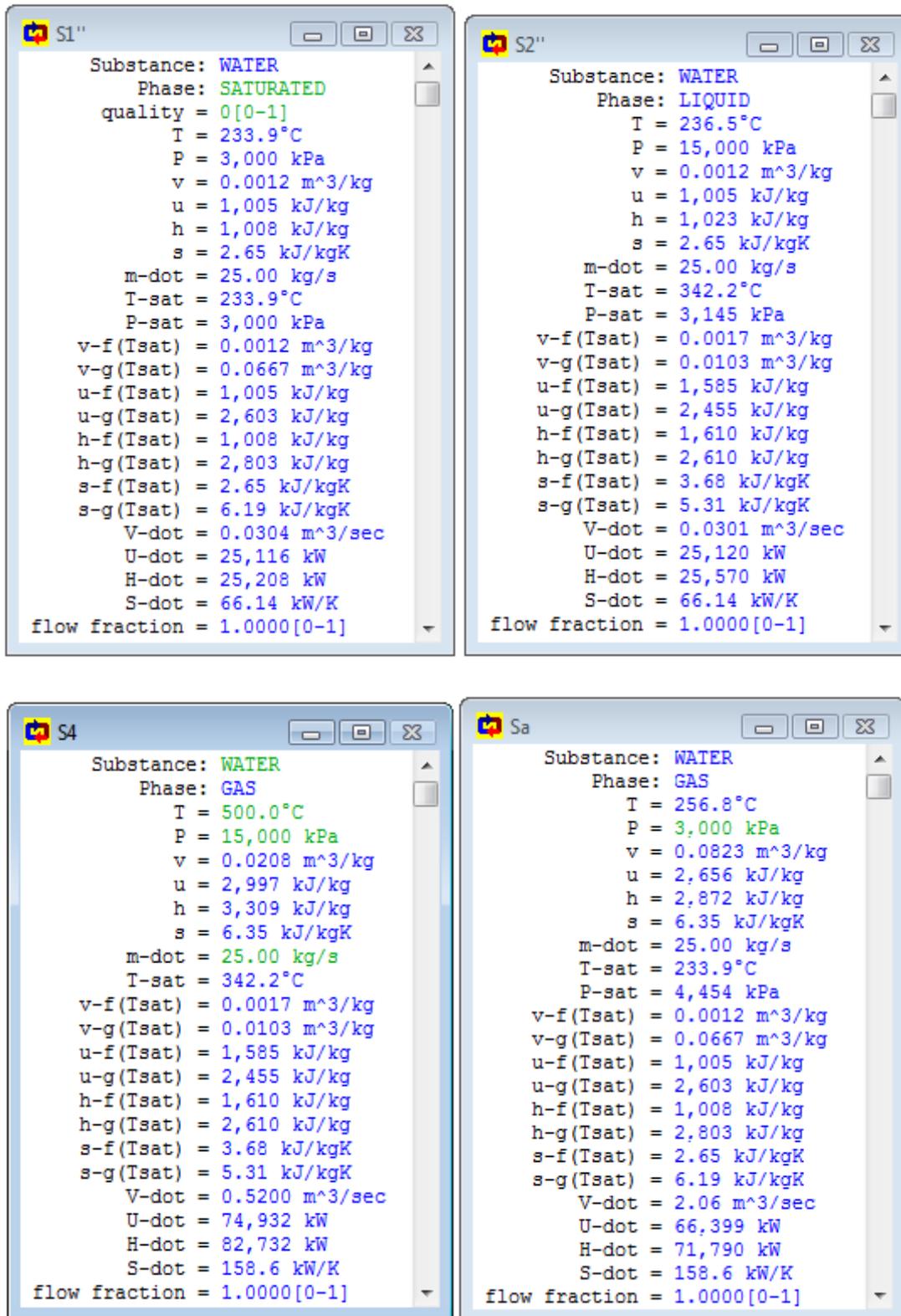
Substance: WATER
 Phase: LIQUID
 T = 28.96°C
 P = 220.0 kPa
 v = 0.0010 m³/kg
 u = 121.3 kJ/kg
 h = 121.5 kJ/kg
 s = 0.4220 kJ/kgK
 m-dot = 16.39 kg/s
 T-sat = 123.3°C
 P-sat = 4.00 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.8102 m³/kg
 u-f(Tsat) = 517.5 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,533 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 517.7 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,711 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 1.56 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 7.10 kJ/kgK
 V-dot = 0.0165 m³/sec
 U-dot = 1,988 kW
 H-dot = 1,992 kW
 S-dot = 6.92 kW/K
 flow fraction = 0.6556[0-1]

S1'

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0[0-1]
 T = 123.3°C
 P = 220.0 kPa
 v = 0.0011 m³/kg
 u = 517.5 kJ/kg
 h = 517.7 kJ/kg
 s = 1.56 kJ/kgK
 m-dot = 19.82 kg/s
 T-sat = 123.3°C
 P-sat = 220.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.8102 m³/kg
 u-f(Tsat) = 517.5 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,533 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 517.7 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,711 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 1.56 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 7.10 kJ/kgK
 V-dot = 0.0211 m³/sec
 U-dot = 10,254 kW
 H-dot = 10,259 kW
 S-dot = 30.97 kW/K
 flow fraction = 0.7926[0-1]

S2'

Substance: WATER
 Phase: LIQUID
 T = 123.5°C
 P = 3,000 kPa
 v = 0.0011 m³/kg
 u = 517.5 kJ/kg
 h = 520.7 kJ/kg
 s = 1.56 kJ/kgK
 m-dot = 19.82 kg/s
 T-sat = 233.9°C
 P-sat = 221.7 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.0667 m³/kg
 u-f(Tsat) = 1,005 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 1,008 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,803 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.65 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.19 kJ/kgK
 V-dot = 0.0210 m³/sec
 U-dot = 10,255 kW
 H-dot = 10,318 kW
 S-dot = 30.97 kW/K
 flow fraction = 0.7926[0-1]



X1

Substance: WATER
Phase: GAS

T = 256.8°C
P = 3,000 kPa
v = 0.0823 m³/kg
u = 2,656 kJ/kg
h = 2,872 kJ/kg
s = 6.35 kJ/kgK

m-dot = 5.18 kg/s
T-sat = 233.9°C
P-sat = 4,454 kPa

v-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.0667 m³/kg
u-f(Tsat) = 1,005 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,008 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,803 kJ/kg
s-f(Tsat) = 2.65 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.19 kJ/kgK

V-dot = 0.4265 m³/sec
U-dot = 13,771 kW
H-dot = 14,889 kW
S-dot = 32.90 kW/K

flow fraction = 0.2074[0-1]

S4'

Substance: WATER
Phase: GAS

T = 256.8°C
P = 3,000 kPa
v = 0.0823 m³/kg
u = 2,656 kJ/kg
h = 2,872 kJ/kg
s = 6.35 kJ/kgK

m-dot = 19.82 kg/s
T-sat = 233.9°C
P-sat = 4,454 kPa

v-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.0667 m³/kg
u-f(Tsat) = 1,005 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,008 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,803 kJ/kg
s-f(Tsat) = 2.65 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.19 kJ/kgK

V-dot = 1.63 m³/sec
U-dot = 52,628 kW
H-dot = 56,901 kW
S-dot = 125.7 kW/K

flow fraction = 0.7926[0-1]

Sb

Substance: WATER
Phase: SATURATED

quality = 0.8644[0-1]
T = 123.3°C
P = 220.0 kPa
v = 0.7005 m³/kg
u = 2,259 kJ/kg
h = 2,413 kJ/kg
s = 6.35 kJ/kgK

m-dot = 19.82 kg/s
T-sat = 123.3°C
P-sat = 220.0 kPa

v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.8102 m³/kg
u-f(Tsat) = 517.5 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,533 kJ/kg
h-f(Tsat) = 517.7 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,711 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.56 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 7.10 kJ/kgK

V-dot = 13.88 m³/sec
U-dot = 44,770 kW
H-dot = 47,824 kW
S-dot = 125.7 kW/K

flow fraction = 0.7926[0-1]

X2

Substance: WATER
Phase: SATURATED

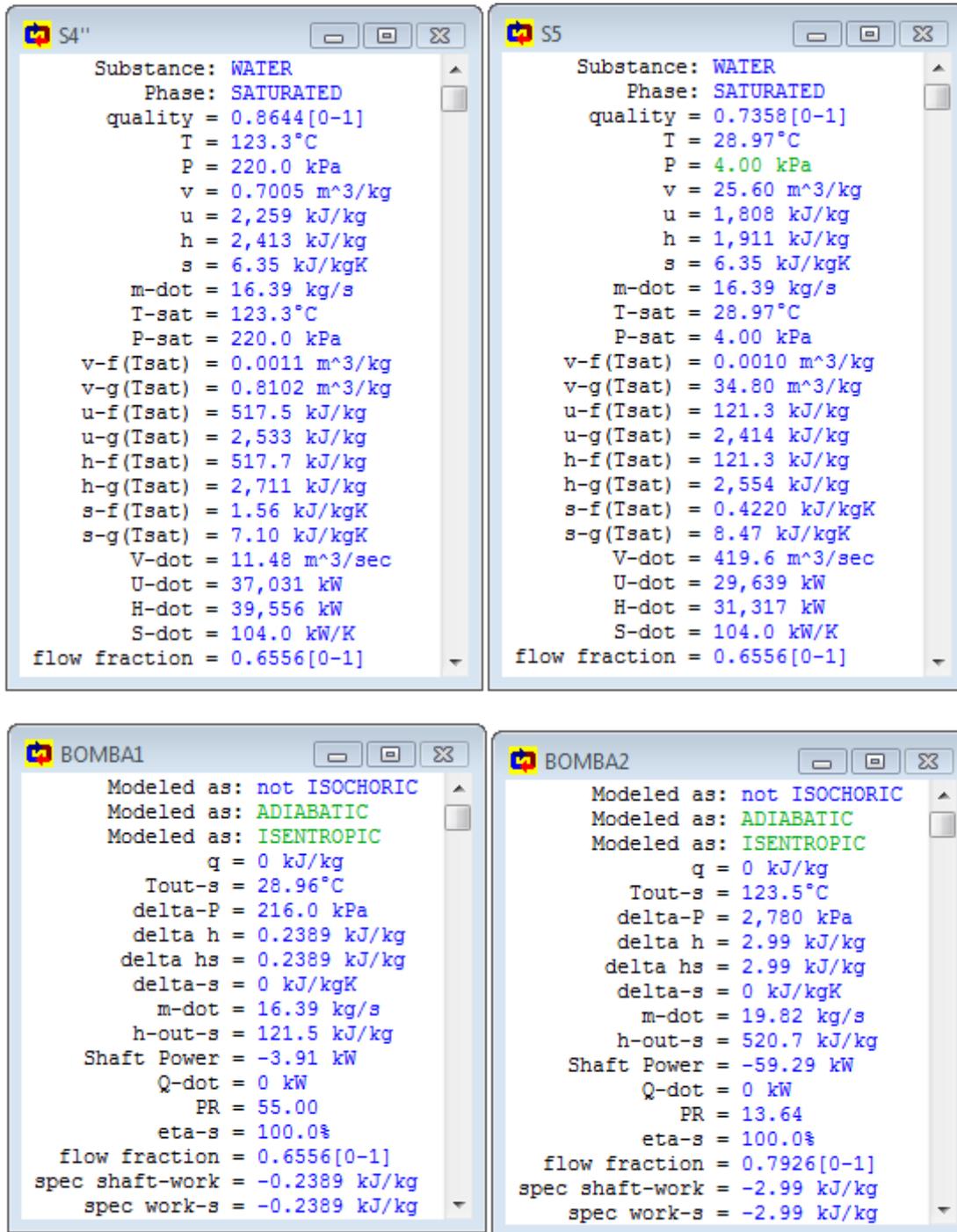
quality = 0.8644[0-1]
T = 123.3°C
P = 220.0 kPa
v = 0.7005 m³/kg
u = 2,259 kJ/kg
h = 2,413 kJ/kg
s = 6.35 kJ/kgK

m-dot = 3.43 kg/s
T-sat = 123.3°C
P-sat = 220.0 kPa

v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.8102 m³/kg
u-f(Tsat) = 517.5 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,533 kJ/kg
h-f(Tsat) = 517.7 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,711 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.56 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 7.10 kJ/kgK

