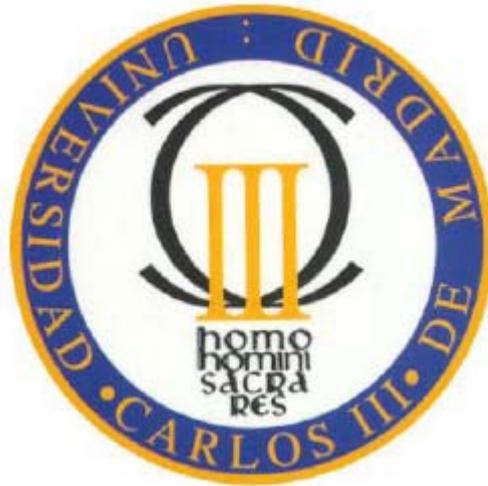


**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

**ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR**



**TRABAJO FINAL DE GRADO**

**INGENIERIA MECÁNICA**

**CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL**

**DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR ÓPTIMO**

**AUTOR:** Rodrigo Málaga Saralegui

**TUTOR:** Gabriel Ruiz Ruiz

<b>1</b>	<b>Introducción</b>	<b>4</b>
1.1.	Contexto proyecto	4
1.2	Objetivos proyecto	4
<b>2</b>	<b>Biomasa como combustible</b>	<b>5</b>
2.1	Generalidades de la biomasa	6
2.2	Características del combustible	7
2.3	Recolección y logística de la biomasa	8
2.3.1	Logística a planta	8
2.3.2	Logística en planta	10
<b>3</b>	<b>Configuración de la central</b>	<b>11</b>
3.1	Ciclo termodinámico	12
3.2	Solución al ciclo Rankine óptimo mediante CYCLEPAD	13
3.2.1	Ciclo Rankine	14
3.2.1.1	Estudio en la influencia de la presión	14
3.2.1.2	Estudio en la influencia de la temperatura	17
3.2.1.3	Gasto Másico	19
3.2.2	Ciclo Rankine con un precalentador abierto	21
3.2.2.1	Influencia en los niveles de presión y porcentaje del sangrado	22
3.2.3	Ciclo Rankine con un precalentador abierto y dos cerrados	27
3.2.3.1	Influencia en los niveles de presión y porcentaje del sangrado	28
3.2.4	Ciclo Rankine con recalentamiento	29
3.2.4.1	Estudio en la influencia de la presión del recalentamiento	30
3.2.4.2	Estudio en la influencia de la temperatura de recalentamiento	32

3.2.5	Ciclo Rankine con recalentamiento, un precalentador abierto y dos cerrados	33
3.2.5.1	Simulaciones para determinar el ciclo óptimo	35
3.2.6	Conclusiones	39
<b>4</b>	<b>Dimensionado de la central</b>	<b>40</b>
4.1	Ubicación	41
4.2	Componentes de la central	42
4.2.1	Caldera de lecho fluidizado	43
4.2.2	Turbinas	45
4.2.3	Bombas	47
4.2.4	Torre refrigeración	48
4.2.5	Intercambiadores de calor	49
<b>5</b>	<b>Evaluación ambiental</b>	<b>50</b>
<b>6</b>	<b>Legislación</b>	<b>50</b>
<b>7</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>51</b>
<b>8</b>	<b>Referencias y bibliografía</b>	<b>51</b>
<b>9</b>	<b>Lista de figuras</b>	<b>52</b>
<b>10</b>	<b>Lista de tablas</b>	<b>54</b>
<b>A</b>	<b>Anexo resultados cyclepad</b>	<b>55</b>

## **1 Introducción**

Se pretende estudiar las variables que afectan al rendimiento termodinámico en centrales termoeléctricas abastecidas por biomasa.

### **1.2.Contexto proyecto**

Este proyecto se enmarca en el ámbito energético y técnico actual, teniendo como fin último un intento de maximizar el rendimiento de un combustible renovable

### **1.2 Objetivos proyecto**

Se comenzará estudiando un ciclo Rankine sencillo al que se le irán introduciendo mejoras en la estructura. Se estudiará con interés la utilización de recalentamiento en este tipo de centrales, ya que por sus complicaciones en la combustión y en el abastecimiento del combustible puede hacer que el recalentamiento no sea rentable aunque si eficiente.

## 2 Biomasa como combustible

Se considera biomasa “todo material de origen biológico excluyendo aquellos que han sido englobados en formaciones geológicas sufriendo un proceso de mineralización”

La formación de biomasa a partir de la fotosíntesis produce moléculas de alto contenido energético cuyo coste de almacenamiento es nulo en forma de energía química. Por tanto, podemos considerar a la biomasa como máquinas captadoras o acumuladoras de energía.

La biomasa es un recurso plenamente renovable y neutro en cuanto a emisiones de Carbono se refiere. Además, a diferencia de otras energías renovables como la eólica o solar, es una energía fácilmente almacenable y gestionable. Aunque hay que tener en cuenta que cada tipo de combustible orgánico ha de almacenarse adecuadamente, ya que toda sustancia orgánica es inestable y tiende a descomponerse. No todos los combustibles han de almacenarse de la misma forma, aunque existen combustibles que pueden almacenarse conjuntamente en el mismo emplazamiento. En estos casos los combustibles suelen ser de la misma familia o especie y guardan propiedades en común. Depende en gran medida la humedad y la temperatura de almacenaje.

Tenemos que tener en cuenta que estamos utilizando un combustible que se caracteriza por un contenido en humedad elevado y variable lo que hace, que comparado con otros combustibles, se considere de baja calidad a pesar de su bajo contenido en cenizas y azufres. Además, hay que añadir que supone un problema para su empleo en equipos de alta temperatura por su alto contenido en álcalis, que tienden a formar sulfatos y sales con bajo punto de fusión favoreciendo la corrosión de los equipos.

Otro de los problemas para la generación eléctrica mediante el empleo de este combustible es que requiere de unos cultivos muy extensos y a fin de obtener el combustible y dependen, por tanto, de la disponibilidad de la tierra y de otros factores económicos.

Aunque la generación de electricidad mediante el empleo de biomasa produzca dióxido de carbono residual, las plantas utilizan durante el día dióxido de carbono para producir oxígeno mediante la fotosíntesis. Cómo es necesario disponer de vegetación forestal para alimentar la central de biomasa, siempre ha de haber cultivos, por lo tanto se puede establecer un equilibrio.

## 2.1 Generalidades de la biomasa

### Ventajas:

- Es renovable.
- Es la única fuente de energía que aporta un balance de CO<sub>2</sub> favorable, de manera que la materia orgánica es capaz de retener durante su crecimiento más CO<sub>2</sub> del que se libera en su combustión.
- No depende de ninguna fuerza (como en la eólica).
- Los combustibles que se generan a partir de la biomasa tienen una gran variedad de usos (probablemente sean los únicos combustibles primarios que puedan sustituir a la gasolina para el transporte).
- La construcción de una central y su mantenimiento generan puestos de trabajo.
- Es una forma de crear infraestructura rural, abre nuevas oportunidades.
- Tiene un gran potencial para rehabilitar tierras degradadas.
- Se evita la contaminación del medio aprovechando los residuos orgánicos para la obtención de energía.
- Ausencia de emisión de azufres e hidrocarburos altamente contaminantes (lluvia ácida).
- Obtención de productos biodegradables.

### Inconvenientes:

- Sólo es capaz de aprovechar residuos orgánicos.
- La construcción de una central provoca alteraciones en el medio natural.
- Para conseguir un buen aporte energético se necesita gran cantidad de biomasa y por lo tanto ocupar grandes extensiones de tierra en el caso del cultivo energético.
- Menor coste de producción de la energía proveniente de los combustibles fósiles.
- Menor rendimiento de los combustibles derivados de la biomasa respecto de los combustibles fósiles.
- Alrededor del 40% de la biomasa es acuática. Se produce fundamentalmente en los océanos y es de muy difícil recuperación.
- De la biomasa terrestre, una gran parte está muy dispersa y es imposible utilizarla de forma eficaz.
- El aprovechamiento directo y a gran escala de los recursos forestales para fines energéticos podría conducir a un agotamiento de dichos recursos y dar lugar a efectos medioambientales negativos.
- Aprovechar la parte utilizable de la biomasa existente exige aportar una notable cantidad de energía para su recolección, transporte y transformación en combustible útil, lo cual reduce considerablemente la energía neta resultante.

## 2.2 Características del combustible

La elección del combustible será determinante a la hora de diseñar el ciclo.

El combustible ha de reunir una serie de consideraciones favorables para que este tipo de centrales sea eficiente y económicamente rentable.