V-dot = 2.40 m³/sec
U-dot = 7,740 kW
H-dot = 8,267 kW
S-dot = 21.74 kW/K

flow fraction = 0.1370[0-1]



BOMBA3

Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out-s}} = 236.5^\circ\text{C}$
 $\Delta P = 12,000 \text{ kPa}$
 $\Delta h = 14.51 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = 14.51 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 25.00 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out-s}} = 1,023 \text{ kJ/kg}$
Shaft Power = -362.7 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
PR = 5.00
 $\eta_s = 100.0\%$
flow fraction = 1.0000[0-1]
spec shaft-work = -14.51 kJ/kg
spec work-s = -14.51 kJ/kg

PRECALENTADOR1

Modeled as: ISOBARIC
 $\Delta S\text{-dot} = 2.32 \text{ kW/K}$

PRECALENTADOR2

Modeled as: ISOBARIC
 $\Delta S\text{-dot} = 2.26 \text{ kW/K}$

CALDERA

Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC

$q = 2,286 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta P = 0 \text{ kPa}$
 $\Delta h = 2,286 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 3.70 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 25.00 \text{ kg/s}$
 $\dot{Q} = 57,162 \text{ kW}$
flow fraction = 1.0000[0-1]

TURBINA1

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC

q = 0 kJ/kg
 Tout-s = 256.8°C
 delta-P = -12,000 kPa
 delta h = -437.7 kJ/kg
 delta hs = -437.7 kJ/kg
 delta-s = 0 kJ/kgK
 m-dot = 25.00 kg/s
 h-out-s = 2,872 kJ/kg
 Shaft Power = 10,943 kW
 Q-dot = 0 kW
 PR = 5.00
 eta-s = 100.0%

flow fraction = 1.0000[0-1]
 spec shaft-work = 437.7 kJ/kg
 spec work-s = 437.7 kJ/kg

TURBINA2

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC

q = 0 kJ/kg
 Tout-s = 123.3°C
 delta-P = -2,780 kPa
 delta h = -458.1 kJ/kg
 delta hs = -458.1 kJ/kg
 delta-s = 0 kJ/kgK
 m-dot = 19.82 kg/s
 h-out-s = 2,413 kJ/kg
 Shaft Power = 9,077 kW
 Q-dot = 0 kW
 PR = 13.64
 eta-s = 100.0%

flow fraction = 0.7926[0-1]
 quality-out-s = 0.8644[0-1]
 spec shaft-work = 458.1 kJ/kg
 spec work-s = 458.1 kJ/kg

TURBINA3

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC

q = 0 kJ/kg
 Tout-s = 28.97°C
 delta-P = -216.0 kPa
 delta h = -502.7 kJ/kg
 delta hs = -502.7 kJ/kg
 delta-s = 0 kJ/kgK
 m-dot = 16.39 kg/s
 h-out-s = 1,911 kJ/kg
 Shaft Power = 8,239 kW
 Q-dot = 0 kW
 PR = 55.00
 eta-s = 100.0%

flow fraction = 0.6556[0-1]
 quality-out-s = 0.7358[0-1]
 spec shaft-work = 502.7 kJ/kg
 spec work-s = 502.7 kJ/kg

CONDENSADOR

Modeled as: not ISOCHORIC
 Modeled as: ISOBARIC

q = -1,790 kJ/kg
 delta-P = 0 kPa
 delta h = -1,790 kJ/kg
 delta-s = -5.92 kJ/kgK
 m-dot = 16.39 kg/s
 Q-dot = -29,329 kW

SPL1

Modeled as: ISO-PARAMETRIC
 Modeled as: NON-SATURATED
 Modeled as: not AT-SATURATION

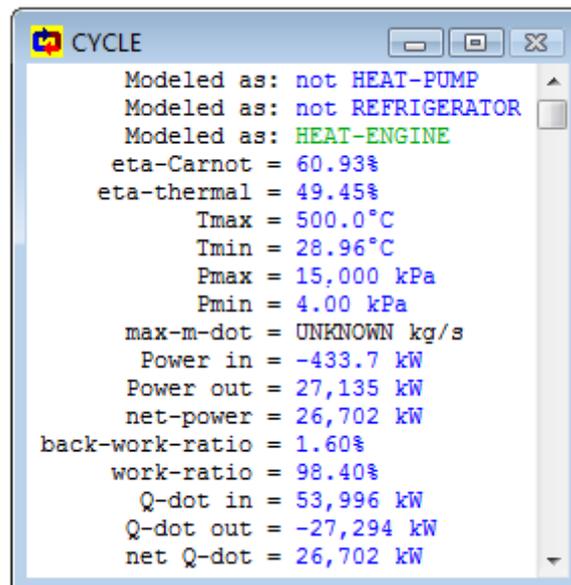
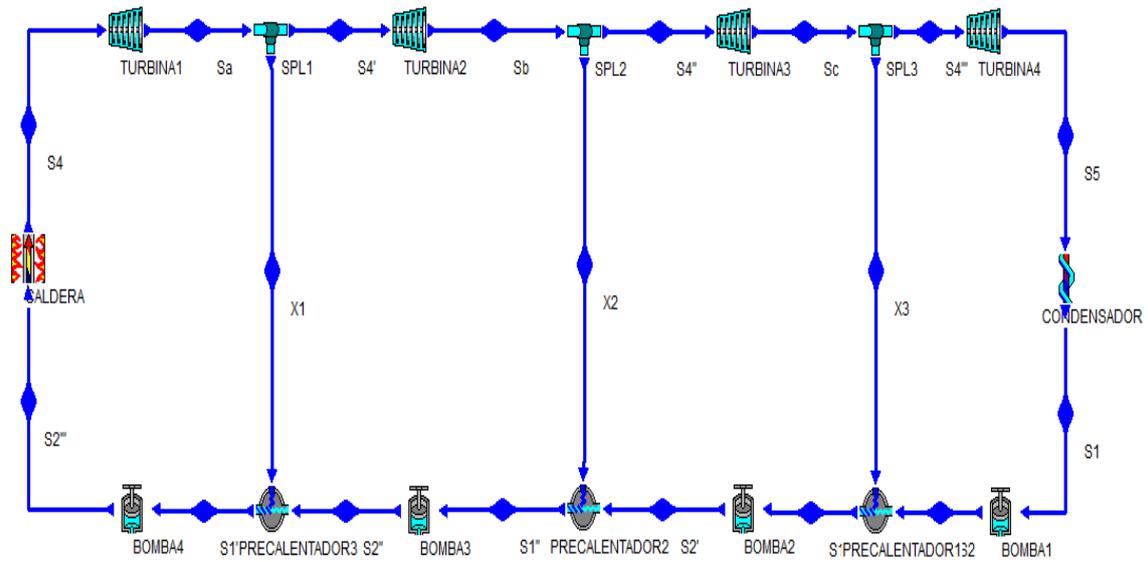
splitting fraction = 20.74%

SPL2

Modeled as: ISO-PARAMETRIC
 Modeled as: not NON-SATURATED
 Modeled as: AT-SATURATION

splitting fraction = 17.29%

A2.6 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con tres extracciones



S1

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0[0-1]
 T = 28.97°C
 P = 4.00 kPa
 v = 0.0010 m³/kg
 u = 121.3 kJ/kg
 h = 121.3 kJ/kg
 s = 0.4220 kJ/kgK
 m-dot = 15.25 kg/s
 T-sat = 28.97°C
 P-sat = 4.00 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg
 u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK
 V-dot = 0.0153 m³/sec
 U-dot = 1,850 kW
 H-dot = 1,850 kW
 S-dot = 6.44 kW/K
 flow fraction = 0.6101[0-1]

S2

Substance: WATER
 Phase: LIQUID
 T = 28.96°C
 P = 102.0 kPa
 v = 0.0010 m³/kg
 u = 121.3 kJ/kg
 h = 121.4 kJ/kg
 s = 0.4220 kJ/kgK
 m-dot = 15.25 kg/s
 T-sat = 100.2°C
 P-sat = 4.00 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 1.67 m³/kg
 u-f(Tsat) = 419.7 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,506 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 419.8 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,676 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 1.31 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 7.35 kJ/kgK
 V-dot = 0.0153 m³/sec
 U-dot = 1,850 kW
 H-dot = 1,852 kW
 S-dot = 6.44 kW/K
 flow fraction = 0.6101[0-1]

S1'

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0[0-1]
 T = 100.2°C
 P = 102.0 kPa
 v = 0.0010 m³/kg
 u = 419.7 kJ/kg
 h = 419.8 kJ/kg
 s = 1.31 kJ/kgK
 m-dot = 17.67 kg/s
 T-sat = 100.2°C
 P-sat = 102.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 1.67 m³/kg
 u-f(Tsat) = 419.7 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,506 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 419.8 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,676 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 1.31 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 7.35 kJ/kgK
 V-dot = 0.0184 m³/sec
 U-dot = 7,417 kW
 H-dot = 7,419 kW
 S-dot = 23.13 kW/K
 flow fraction = 0.7069[0-1]

S2'

Substance: WATER
 Phase: LIQUID
 T = 100.2°C
 P = 980.0 kPa
 v = 0.0010 m³/kg
 u = 419.7 kJ/kg
 h = 420.7 kJ/kg
 s = 1.31 kJ/kgK
 m-dot = 17.67 kg/s
 T-sat = 179.0°C
 P-sat = 102.2 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.1982 m³/kg
 u-f(Tsat) = 757.9 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 759.0 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,777 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.13 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
 V-dot = 0.0184 m³/sec
 U-dot = 7,417 kW
 H-dot = 7,434 kW
 S-dot = 23.13 kW/K
 flow fraction = 0.7069[0-1]

S1''

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0[0-1]
 T = 179.0°C
 P = 980.0 kPa
 v = 0.0011 m³/kg
 u = 757.9 kJ/kg
 h = 759.0 kJ/kg
 s = 2.13 kJ/kgK
 m-dot = 20.81 kg/s
 T-sat = 179.0°C
 P-sat = 980.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.1982 m³/kg
 u-f(Tsat) = 757.9 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 759.0 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,777 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.13 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
 V-dot = 0.0234 m³/sec
 U-dot = 15,772 kW
 H-dot = 15,795 kW
 S-dot = 44.33 kW/K
 flow fraction = 0.8324[0-1]

S2''

Substance: WATER
 Phase: LIQUID
 T = 179.6°C
 P = 4,720 kPa
 v = 0.0011 m³/kg
 u = 757.9 kJ/kg
 h = 763.2 kJ/kg
 s = 2.13 kJ/kgK
 m-dot = 20.81 kg/s
 T-sat = 260.4°C
 P-sat = 992.1 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0013 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.0419 m³/kg
 u-f(Tsat) = 1,130 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,598 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 1,136 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,796 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.89 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.00 kJ/kgK
 V-dot = 0.0234 m³/sec
 U-dot = 15,773 kW
 H-dot = 15,883 kW
 S-dot = 44.33 kW/K
 flow fraction = 0.8324[0-1]

S1'''

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0[0-1]
 T = 260.4°C
 P = 4,720 kPa
 v = 0.0013 m³/kg
 u = 1,130 kJ/kg
 h = 1,136 kJ/kg
 s = 2.89 kJ/kgK
 m-dot = 25.00 kg/s
 T-sat = 260.4°C
 P-sat = 4,720 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0013 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.0419 m³/kg
 u-f(Tsat) = 1,130 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,598 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 1,136 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,796 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.89 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.00 kJ/kgK
 V-dot = 0.0319 m³/sec
 U-dot = 28,259 kW
 H-dot = 28,409 kW
 S-dot = 72.19 kW/K
 flow fraction = 1.0000[0-1]

S2'''

Substance: WATER
 Phase: LIQUID
 T = 263.3°C
 P = 15,000 kPa
 v = 0.0013 m³/kg
 u = 1,131 kJ/kg
 h = 1,149 kJ/kg
 s = 2.89 kJ/kgK
 m-dot = 25.00 kg/s
 T-sat = 342.2°C
 P-sat = 4,946 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg
 u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK
 V-dot = 0.0316 m³/sec
 U-dot = 28,263 kW
 H-dot = 28,737 kW
 S-dot = 72.19 kW/K
 flow fraction = 1.0000[0-1]

| | |
|--|--|
| <p>S4</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 500.0°C P = 15,000 kPa v = 0.0208 m³/kg u = 2,997 kJ/kg h = 3,309 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s T-sat = 342.2°C v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK V-dot = 0.5200 m³/sec U-dot = 74,932 kW H-dot = 82,732 kW S-dot = 158.6 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>Sa</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 318.8°C P = 4,720 kPa v = 0.0518 m³/kg u = 2,748 kJ/kg h = 2,989 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s T-sat = 260.4°C P-sat = 11,105 kPa v-f(Tsat) = 0.0013 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0419 m³/kg u-f(Tsat) = 1,130 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,598 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,136 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,796 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.89 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.00 kJ/kgK V-dot = 1.30 m³/sec U-dot = 68,690 kW H-dot = 74,734 kW S-dot = 158.6 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> |
| <p>S4'</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 318.8°C P = 4,720 kPa v = 0.0518 m³/kg u = 2,748 kJ/kg h = 2,989 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 20.81 kg/s T-sat = 260.4°C P-sat = 11,105 kPa v-f(Tsat) = 0.0013 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0419 m³/kg u-f(Tsat) = 1,130 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,598 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,136 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,796 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.89 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.00 kJ/kgK V-dot = 1.08 m³/sec U-dot = 57,177 kW H-dot = 62,208 kW S-dot = 132.0 kW/K flow fraction = 0.8324[0-1]</p> | <p>Sb</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.9445[0-1] T = 179.0°C P = 980.0 kPa v = 0.1872 m³/kg u = 2,481 kJ/kg h = 2,665 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 20.81 kg/s T-sat = 179.0°C P-sat = 980.0 kPa v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.1982 m³/kg u-f(Tsat) = 757.9 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg h-f(Tsat) = 759.0 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,777 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.13 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK V-dot = 3.90 m³/sec U-dot = 51,637 kW H-dot = 55,456 kW S-dot = 132.0 kW/K flow fraction = 0.8324[0-1]</p> |

S4''

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.9445[0-1]
 T = 179.0°C
 P = 980.0 kPa
 v = 0.1872 m³/kg
 u = 2,481 kJ/kg
 h = 2,665 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 17.67 kg/s
 T-sat = 179.0°C
 P-sat = 980.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.1982 m³/kg
 u-f(Tsat) = 757.9 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 759.0 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,777 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.13 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
 V-dot = 3.31 m³/sec
 U-dot = 43,853 kW
 H-dot = 47,095 kW
 S-dot = 112.1 kW/K
 flow fraction = 0.7069[0-1]

Sc

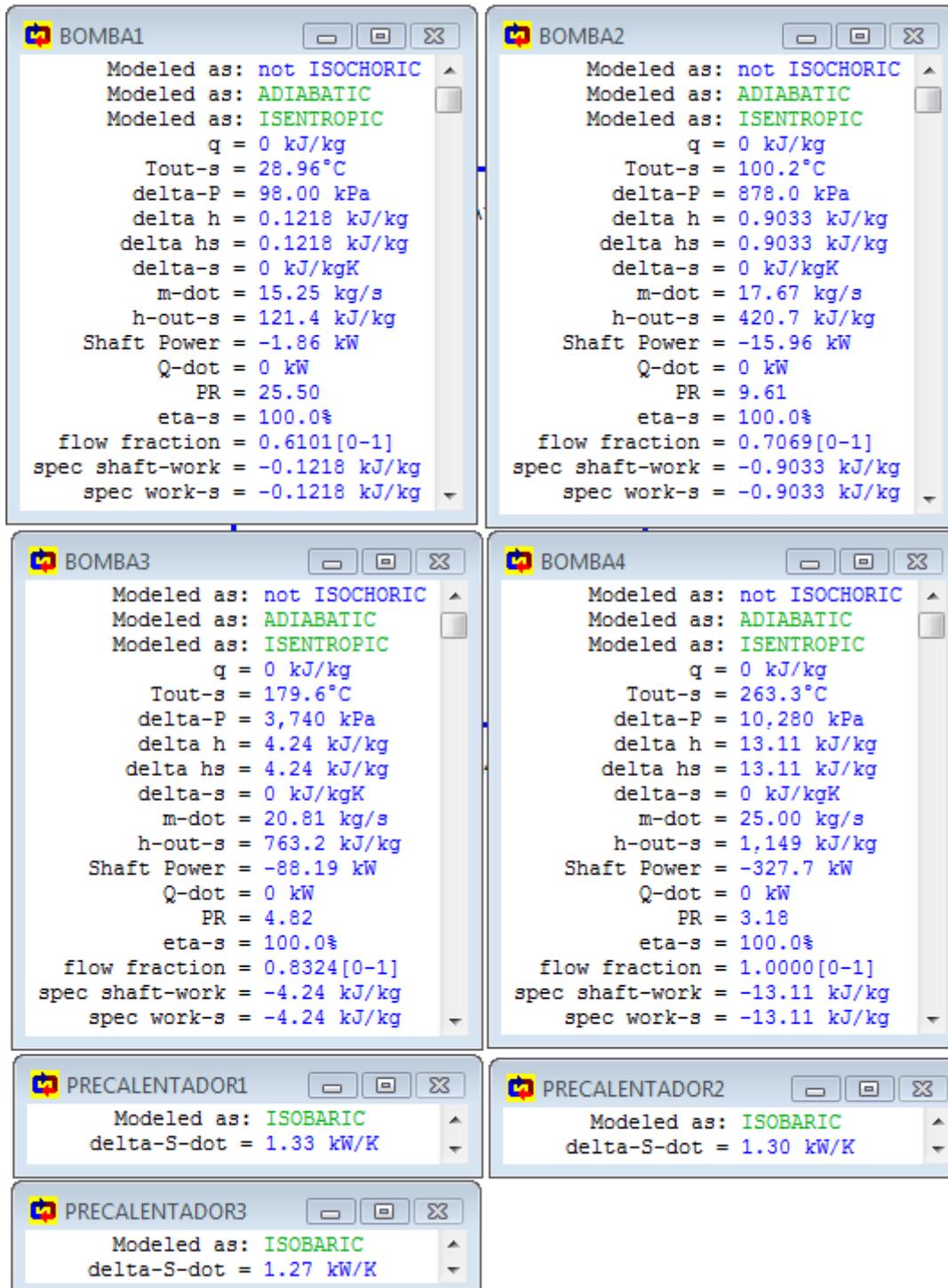
Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.8333[0-1]
 T = 100.2°C
 P = 102.0 kPa
 v = 1.39 m³/kg
 u = 2,159 kJ/kg
 h = 2,300 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 17.67 kg/s
 T-sat = 100.2°C
 P-sat = 102.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 1.67 m³/kg
 u-f(Tsat) = 419.7 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,506 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 419.8 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,676 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 1.31 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 7.35 kJ/kgK
 V-dot = 24.53 m³/sec
 U-dot = 38,147 kW
 H-dot = 40,645 kW
 S-dot = 112.1 kW/K
 flow fraction = 0.7069[0-1]

S4'''

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.8333[0-1]
 T = 100.2°C
 P = 102.0 kPa
 v = 1.39 m³/kg
 u = 2,159 kJ/kg
 h = 2,300 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 15.25 kg/s
 T-sat = 100.2°C
 P-sat = 102.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 1.67 m³/kg
 u-f(Tsat) = 419.7 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,506 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 419.8 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,676 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 1.31 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 7.35 kJ/kgK
 V-dot = 21.17 m³/sec
 U-dot = 32,922 kW
 H-dot = 35,079 kW
 S-dot = 96.78 kW/K
 flow fraction = 0.6101[0-1]

S5

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.7358[0-1]
 T = 28.97°C
 P = 4.00 kPa
 v = 25.60 m³/kg
 u = 1,808 kJ/kg
 h = 1,911 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 15.25 kg/s
 T-sat = 28.97°C
 P-sat = 4.00 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg
 u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK
 V-dot = 390.5 m³/sec
 U-dot = 27,582 kW
 H-dot = 29,144 kW
 S-dot = 96.78 kW/K
 flow fraction = 0.6101[0-1]



CALDERA

Modeled as: not ISOCHORIC
 Modeled as: ISOBARIC
 $q = 2,160 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta P = 0 \text{ kPa}$
 $\Delta h = 2,160 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 3.46 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 25.00 \text{ kg/s}$
 $\dot{Q} = 53,996 \text{ kW}$
 flow fraction = 1.0000[0-1]

TURBINA1

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC
 $q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out}} = 318.8^\circ\text{C}$
 $\Delta P = -10,280 \text{ kPa}$
 $\Delta h = -319.9 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = -319.9 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 25.00 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out}} = 2,989 \text{ kJ/kg}$
 Shaft Power = 7,998 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
 PR = 3.18
 $\eta = 100.0\%$
 flow fraction = 1.0000[0-1]
 spec shaft-work = 319.9 kJ/kg
 spec work-s = 319.9 kJ/kg

TURBINA3

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC
 $q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out}} = 100.2^\circ\text{C}$
 $\Delta P = -878.0 \text{ kPa}$
 $\Delta h = -365.0 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = -365.0 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 17.67 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out}} = 2,300 \text{ kJ/kg}$
 Shaft Power = 6,450 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
 PR = 9.61
 $\eta = 100.0\%$
 flow fraction = 0.7069[0-1]
 quality-out-s = 0.8333[0-1]
 spec shaft-work = 365.0 kJ/kg
 spec work-s = 365.0 kJ/kg

TURBINA2

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC
 $q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out}} = 179.0^\circ\text{C}$
 $\Delta P = -3,740 \text{ kPa}$
 $\Delta h = -324.5 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = -324.5 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 20.81 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out}} = 2,665 \text{ kJ/kg}$
 Shaft Power = 6,752 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
 PR = 4.82
 $\eta = 100.0\%$
 flow fraction = 0.8324[0-1]
 quality-out-s = 0.9445[0-1]
 spec shaft-work = 324.5 kJ/kg
 spec work-s = 324.5 kJ/kg

TURBINA4

Modeled as: not ISOTHERMAL
 Modeled as: ISENTROPIC
 Modeled as: ADIABATIC
 $q = 0 \text{ kJ/kg}$
 $T_{\text{out}} = 28.97^\circ\text{C}$
 $\Delta P = -98.00 \text{ kPa}$
 $\Delta h = -389.1 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta h_s = -389.1 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 15.25 \text{ kg/s}$
 $h_{\text{out}} = 1,911 \text{ kJ/kg}$
 Shaft Power = 5,935 kW
 $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$
 PR = 25.50
 $\eta = 100.0\%$
 flow fraction = 0.6101[0-1]
 quality-out-s = 0.7358[0-1]
 spec shaft-work = 389.1 kJ/kg
 spec work-s = 389.1 kJ/kg

CONDENSADOR

Modeled as: not ISOCHORIC
 Modeled as: ISOBARIC
 $q = -1,790 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta P = 0 \text{ kPa}$
 $\Delta h = -1,790 \text{ kJ/kg}$
 $\Delta s = -5.92 \text{ kJ/kgK}$
 $\dot{m} = 15.25 \text{ kg/s}$
 $\dot{Q} = -27,294 \text{ kW}$

X1

Substance: WATER
 Phase: GAS
 T = 318.8°C
 P = 4,720 kPa
 v = 0.0518 m³/kg
 u = 2,748 kJ/kg
 h = 2,989 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 4.19 kg/s
 T-sat = 260.4°C
 P-sat = 11,105 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0013 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.0419 m³/kg
 u-f(Tsat) = 1,130 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,598 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 1,136 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,796 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.89 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.00 kJ/kgK
 V-dot = 0.2171 m³/sec
 U-dot = 11,513 kW
 H-dot = 12,526 kW
 S-dot = 26.59 kW/K
 flow fraction = 0.1676[0-1]

X2

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.9445[0-1]
 T = 179.0°C
 P = 980.0 kPa
 v = 0.1872 m³/kg
 u = 2,481 kJ/kg
 h = 2,665 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 3.14 kg/s
 T-sat = 179.0°C
 P-sat = 980.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
 v-g(Tsat) = 0.1982 m³/kg
 u-f(Tsat) = 757.9 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 759.0 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,777 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 2.13 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
 V-dot = 0.5874 m³/sec
 U-dot = 7,785 kW
 H-dot = 8,360 kW
 S-dot = 19.91 kW/K
 flow fraction = 0.1255[0-1]

X3

Substance: WATER
 Phase: SATURATED
 quality = 0.8333[0-1]
 T = 100.2°C
 P = 102.0 kPa
 v = 1.39 m³/kg
 u = 2,159 kJ/kg
 h = 2,300 kJ/kg
 s = 6.35 kJ/kgK
 m-dot = 2.42 kg/s
 T-sat = 100.2°C
 P-sat = 102.0 kPa
 v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
 v-g(Tsat) = 1.67 m³/kg
 u-f(Tsat) = 419.7 kJ/kg
 u-g(Tsat) = 2,506 kJ/kg
 h-f(Tsat) = 419.8 kJ/kg
 h-g(Tsat) = 2,676 kJ/kg
 s-f(Tsat) = 1.31 kJ/kgK
 s-g(Tsat) = 7.35 kJ/kgK
 V-dot = 3.36 m³/sec
 U-dot = 5,225 kW
 H-dot = 5,567 kW
 S-dot = 15.36 kW/K
 flow fraction = 0.0968[0-1]

SPL1

Modeled as: ISO-PARAMETRIC
 Modeled as: NON-SATURATED
 Modeled as: not AT-SATURATION
 splitting fraction = 16.76%

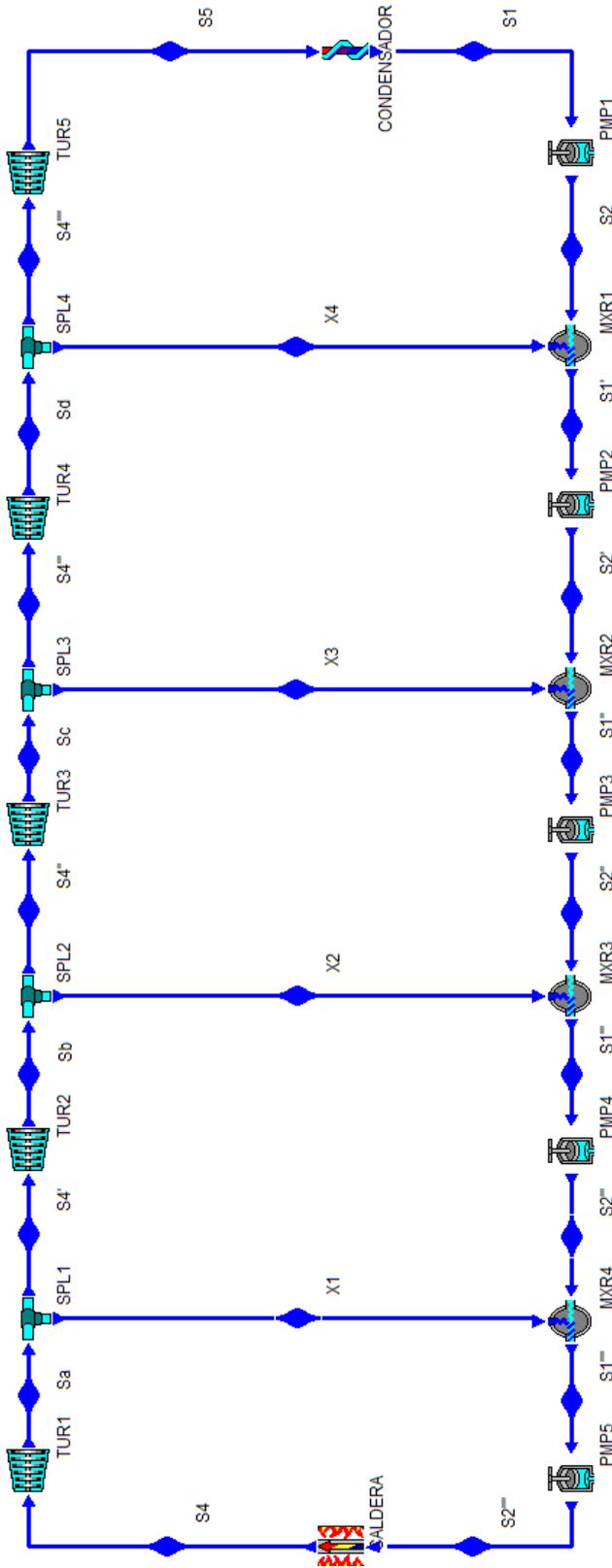
SPL2

Modeled as: ISO-PARAMETRIC
 Modeled as: not NON-SATURATED
 Modeled as: AT-SATURATION
 splitting fraction = 15.08%

SPL3

Modeled as: ISO-PARAMETRIC
 Modeled as: not NON-SATURATED
 Modeled as: AT-SATURATION
 splitting fraction = 13.70%

A2.7 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con cuatro extracciones



CYCLE

Modeled as: not HEAT-PUMP
 Modeled as: not REFRIGERATOR
 Modeled as: HEAT-ENGINE

eta-Carnot = 60.93%
 eta-thermal = 50.04%
 Tmax = 500.0°C
 Tmin = 28.96°C
 Pmax = 15,000 kPa
 Pmin = 4.00 kPa
 max-m-dot = UNKNOWN kg/s
 Power in = -431.5 kW
 Power out = 25,787 kW
 net-power = 25,355 kW
 back-work-ratio = 1.67%
 work-ratio = 98.33%
 Q-dot in = 50,665 kW
 Q-dot out = -25,310 kW
 net Q-dot = 25,355 kW

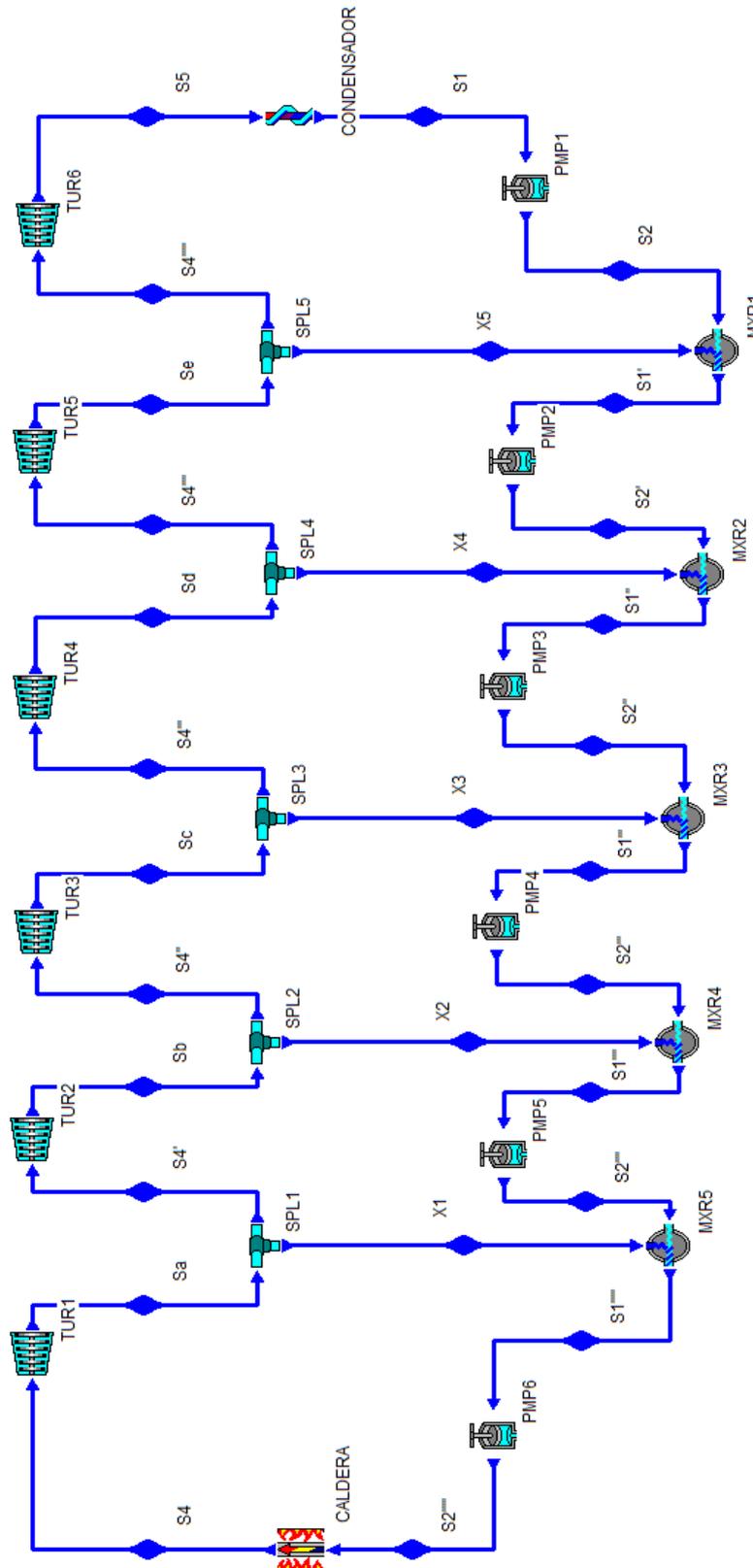
| | | | | | | | | | |
|--|---|--|---|--|--|---|--|---|---|
| <p>SI</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] I = 28.97°C P = 4.00 kPa V = 0.0010 m³/kg u = 121.3 kJ/kg h = 121.3 kJ/kg s = 0.4220 kJ/kgK m-dot = 14.14 kg/s I-sat = 28.97°C P-sat = 4.00 kPa V-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg V-g(Tsat) = 34.80 m³/kg u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK V-dot = 0.0142 m³/sec U-dot = 1,715 kW H-dot = 1,715 kW S-dot = 5.97 kW/K flow fraction = 0.5657[0-1]</p> | <p>SI'</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] I = 85.95°C P = 60.00 kPa V = 0.0010 m³/kg u = 359.8 kJ/kg h = 359.9 kJ/kg s = 1.15 kJ/kgK m-dot = 15.95 kg/s I-sat = 85.95°C P-sat = 60.00 kPa V-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg V-g(Tsat) = 2.73 m³/kg u-f(Tsat) = 359.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,489 kJ/kg h-f(Tsat) = 359.9 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,653 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.15 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.53 kJ/kgK V-dot = 0.0165 m³/sec U-dot = 5,740 kW H-dot = 5,740 kW S-dot = 18.27 kW/K flow fraction = 0.6380[0-1]</p> | <p>SI''</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] I = 151.9°C P = 500.0 kPa V = 0.0011 m³/kg u = 639.8 kJ/kg h = 640.4 kJ/kg s = 1.86 kJ/kgK m-dot = 18.29 kg/s I-sat = 151.9°C P-sat = 500.0 kPa V-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg V-g(Tsat) = 0.3749 m³/kg u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK V-dot = 0.0200 m³/sec U-dot = 11,705 kW H-dot = 11,715 kW S-dot = 34.04 kW/K flow fraction = 0.7317[0-1]</p> | <p>SI'''</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] I = 227.1°C P = 2,650 kPa V = 0.0012 m³/kg u = 973.3 kJ/kg h = 976.5 kJ/kg s = 2.58 kJ/kgK m-dot = 21.56 kg/s I-sat = 227.1°C P-sat = 2,650 kPa V-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg V-g(Tsat) = 0.0755 m³/kg u-f(Tsat) = 973.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg h-f(Tsat) = 976.5 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,808 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.58 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.23 kJ/kgK V-dot = 0.0259 m³/sec U-dot = 20,984 kW H-dot = 21,053 kW S-dot = 55.69 kW/K flow fraction = 0.8624[0-1]</p> | <p>SI''''</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] I = 286.8°C P = 7,100 kPa V = 0.0014 m³/kg u = 1,263 kJ/kg h = 1,272 kJ/kg s = 3.13 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s I-sat = 286.8°C P-sat = 7,100 kPa V-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg V-g(Tsat) = 0.0269 m³/kg u-f(Tsat) = 1,263 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,579 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,272 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,770 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.13 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.81 kJ/kgK V-dot = 0.0339 m³/sec U-dot = 31,563 kW H-dot = 31,804 kW S-dot = 78.25 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>S2</p> <p>Substance: WATER Phase: LIQUID I = 28.96°C P = 60.00 kPa V = 0.0010 m³/kg u = 121.3 kJ/kg h = 121.4 kJ/kg s = 0.4220 kJ/kgK m-dot = 14.14 kg/s I-sat = 85.95°C P-sat = 4.00 kPa V-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg V-g(Tsat) = 2.73 m³/kg u-f(Tsat) = 359.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,489 kJ/kg h-f(Tsat) = 359.9 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,653 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.15 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.53 kJ/kgK V-dot = 0.0142 m³/sec U-dot = 1,716 kW H-dot = 1,716 kW S-dot = 5.97 kW/K flow fraction = 0.5657[0-1]</p> | <p>S2'</p> <p>Substance: WATER Phase: LIQUID I = 85.98°C P = 500.0 kPa V = 0.0010 m³/kg u = 359.9 kJ/kg h = 360.4 kJ/kg s = 1.15 kJ/kgK m-dot = 15.95 kg/s I-sat = 151.9°C P-sat = 60.07 kPa V-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg V-g(Tsat) = 0.3749 m³/kg u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK V-dot = 0.0165 m³/sec U-dot = 5,740 kW H-dot = 5,748 kW S-dot = 18.27 kW/K flow fraction = 0.6380[0-1]</p> | <p>S2''</p> <p>Substance: WATER Phase: LIQUID I = 152.1°C P = 2,650 kPa V = 0.0011 m³/kg u = 639.9 kJ/kg h = 642.7 kJ/kg s = 1.86 kJ/kgK m-dot = 18.29 kg/s I-sat = 227.1°C P-sat = 503.3 kPa V-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg V-g(Tsat) = 0.0755 m³/kg u-f(Tsat) = 639.9 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,808 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.23 kJ/kgK V-dot = 0.0200 m³/sec U-dot = 11,705 kW H-dot = 11,758 kW S-dot = 34.04 kW/K flow fraction = 0.7317[0-1]</p> | <p>S2'''</p> <p>Substance: WATER Phase: LIQUID I = 228.0°C P = 7,100 kPa V = 0.0012 m³/kg u = 973.3 kJ/kg h = 981.8 kJ/kg s = 2.58 kJ/kgK m-dot = 21.56 kg/s I-sat = 286.8°C P-sat = 2,696 kPa V-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg V-g(Tsat) = 0.0269 m³/kg u-f(Tsat) = 1,263 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,579 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,272 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,770 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.13 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.81 kJ/kgK V-dot = 0.0259 m³/sec U-dot = 20,984 kW H-dot = 21,168 kW S-dot = 55.69 kW/K flow fraction = 0.8624[0-1]</p> | <p>S2''''</p> <p>Substance: WATER Phase: LIQUID I = 289.8°C P = 15,000 kPa V = 0.0013 m³/kg u = 1,263 kJ/kg h = 1,283 kJ/kg s = 3.13 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s I-sat = 342.2°C P-sat = 7,413 kPa V-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg V-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK V-dot = 0.0335 m³/sec U-dot = 31,566 kW H-dot = 32,068 kW S-dot = 78.25 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> |
|--|---|--|---|--|--|---|--|---|---|

| | | | | |
|--|---|---|---|--|
| <p>Substance: WATER Phase: GAS I = 500.0°C P = 15,000 kPa V = 0.0208 m³/kg u = 2,997 kJ/kg h = 3,309 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s I-sat = 342.2°C v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK V-dot = 0.5200 m³/sec U-dot = 74,932 kW H-dot = 82,732 kW S-dot = 158.6 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>Substance: WATER Phase: GAS I = 376.7°C P = 7,100 kPa V = 0.0381 m³/kg u = 2,827 kJ/kg h = 3,091 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 21.56 kg/s I-sat = 286.8°C v-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0269 m³/kg u-f(Tsat) = 1,263 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,579 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,272 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,770 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.13 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.81 kJ/kgK V-dot = 0.8209 m³/sec U-dot = 60,946 kW H-dot = 66,640 kW S-dot = 136.8 kW/K flow fraction = 0.8624[0-1]</p> | <p>Substance: WATER Phase: GAS I = 240.9°C P = 2,650 kPa V = 0.0884 m³/kg u = 2,636 kJ/kg h = 2,846 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 18.29 kg/s I-sat = 227.1°C P-sat = 3,395 kPa v-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0755 m³/kg u-f(Tsat) = 973.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg h-f(Tsat) = 2,561 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,803 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.58 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.23 kJ/kgK V-dot = 1.62 m³/sec U-dot = 48,227 kW H-dot = 52,066 kW S-dot = 116.1 kW/K flow fraction = 0.7317[0-1]</p> | <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.9040[0-1] I = 151.9°C P = 500.0 kPa V = 0.3390 m³/kg u = 2,377 kJ/kg h = 2,546 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 15.95 kg/s I-sat = 151.9°C P-sat = 500.0 kPa v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.3749 m³/kg u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK V-dot = 5.41 m³/sec U-dot = 37,909 kW H-dot = 40,612 kW S-dot = 101.2 kW/K flow fraction = 0.6380[0-1]</p> | <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8143[0-1] I = 85.95°C P = 60.00 kPa V = 2.23 m³/kg u = 2,094 kJ/kg h = 2,227 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 14.14 kg/s I-sat = 85.95°C P-sat = 60.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 2.73 m³/kg u-f(Tsat) = 359.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,489 kJ/kg h-f(Tsat) = 2,489 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,653 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.15 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.53 kJ/kgK V-dot = 31.47 m³/sec U-dot = 29,611 kW H-dot = 31,500 kW S-dot = 89.74 kW/K flow fraction = 0.5657[0-1]</p> |
| <p>Substance: WATER Phase: GAS I = 376.7°C P = 7,100 kPa V = 0.0381 m³/kg u = 2,827 kJ/kg h = 3,091 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 21.56 kg/s I-sat = 286.8°C v-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0269 m³/kg u-f(Tsat) = 1,263 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,579 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,272 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,770 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.13 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.81 kJ/kgK V-dot = 0.8209 m³/sec U-dot = 60,946 kW H-dot = 66,640 kW S-dot = 136.8 kW/K flow fraction = 0.8624[0-1]</p> | <p>Substance: WATER Phase: GAS I = 240.9°C P = 2,650 kPa V = 0.0884 m³/kg u = 2,636 kJ/kg h = 2,846 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 18.29 kg/s I-sat = 227.1°C P-sat = 3,395 kPa v-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0755 m³/kg u-f(Tsat) = 973.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg h-f(Tsat) = 2,561 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,803 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.58 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.23 kJ/kgK V-dot = 1.62 m³/sec U-dot = 48,227 kW H-dot = 52,066 kW S-dot = 116.1 kW/K flow fraction = 0.7317[0-1]</p> | <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.9040[0-1] I = 151.9°C P = 500.0 kPa V = 0.3390 m³/kg u = 2,377 kJ/kg h = 2,546 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 15.95 kg/s I-sat = 151.9°C P-sat = 500.0 kPa v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.3749 m³/kg u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK V-dot = 5.41 m³/sec U-dot = 37,909 kW H-dot = 40,612 kW S-dot = 101.2 kW/K flow fraction = 0.6380[0-1]</p> | <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8143[0-1] I = 85.95°C P = 60.00 kPa V = 2.23 m³/kg u = 2,094 kJ/kg h = 2,227 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 14.14 kg/s I-sat = 85.95°C P-sat = 60.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 2.73 m³/kg u-f(Tsat) = 359.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,489 kJ/kg h-f(Tsat) = 2,489 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,653 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.15 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.53 kJ/kgK V-dot = 31.47 m³/sec U-dot = 29,611 kW H-dot = 31,500 kW S-dot = 89.74 kW/K flow fraction = 0.5657[0-1]</p> | |

| | | | | |
|--|--|--|---|--|
| <p>TURI</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 376.7°C delta-P = -7,900 kPa delta h = -218.3 kJ/kg delta hs = -218.3 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s h-out-s = 3,091 kJ/kg Shaft Power = 5,457 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.11 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = 218.3 kJ/kg spec work-s = 218.3 kJ/kg</p> | <p>TUR2</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 376.7°C delta-P = -4,450 kPa delta h = -244.9 kJ/kg delta hs = -244.9 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 21.56 kg/s h-out-s = 2,846 kJ/kg Shaft Power = 5,280 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.68 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.8624[0-1] spec shaft-work = 244.9 kJ/kg spec work-s = 244.9 kJ/kg</p> | <p>TUR3</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 151.9°C delta-P = -2,150 kPa delta h = -299.9 kJ/kg delta hs = -299.9 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 18.29 kg/s h-out-s = 2,546 kJ/kg Shaft Power = 5,486 kW Q-dot = 0 kW PR = 5.30 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.7317[0-1] quality-out-s = 0.9040[0-1] spec shaft-work = 299.9 kJ/kg spec work-s = 299.9 kJ/kg</p> | <p>TUR4</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 85.95°C delta-P = -440.0 kPa delta h = -319.0 kJ/kg delta hs = -319.0 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 15.95 kg/s h-out-s = 2,227 kJ/kg Shaft Power = 5,089 kW Q-dot = 0 kW PR = 8.33 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.6380[0-1] quality-out-s = 0.8143[0-1] spec shaft-work = 319.0 kJ/kg spec work-s = 319.0 kJ/kg</p> | <p>TUR5</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 28.97°C delta-P = -56.00 kPa delta h = -316.4 kJ/kg delta hs = -316.4 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 14.14 kg/s h-out-s = 1,911 kJ/kg Shaft Power = 4,475 kW Q-dot = 0 kW PR = 15.00 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.5657[0-1] quality-out-s = 0.7358[0-1] spec shaft-work = 316.4 kJ/kg spec work-s = 316.4 kJ/kg</p> |
| <p>CALDERA</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC</p> <p>q = 2,027 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = 2,027 kJ/kg delta-s = 3.22 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s Q-dot = 50,665 kW flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>X1</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 376.7°C P = 7,100 kPa v = 0.0381 m³/kg u = 2,827 kJ/kg h = 3,091 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 3.44 kg/s I-sat = 286.8°C v-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0269 m³/kg u-f(Tsat) = 1,263 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,579 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,272 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,770 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.13 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.81 kJ/kgK V-dot = 0.1310 m³/sec U-dot = 9,727 kW H-dot = 10,636 kW S-dot = 21.83 kW/K flow fraction = 0.1376[0-1]</p> | <p>X2</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 240.9°C P = 2,650 kPa v = 0.0884 m³/kg u = 2,636 kJ/kg h = 2,846 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 3.27 kg/s I-sat = 227.1°C P-sat = 3,395 kPa v-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0755 m³/kg u-f(Tsat) = 973.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg h-f(Tsat) = 976.5 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,803 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.58 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.23 kJ/kgK V-dot = 0.2888 m³/sec U-dot = 8,609 kW H-dot = 9,294 kW S-dot = 20.72 kW/K flow fraction = 0.1306[0-1]</p> | <p>X3</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.9040[0-1] T = 151.9°C P = 500.0 kPa v = 0.3390 m³/kg u = 2,377 kJ/kg h = 2,546 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 2.34 kg/s I-sat = 151.9°C P-sat = 500.0 kPa v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.3749 m³/kg u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK V-dot = 0.7944 m³/sec U-dot = 5,570 kW H-dot = 5,967 kW S-dot = 14.87 kW/K flow fraction = 0.0937[0-1]</p> | <p>X4</p> <p>V = 2.23 m³/kg u = 2,094 kJ/kg h = 2,227 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 1.81 kg/s I-sat = 85.95°C P-sat = 60.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 2.73 m³/kg u-f(Tsat) = 359.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,489 kJ/kg h-f(Tsat) = 359.9 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,653 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.15 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.53 kJ/kgK V-dot = 4.02 m³/sec U-dot = 3,783 kW H-dot = 4,024 kW S-dot = 11.46 kW/K flow fraction = 0.0723[0-1]</p> |

| | | | |
|--|---|--|--|
| <p>SPL1</p> <p>Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: NON-SATURATED Modeled as: not AT-SATURATION splitting fraction = 13.76%</p> | <p>SPL2</p> <p>Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: NON-SATURATED Modeled as: not AT-SATURATION splitting fraction = 15.15%</p> | <p>SPL3</p> <p>Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: not NON-SATURATED Modeled as: AT-SATURATION splitting fraction = 12.81%</p> | <p>SPL4</p> <p>Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: not NON-SATURATED Modeled as: AT-SATURATION splitting fraction = 11.33%</p> |
| <p>PMP1</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{\text{out-s}} = 28.96^\circ\text{C}$ $\text{delta-p} = 56.00 \text{ kPa}$ $\text{delta h} = 0.0771 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta hs} = 0.0771 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta-s} = 0 \text{ kJ/kgK}$ $m\text{-dot} = 14.14 \text{ kg/s}$ $h\text{-out-s} = 121.4 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = -1.09 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ $PR = 15.00$ $\text{eta-s} = 100.0\%$ flow fraction = 0.5657[0-1] spec shaft-work = -0.0771 kJ/kg spec work-s = -0.0771 kJ/kg</p> | <p>PMP2</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{\text{out-s}} = 85.98^\circ\text{C}$ $\text{delta-p} = 440.0 \text{ kPa}$ $\text{delta h} = 0.4768 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta hs} = 0.4768 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta-s} = 0 \text{ kJ/kgK}$ $m\text{-dot} = 15.95 \text{ kg/s}$ $h\text{-out-s} = 360.4 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = -7.61 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ $PR = 8.33$ $\text{eta-s} = 100.0\%$ flow fraction = 0.6380[0-1] spec shaft-work = -0.4768 kJ/kg spec work-s = -0.4768 kJ/kg</p> | <p>PMP3</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{\text{out-s}} = 152.1^\circ\text{C}$ $\text{delta-p} = 2,150 \text{ kPa}$ $\text{delta h} = 2.37 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta hs} = 2.37 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta-s} = 0 \text{ kJ/kgK}$ $m\text{-dot} = 18.29 \text{ kg/s}$ $h\text{-out-s} = 642.7 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = -43.34 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ $PR = 5.30$ $\text{eta-s} = 100.0\%$ flow fraction = 0.7317[0-1] spec shaft-work = -2.37 kJ/kg spec work-s = -2.37 kJ/kg</p> | <p>PMP4</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{\text{out-s}} = 228.0^\circ\text{C}$ $\text{delta-p} = 4,450 \text{ kPa}$ $\text{delta h} = 5.35 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta hs} = 5.35 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta-s} = 0 \text{ kJ/kgK}$ $m\text{-dot} = 21.56 \text{ kg/s}$ $h\text{-out-s} = 981.8 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = -115.3 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ $PR = 2.68$ $\text{eta-s} = 100.0\%$ flow fraction = 0.8624[0-1] spec shaft-work = -5.35 kJ/kg spec work-s = -5.35 kJ/kg</p> |
| <p>MXR1</p> <p>Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0.8363 kW/K</p> | <p>MXR2</p> <p>Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0.9057 kW/K</p> | <p>MXR3</p> <p>Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0.9241 kW/K</p> | <p>MXR4</p> <p>Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0.7277 kW/K</p> |
| <p>PMP5</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{\text{out-s}} = 289.8^\circ\text{C}$ $\text{delta-p} = 7,900 \text{ kPa}$ $\text{delta h} = 10.57 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta hs} = 10.57 \text{ kJ/kg}$ $\text{delta-s} = 0 \text{ kJ/kgK}$ $m\text{-dot} = 25.00 \text{ kg/s}$ $h\text{-out-s} = 1,283 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = -264.2 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ $PR = 2.11$ $\text{eta-s} = 100.0\%$ flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = -10.57 kJ/kg spec work-s = -10.57 kJ/kg</p> | | | |

A2.8 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con cinco extracciones



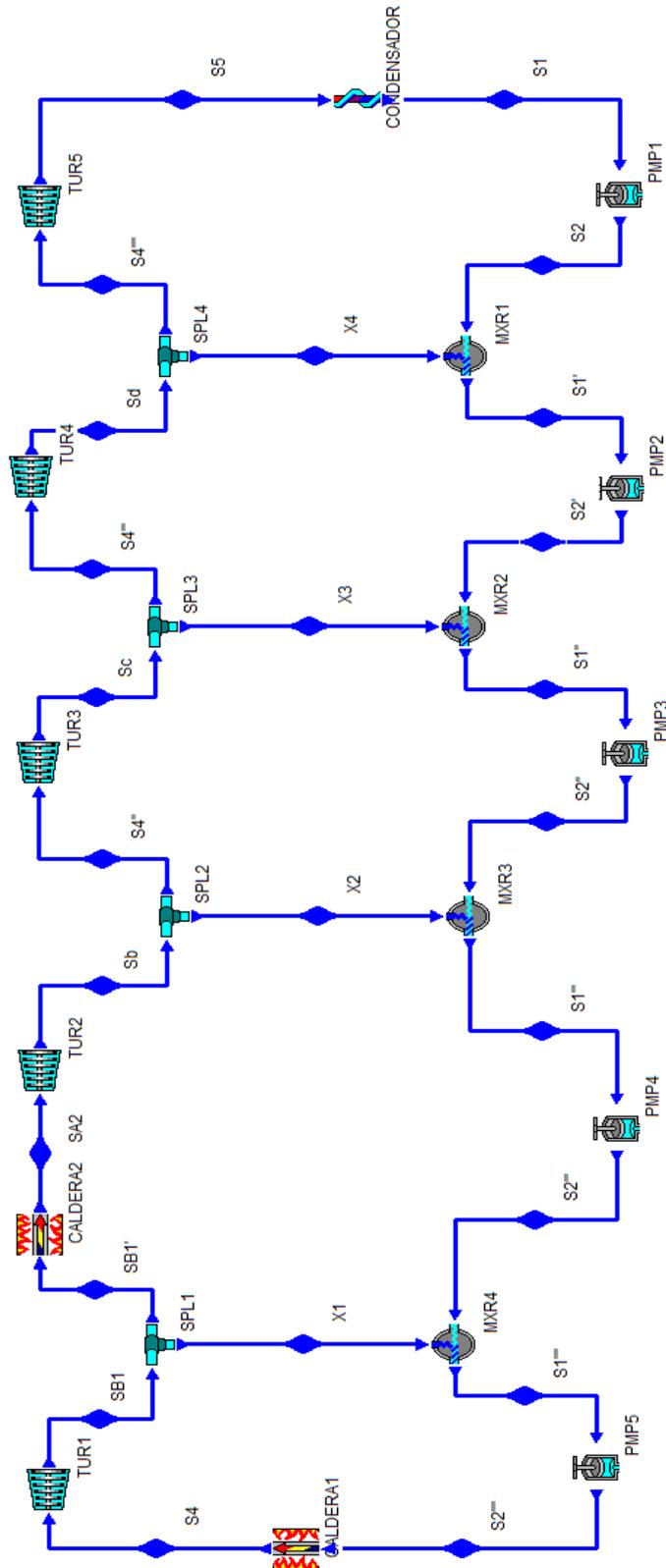
| | | | | |
|---|--|--|---|---|
| <p>CYCLE</p> <p>Modeled as: not HEAT-PUMP Modeled as: not REFRIGERATOR Modeled as: HEAT-ENGINE eta-Carnot = 60.93% eta-thermal = 50.41% Tmax = 500.0 °C Tmin = 28.96 °C Pmax = 15,000 kPa Pmin = 4.00 kPa max-m-dot = UNKNOWN kg/s Power in = -435.8 kW Power out = 25,853 kW net-power = 25,417 kW back-work-ratio = 1.69% work-ratio = 98.31% Q-dot in = 50,416 kW Q-dot out = -24,999 kW net Q-dot = 25,417 kW</p> | <p>TUR1</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg T-out-s = 381.0 °C delta-P = -7,700 kPa delta h = -210.6 kJ/kg delta hs = -210.6 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s h-out-s = 3,099 kJ/kg Shaft Power = 5,265 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.05 eta-s = 100.0% flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = 210.6 kJ/kg spec work-s = 210.6 kJ/kg</p> | <p>TUR2</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg T-out-s = 258.9 °C delta-P = -4,250 kPa delta h = -223.3 kJ/kg delta hs = -223.3 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 21.82 kg/s h-out-s = 2,875 kJ/kg Shaft Power = 4,873 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.39 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.8729[0-1] spec shaft-work = 223.3 kJ/kg spec work-s = 223.3 kJ/kg</p> | <p>TUR3</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg T-out-s = 179.9 °C delta-P = -2,050 kPa delta h = -206.7 kJ/kg delta hs = -206.7 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 19.26 kg/s h-out-s = 2,669 kJ/kg Shaft Power = 3,982 kW Q-dot = 0 kW PR = 3.05 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.7706[0-1] quality-out-s = 0.9459[0-1] spec shaft-work = 206.7 kJ/kg spec work-s = 206.7 kJ/kg</p> | <p>TUR4</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg T-out-s = 130.0 °C delta-P = -730.0 kPa delta h = -223.2 kJ/kg delta hs = -223.2 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 17.31 kg/s h-out-s = 2,445 kJ/kg Shaft Power = 3,862 kW Q-dot = 0 kW PR = 3.70 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.6922[0-1] quality-out-s = 0.8735[0-1] spec shaft-work = 223.2 kJ/kg spec work-s = 223.2 kJ/kg</p> |
| <p>TURS</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg T-out-s = 79.26 °C delta-P = -224.0 kPa delta h = -253.4 kJ/kg delta hs = -253.4 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 15.55 kg/s h-out-s = 2,192 kJ/kg Shaft Power = 3,941 kW Q-dot = 0 kW PR = 5.87 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.6220[0-1] quality-out-s = 0.8053[0-1] spec shaft-work = 253.4 kJ/kg spec work-s = 253.4 kJ/kg</p> | <p>TUR6</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg T-out-s = 28.97 °C delta-P = -42.00 kPa delta h = -281.2 kJ/kg delta hs = -281.2 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 13.97 kg/s h-out-s = 1,911 kJ/kg Shaft Power = 3,928 kW Q-dot = 0 kW PR = 11.50 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.5588[0-1] quality-out-s = 0.7358[0-1] spec shaft-work = 281.2 kJ/kg spec work-s = 281.2 kJ/kg</p> | <p>CALDERA</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC q = 2,017 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = 2,017 kJ/kg delta s = 3.20 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s Q-dot = 50,416 kW flow fraction = 1.0000[0-1]</p> <p>CONDENSADOR</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC q = -1,790 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = -1,790 kJ/kg delta-s = -5.92 kJ/kgK m-dot = 13.97 kg/s Q-dot = -24,999 kW</p> | <p>PMP1</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC q = 0 kJ/kg T-out-s = 28.96 °C delta-P = 42.00 kPa delta h = 0.0630 kJ/kg delta hs = 0.0630 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 13.97 kg/s h-out-s = 121.3 kJ/kg Shaft Power = -0.8798 kW Q-dot = 0 kW PR = 11.50 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.5588[0-1] spec shaft-work = -0.0630 kJ/kg spec work-s = -0.0630 kJ/kg</p> | <p>PMP2</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC q = 0 kJ/kg T-out-s = 79.27 °C delta-P = 224.0 kPa delta h = 0.2616 kJ/kg delta hs = 0.2616 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 15.55 kg/s h-out-s = 332.1 kJ/kg Shaft Power = -4.07 kW Q-dot = 0 kW PR = 5.87 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.6220[0-1] spec shaft-work = -0.2616 kJ/kg spec work-s = -0.2616 kJ/kg</p> |

| | | | | | | | |
|--|--|--|--|---|---|---|---|
| <p>PMP3</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 130.1 °C delta-p = 730.0 kPa delta h = 0.7741 kJ/kg delta hs = 0.7741 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 17.31 kg/s h-out-s = 547.2 kJ/kg Shaft Power = -13.40 kW Q-dot = 0 kW PR = 3.70 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.6922[0-1] spec shaft-work = -0.7741 kJ/kg spec work-s = -0.7741 kJ/kg</p> | <p>PMP4</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 180.2 °C delta-p = 2,050 kPa delta h = 2.34 kJ/kg delta hs = 2.34 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 19.26 kg/s h-out-s = 765.2 kJ/kg Shaft Power = -45.10 kW Q-dot = 0 kW PR = 3.05 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.7706[0-1] spec shaft-work = -2.34 kJ/kg spec work-s = -2.34 kJ/kg</p> | <p>PMP5</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 235.8 °C delta-p = 4,250 kPa delta h = 5.17 kJ/kg delta hs = 5.17 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 21.82 kg/s h-out-s = 1,018 kJ/kg Shaft Power = -112.9 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.39 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.8729[0-1] spec shaft-work = -5.17 kJ/kg spec work-s = -5.17 kJ/kg</p> | <p>PMP6</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 291.6 °C delta-p = 7,700 kPa delta h = 10.38 kJ/kg delta hs = 10.38 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s h-out-s = 1,293 kJ/kg Shaft Power = -259.5 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.05 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = -10.38 kJ/kg spec work-s = -10.38 kJ/kg</p> | <p>S1</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1]</p> <p>T = 28.97 °C P = 4.00 kPa v = 0.0010 m³/kg u = 121.3 kJ/kg h = 121.3 kJ/kg s = 0.4220 kJ/kgK m-dot = 13.97 kg/s T-sat = 28.97 °C P-sat = 4.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK V-dot = 0.0140 m³/sec U-dot = 1,694 kW H-dot = 1,694 kW S-dot = 5.90 kW/K flow fraction = 0.5588[0-1]</p> | <p>S2''''</p> <p>Substance: WATER Phase: LIQUID T = 291.6 °C P = 15,000 kPa v = 0.0013 m³/kg u = 1,272 kJ/kg h = 1,293 kJ/kg s = 3.15 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s T-sat = 342.2 °C P-sat = 7,618 kPa v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK V-dot = 0.0337 m³/sec U-dot = 31,812 kW H-dot = 32,316 kW S-dot = 78.69 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>S4</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 500.0 °C P = 15,000 kPa v = 0.0208 m³/kg u = 2,997 kJ/kg h = 3,309 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 25.00 kg/s T-sat = 342.2 °C v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK V-dot = 0.5200 m³/sec U-dot = 74,932 kW H-dot = 82,732 kW S-dot = 158.6 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>S5</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.7358[0-1]</p> <p>T = 28.97 °C P = 4.00 kPa v = 25.60 m³/kg u = 1,808 kJ/kg h = 1,911 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 13.97 kg/s T-sat = 28.97 °C P-sat = 4.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK V-dot = 357.7 m³/sec U-dot = 25,263 kW H-dot = 26,693 kW S-dot = 88.64 kW/K flow fraction = 0.5588[0-1]</p> |
|--|--|--|--|---|---|---|---|

| | | | | |
|--|---|--|---|---|
| <p>CYCLE</p> <p>Modeled as: not HEAT-PUMP Modeled as: not REFRIGERATOR Modeled as: HEAT-ENGINE eta-Carnot = 60.93% eta-thermal = 50.30% Tmax = 500.0°C Tmin = 28.96°C Pmax = 15,000 kPa Pmin = 4.00 kPa max-m-dot = UNKNOWN kg/s Power in = -4,988 kW Power out = 355,719 kW net-power = 350,731 kW back-work-ratio = 1.40% work-ratio = 98.60% Q-dot in = 697,277 kW Q-dot out = -346,546 kW net Q-dot = 350,731 kW</p> | <p>TUR1</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 349.8°C delta-P = -9,120 kPa delta h = -264.6 kJ/kg delta hs = -264.6 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 290.0 kg/s h-out-s = 3,045 kJ/kg Shaft Power = 76,737 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.55 eta-s = 100.0% flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = 264.6 kJ/kg spec work-s = 264.6 kJ/kg</p> | <p>TUR2</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 271.0°C delta-P = -4,560 kPa delta h = -446.7 kJ/kg delta hs = -446.7 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 240.0 kg/s h-out-s = 2,977 kJ/kg Shaft Power = 107,185 kW Q-dot = 0 kW PR = 4.45 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.8274[0-1] spec shaft-work = 446.7 kJ/kg spec work-s = 446.7 kJ/kg</p> | <p>TUR3</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 104.8°C delta-P = -1,200 kPa delta h = -447.1 kJ/kg delta hs = -447.1 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 204.3 kg/s h-out-s = 2,530 kJ/kg Shaft Power = 91,322 kW Q-dot = 0 kW PR = 11.00 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.7043[0-1] quality-out-s = 0.9316[0-1] spec shaft-work = 447.1 kJ/kg spec work-s = 447.1 kJ/kg</p> | <p>TUR4</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 28.97°C delta-P = -116.0 kPa delta h = -453.9 kJ/kg delta hs = -453.9 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 177.3 kg/s h-out-s = 2,076 kJ/kg Shaft Power = 80,475 kW Q-dot = 0 kW PR = 30.00 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.6113[0-1] quality-out-s = 0.8037[0-1] spec shaft-work = 453.9 kJ/kg spec work-s = 453.9 kJ/kg</p> |
| <p>CALDERA1</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC q = 2,091 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = 2,091 kJ/kg delta-s = 3.33 kJ/kgK m-dot = 290.0 kg/s Q-dot = 606,332 kW flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>CALDERA2</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC q = 379.0 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = 379.0 kJ/kg delta-s = 0.5468 kJ/kgK m-dot = 240.0 kg/s Q-dot = 90,945 kW flow fraction = 0.8274[0-1]</p> | <p>PMP1</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 28.96°C delta-P = 116.0 kPa delta h = 0.1396 kJ/kg delta hs = 0.1396 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 177.3 kg/s h-out-s = 121.4 kJ/kg Shaft Power = -24.76 kW Q-dot = 0 kW PR = 30.00 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.6113[0-1] spec shaft-work = -0.1396 kJ/kg spec work-s = -0.1396 kJ/kg</p> | <p>PMP2</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 104.9°C delta-P = 1,200 kPa delta h = 1.25 kJ/kg delta hs = 1.25 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 204.3 kg/s h-out-s = 440.6 kJ/kg Shaft Power = -255.6 kW Q-dot = 0 kW PR = 11.00 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.7043[0-1] spec shaft-work = -1.25 kJ/kg spec work-s = -1.25 kJ/kg</p> | <p>PMP3</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 193.1°C delta-P = 4,560 kPa delta h = 5.23 kJ/kg delta hs = 5.23 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 240.0 kg/s h-out-s = 823.3 kJ/kg Shaft Power = -1,254 kW Q-dot = 0 kW PR = 4.45 eta-s = 100.0% flow fraction = 0.8274[0-1] spec shaft-work = -5.23 kJ/kg spec work-s = -5.23 kJ/kg</p> |
| <p>CONDENSADOR</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC q = -1,955 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = -1,955 kJ/kg delta-s = -6.47 kJ/kgK m-dot = 177.3 kg/s Q-dot = -346,546 kW</p> | <p>PMP4</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 277.3°C delta-P = 9,120 kPa delta h = 11.91 kJ/kg delta hs = 11.91 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 290.0 kg/s h-out-s = 1,219 kJ/kg Shaft Power = -3,454 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.55 eta-s = 100.0% flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = -11.91 kJ/kg spec work-s = -11.91 kJ/kg</p> | | | |

| | | | | | | | | | |
|--|--|--|---|--|---|--|---|--|--|
| <p>S4</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS</p> <p>quality = 0.9316[0-1] T = 104.8 °C P = 120.0 kPa v = 1.33 m³/kg u = 2,370 kJ/kg h = 2,530 kJ/kg s = 6.89 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 177.3 kg/s T-sat = 104.8 °C P-sat = 120.0 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 1.43 m³/kg u-f(Tsat) = 439.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,512 kJ/kg h-f(Tsat) = 439.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,683 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.36 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.30 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 236.0 m³/sec U-dot = 420,204 kW H-dot = 448,522 kW S-dot = 1,222 kW/K</p> <p>flow fraction = 0.6113[0-1]</p> | <p>S4''</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS</p> <p>T = 271.0 °C P = 1,320 kPa v = 0.2031 m³/kg u = 2,736 kJ/kg h = 2,977 kJ/kg s = 6.89 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 204.3 kg/s T-sat = 192.3 °C P-sat = 5,586 kPa v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.1490 m³/kg u-f(Tsat) = 816.5 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,591 kJ/kg h-f(Tsat) = 818.0 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,788 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.26 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.49 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 41.48 m³/sec U-dot = 558,901 kW H-dot = 608,062 kW S-dot = 1,408 kW/K</p> <p>flow fraction = 0.7043[0-1]</p> | <p>S4'</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS</p> <p>T = 500.0 °C P = 5,880 kPa v = 0.0581 m³/kg u = 3,083 kJ/kg h = 3,424 kJ/kg s = 6.89 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 240.0 kg/s T-sat = 274.3 °C v-f(Tsat) = 0.0013 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0332 m³/kg u-f(Tsat) = 1,199 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,590 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,207 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,785 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.01 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.90 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 739,897 kW H-dot = 821,543 kW S-dot = 1,654 kW/K</p> <p>flow fraction = 0.8274[0-1]</p> | <p>SBI'</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS</p> <p>T = 349.8 °C P = 5,880 kPa v = 0.0434 m³/kg u = 2,791 kJ/kg h = 3,045 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 240.0 kg/s T-sat = 274.3 °C P-sat = 16,481 kPa v-f(Tsat) = 0.0013 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0332 m³/kg u-f(Tsat) = 1,199 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,590 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,207 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,785 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.01 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.90 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 10.40 m³/sec U-dot = 669,664 kW H-dot = 730,598 kW S-dot = 1,523 kW/K</p> <p>flow fraction = 0.8274[0-1]</p> | <p>S4</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS</p> <p>T = 500.0 °C P = 15,000 kPa v = 0.0208 m³/kg u = 2,997 kJ/kg h = 3,309 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 290.0 kg/s T-sat = 342.2 °C v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 869,217 kW H-dot = 959,697 kW S-dot = 1,840 kW/K</p> <p>flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>S2''</p> <p>Substance: WATER Phase: LIQUID</p> <p>T = 277.3 °C P = 15,000 kPa v = 0.0013 m³/kg u = 1,199 kJ/kg h = 1,219 kJ/kg s = 3.01 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 290.0 kg/s T-sat = 342.2 °C P-sat = 6,152 kPa v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 0.3774 m³/sec U-dot = 347,707 kW H-dot = 355,365 kW S-dot = 874.2 kW/K</p> <p>flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>S1''</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED</p> <p>quality = 0[0-1] T = 274.3 °C P = 5,880 kPa v = 0.0013 m³/kg u = 1,199 kJ/kg h = 1,207 kJ/kg s = 3.01 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 290.0 kg/s T-sat = 274.3 °C P-sat = 5,880 kPa v-f(Tsat) = 0.0013 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0332 m³/kg u-f(Tsat) = 1,199 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,590 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,207 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,785 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.01 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.90 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 0.3814 m³/sec U-dot = 347,670 kW H-dot = 349,912 kW S-dot = 874.2 kW/K</p> <p>flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>S1'</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED</p> <p>quality = 0[0-1] T = 192.3 °C P = 1,320 kPa v = 0.0011 m³/kg u = 816.5 kJ/kg h = 818.0 kJ/kg s = 2.26 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 240.0 kg/s T-sat = 192.3 °C P-sat = 1,320 kPa v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.1490 m³/kg u-f(Tsat) = 816.5 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,591 kJ/kg h-f(Tsat) = 818.0 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,788 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.26 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.49 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 0.2747 m³/sec U-dot = 195,933 kW H-dot = 196,296 kW S-dot = 541.9 kW/K</p> <p>flow fraction = 0.8274[0-1]</p> | <p>S1</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED</p> <p>quality = 0[0-1] T = 28.97 °C P = 4.00 kPa v = 0.0010 m³/kg u = 121.3 kJ/kg h = 121.3 kJ/kg s = 0.4220 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 177.3 kg/s T-sat = 28.97 °C P-sat = 4.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 0.1780 m³/sec U-dot = 21,501 kW H-dot = 196,296 kW S-dot = 74.82 kW/K</p> <p>flow fraction = 0.6113[0-1]</p> | <p>S5</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED</p> <p>quality = 0.8037[0-1] T = 28.97 °C P = 4.00 kPa v = 27.97 m³/kg u = 1,964 kJ/kg h = 2,076 kJ/kg s = 6.89 kJ/kgK</p> <p>m-dot = 177.3 kg/s T-sat = 28.97 °C P-sat = 4.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK</p> <p>V-dot = 4,958 m³/sec U-dot = 348,215 kW H-dot = 368,047 kW S-dot = 1,222 kW/K</p> <p>flow fraction = 0.6113[0-1]</p> |
|--|--|--|---|--|---|--|---|--|--|

A2.10 Datos usados para la simulación del ciclo regenerativo de Rankine con recalentamiento y cuatro extracciones



| | | | | | |
|--|---|---|--|---|---|
| <p>TUR1</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 376.7°C delta-P = 7,900 kPa delta h = -218.3 kJ/kg delta hs = -218.3 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 300.0 kg/s h-out-s = 3,091 kJ/kg Shaft Power = 65,485 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.11 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = 218.3 kJ/kg spec work-s = 218.3 kJ/kg</p> | <p>TUR2</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 335.2°C delta-P = -4,540 kPa delta h = -319.8 kJ/kg delta hs = -319.8 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 257.7 kg/s h-out-s = 3,089 kJ/kg Shaft Power = 82,393 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.77 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.8589[0-1] spec shaft-work = 319.8 kJ/kg spec work-s = 319.8 kJ/kg</p> | <p>TUR3</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 157.9°C delta-P = -2,000 kPa delta h = -331.7 kJ/kg delta hs = -331.7 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 225.1 kg/s h-out-s = 2,758 kJ/kg Shaft Power = 74,670 kW Q-dot = 0 kW PR = 4.57 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.7505[0-1] spec shaft-work = 331.7 kJ/kg spec work-s = 331.7 kJ/kg</p> | <p>TUR4</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 88.79°C delta-P = -493.0 kPa delta h = -353.2 kJ/kg delta hs = -353.2 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 198.1 kg/s h-out-s = 2,405 kJ/kg Shaft Power = 69,965 kW Q-dot = 0 kW PR = 8.36 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.6602[0-1] quality-out-s = 0.8893[0-1] spec shaft-work = 353.2 kJ/kg spec work-s = 353.2 kJ/kg</p> | <p>TURS</p> <p>Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 28.97°C delta-P = -63.00 kPa delta h = -358.0 kJ/kg delta hs = -358.0 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 176.3 kg/s h-out-s = 2,047 kJ/kg Shaft Power = 63,128 kW Q-dot = 0 kW PR = 16.75 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.5878[0-1] quality-out-s = 0.7916[0-1] spec shaft-work = 358.0 kJ/kg spec work-s = 358.0 kJ/kg</p> | |
| <p>PMP1</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 28.96°C delta-P = 63.00 kPa delta h = 0.0846 kJ/kg delta hs = 0.0846 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 176.3 kg/s h-out-s = 121.4 kJ/kg Shaft Power = -14.92 kW Q-dot = 0 kW PR = 16.75 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.5878[0-1] spec shaft-work = -0.0846 kJ/kg spec work-s = -0.0846 kJ/kg</p> | <p>PMP2</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 88.82°C delta-P = 493.0 kPa delta h = 0.5259 kJ/kg delta hs = 0.5259 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 198.1 kg/s h-out-s = 372.4 kJ/kg Shaft Power = -104.2 kW Q-dot = 0 kW PR = 8.36 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.6602[0-1] spec shaft-work = -0.5259 kJ/kg spec work-s = -0.5259 kJ/kg</p> | <p>PMP3</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 156.4°C delta-P = 2,000 kPa delta h = 2.23 kJ/kg delta hs = 2.23 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 225.1 kg/s h-out-s = 661.3 kJ/kg Shaft Power = -502.7 kW Q-dot = 0 kW PR = 4.57 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.7505[0-1] spec shaft-work = -2.23 kJ/kg spec work-s = -2.23 kJ/kg</p> | <p>PMP4</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 226.2°C delta-P = 4,540 kPa delta h = 5.44 kJ/kg delta hs = 5.44 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 257.7 kg/s h-out-s = 973.3 kJ/kg Shaft Power = -1,401 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.77 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 0.8589[0-1] spec shaft-work = -5.44 kJ/kg spec work-s = -5.44 kJ/kg</p> | <p>PMP5</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC</p> <p>q = 0 kJ/kg Tout-s = 289.8°C delta-P = 7,900 kPa delta h = 10.57 kJ/kg delta hs = 10.57 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 300.0 kg/s h-out-s = 1,283 kJ/kg Shaft Power = -3,170 kW Q-dot = 0 kW PR = 2.11 eta-s = 100.0%</p> <p>flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = -10.57 kJ/kg spec work-s = -10.57 kJ/kg</p> | |
| | | | | | <p>CONDENSADOR</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC</p> <p>q = -1,925 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = -1,925 kJ/kg delta-s = -6.37 kJ/kgK m-dot = 176.3 kg/s Q-dot = -339,517 kW</p> |
| | | | | | <p>CALDERA2</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC</p> <p>q = 2,027 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = 318.2 kJ/kg delta-s = 0.4494 kJ/kgK m-dot = 257.7 kg/s Q-dot = 81,987 kW</p> <p>flow fraction = 0.8589[0-1]</p> |
| | | | | | <p>CALDERA1</p> <p>Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC</p> <p>q = 2,027 kJ/kg delta-P = 0 kPa delta h = 2,027 kJ/kg delta-s = 3.22 kJ/kgK m-dot = 300.0 kg/s Q-dot = 607,978 kW</p> <p>flow fraction = 1.0000[0-1]</p> |

| | | | | |
|---|---|---|--|---|
| <p>CYCLE</p> <p>Modeled as: not HEAT-PUMP Modeled as: not REFRIGERATOR Modeled as: HEAT-ENGINE eta-Carnot = 60.93\$ eta-Thermal = 50.79\$ Tmax = 500.0°C Tmin = 28.96°C Pmax = 15,000 kPa Pmin = 4.00 kPa max-m-dot = UNKNOWN kg/s Power in = -5,193 kW Power out = 355,642 kW net-power = 350,449 kW back-work-ratio = 1.46\$ work-ratio = 98.54\$ Q-dot out = 689,965 kW Q-dot in = -339,517 kW net Q-dot = 350,449 kW</p> | <p>S4</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 500.0°C P = 15,000 kPa v = 0.0208 m³/kg u = 2,997 kJ/kg h = 3,309 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 300.0 kg/s T-sat = 342.2°C v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK V-dot = 6.24 m³/sec U-dot = 899,190 kW H-dot = 992,790 kW S-dot = 1,904 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> | <p>SBI'</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 376.7°C P = 7,100 kPa v = 0.0381 m³/kg u = 2,827 kJ/kg h = 3,091 kJ/kg s = 6.35 kJ/kgK m-dot = 257.7 kg/s T-sat = 286.8°C v-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0269 m³/kg u-f(Tsat) = 1,263 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,579 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,272 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,770 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.13 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.81 kJ/kgK V-dot = 9.81 m³/sec U-dot = 728,396 kW H-dot = 796,447 kW S-dot = 1,635 kW/K flow fraction = 0.8589[0-1]</p> | <p>SAZ</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 500.0°C P = 7,100 kPa v = 0.0485 m³/kg u = 3,073 kJ/kg h = 3,409 kJ/kg s = 6.79 kJ/kgK m-dot = 257.7 kg/s T-sat = 286.8°C v-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0269 m³/kg u-f(Tsat) = 1,263 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,579 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,272 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,770 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.13 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.81 kJ/kgK V-dot = 12.48 m³/sec U-dot = 791,704 kW H-dot = 878,434 kW S-dot = 1,751 kW/K flow fraction = 0.8589[0-1]</p> | <p>S4''</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 335.2°C P = 2,560 kPa v = 0.1150 m³/kg u = 2,824 kJ/kg h = 3,089 kJ/kg s = 6.79 kJ/kgK m-dot = 225.1 kg/s T-sat = 225.3°C T-sat = 13,730 kPa v-f(Tsat) = 0.0012 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0781 m³/kg u-f(Tsat) = 964.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,603 kJ/kg h-f(Tsat) = 967.9 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,802 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.57 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.25 kJ/kgK V-dot = 25.89 m³/sec U-dot = 635,678 kW H-dot = 695,547 kW S-dot = 1,530 kW/K flow fraction = 0.7505[0-1]</p> |
| <p>S4'''</p> <p>Substance: WATER Phase: GAS T = 157.9°C P = 560.0 kPa v = 0.3411 m³/kg u = 2,568 kJ/kg h = 2,758 kJ/kg s = 6.79 kJ/kgK m-dot = 198.1 kg/s T-sat = 156.2°C P-sat = 585.7 kPa v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.3369 m³/kg u-f(Tsat) = 658.5 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,565 kJ/kg h-f(Tsat) = 659.1 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,754 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.90 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.78 kJ/kgK V-dot = 67.56 m³/sec U-dot = 508,692 kW H-dot = 546,246 kW S-dot = 1,346 kW/K flow fraction = 0.6602[0-1]</p> | <p>S4''''</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8893[0-1] T = 88.79°C P = 67.00 kPa v = 2.19 m³/kg u = 2,258 kJ/kg h = 2,405 kJ/kg s = 6.79 kJ/kgK m-dot = 176.3 kg/s T-sat = 88.79°C P-sat = 67.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 2.47 m³/kg u-f(Tsat) = 371.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,493 kJ/kg h-f(Tsat) = 371.8 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,658 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.18 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.49 kJ/kgK V-dot = 386.9 m³/sec U-dot = 398,139 kW H-dot = 424,032 kW S-dot = 1,198 kW/K flow fraction = 0.5878[0-1]</p> | <p>S5</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.7916[0-1] T = 28.97°C P = 4.00 kPa v = 27.55 m³/kg u = 1,936 kJ/kg h = 2,047 kJ/kg s = 6.79 kJ/kgK m-dot = 176.3 kg/s T-sat = 28.97°C P-sat = 4.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK V-dot = 4,858 m³/sec U-dot = 341,474 kW H-dot = 360,904 kW S-dot = 1,198 kW/K flow fraction = 0.5878[0-1]</p> | <p>S1</p> <p>Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] T = 28.97°C P = 4.00 kPa v = 0.0010 m³/kg u = 121.3 kJ/kg h = 121.3 kJ/kg s = 0.4220 kJ/kgK m-dot = 176.3 kg/s T-sat = 28.97°C P-sat = 4.00 kPa v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 34.80 m³/kg u-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,414 kJ/kg h-f(Tsat) = 121.3 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,554 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.4220 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.47 kJ/kgK V-dot = 0.1771 m³/sec U-dot = 21,387 kW H-dot = 21,387 kW S-dot = 74.42 kW/K flow fraction = 0.5878[0-1]</p> | <p>S2''''</p> <p>Substance: WATER Phase: LIQUID T = 289.8°C P = 15,000 kPa v = 0.0013 m³/kg u = 1,263 kJ/kg h = 1,283 kJ/kg s = 3.13 kJ/kgK m-dot = 300.0 kg/s T-sat = 342.2°C P-sat = 7,413 kPa v-f(Tsat) = 0.0017 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0103 m³/kg u-f(Tsat) = 1,585 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,455 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,610 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,610 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.68 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.31 kJ/kgK V-dot = 0.4022 m³/sec U-dot = 378,790 kW H-dot = 384,812 kW S-dot = 939.0 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]</p> |