La disponibilidad del combustible, su poder calorífico, su nivel de álcalis que contiene y la humedad relativa del combustible son los parámetros más trascendentales. Existen otros factores como el tratamiento del combustible, su transporte y almacenaje, no tan importantes a la hora del diseño del ciclo del agua.

En el caso de incorporar un recalentamiento, la potencia de la cadera aumenta, es decir, es necesario disponer de más combustible. Este factor puede llegar a ser discriminante a la hora de incorporar mejoras en el ciclo o en la elección de otro combustible.

A cuanto mayor sea el poder calorífico, menos cantidad de combustible será necesario. Se buscarán combustibles que tengan un poder calorífico alto ya que será un combustible más rentable si se emplea adecuadamente en el ciclo del agua.

El nivel de humedad que contenga el combustible es un problema. El que toda la biomasa tenga siempre un grado de humedad provoca que la eficiencia en la combustión disminuya ya que hay moléculas de agua en el combustible y evitará que arda. El combustible siempre ha de ser tratado para disminuir su humedad. No se puede quemar residuos forestales recién recolectados. La leña mojada no arde.

El nivel de álcalis es el problema más grave de la biomasa. Al quemar residuos forestales siempre existirán sulfuros y nitruros que podrán corroer la caldera. La corrosión de los tubos puede ser catastrófica. Como todas las centrales de generación de potencia son en serie, es decir, si se rompe algo se rompe todo...Hay que considerar este problema. Además si se desea incorporar un recalentamiento, es de vital importancia este punto ya que la caldera se desgastará más rápidamente provocando un desequilibrio económico que puede hacer no rentable un ciclo eficiente.

Dependiendo de la densidad y del poder calorífico del combustible, determinará el tamaño y el tipo de caldera.

## 2.3 Recolección y logística de la biomasa

Es un punto importante a la hora de valorar y evaluar todo el conjunto de la central. La forma de recoger, procesar y almacenar la biomasa determinará en gran medida si es económicamente rentable. Para abaratar costes, se deberá escoger uno o varios combustibles abundantes, al ser posible de la misma familia. Se puede abaratar los costes aun más, si se implanta la central cerca del combustible. El combustible puede provenir de desechos de cualquier actividad forestal, agrícola, ganadera o puede provenir de cultivos específicos que abastezcan una central con un combustible específico. Estos cultivos exclusivos para la producción de combustible para las centrales de biomasa se denominan cultivos energéticos. Dependiendo de la cantidad de combustible que sea necesario, es conveniente estudiar la procedencia del combustible. Siempre será económicamente más rentable abastecer la central con el residuo o desecho de otra actividad, sin embargo la producción de combustible no es elevada. Por ejemplo: huesos de aceituna, cáscaras de almendra y de nuez, son desechos de otra actividad. Es más costoso designar una zona de cultivo energético teniendo en cuenta el tiempo necesario para su elaboración y procesado, sin embargo la producción total de combustible es mayor. Este parámetro económico es imprescindible ya que un ciclo de agua eficiente que consuma mucho combustible, puede ser económicamente no rentable y por lo tanto, no realizable.

### 2.3.1 Logística a planta

Incluye todo los procesos desde la recolección de la biomasa en el entorno natural, transporte y preparación para ser utilizado en la central. Existen especies de vegetales dentro de una misma familia con lo que mantienen algunas de sus propiedades más importantes en común. Para abaratar costes en el proceso de transformación de la materia prima en combustible se puede optar por una planta de procesado múltiple. Toda aquella materia prima servible para la central que se pueda procesar de la misma manera abaratará costes.

Especie	Código de especie	Propiedad pública/privada	Tratam.	Diámetro medio (cm)	Posibilidad. <7 cm (t/ha-año)	Posibilidad. competit. (<20) t/ha-año	Posibilidad. árbol completo (t/ha-año)	Poder Calorífico Superior (H <sup>2</sup> =0%)
<i>Populus nigra</i>	52	Pu/Pr	corta final1	38	2,82	10,52	10,52	19,4
<i>Populus tremula</i>	58	Pu/Pr	corta final1	38	2,82	10,52	10,52	19,4
<i>Populus x canadensis</i>	258	Pu/Pr	corta final1	38	2,82	10,52	10,52	19,4

Tabla 1. Especies de la misma familia

En esta tabla se muestran tres tipos de especies de vegetales de la familia "Populus", comúnmente conocidos como chopos.

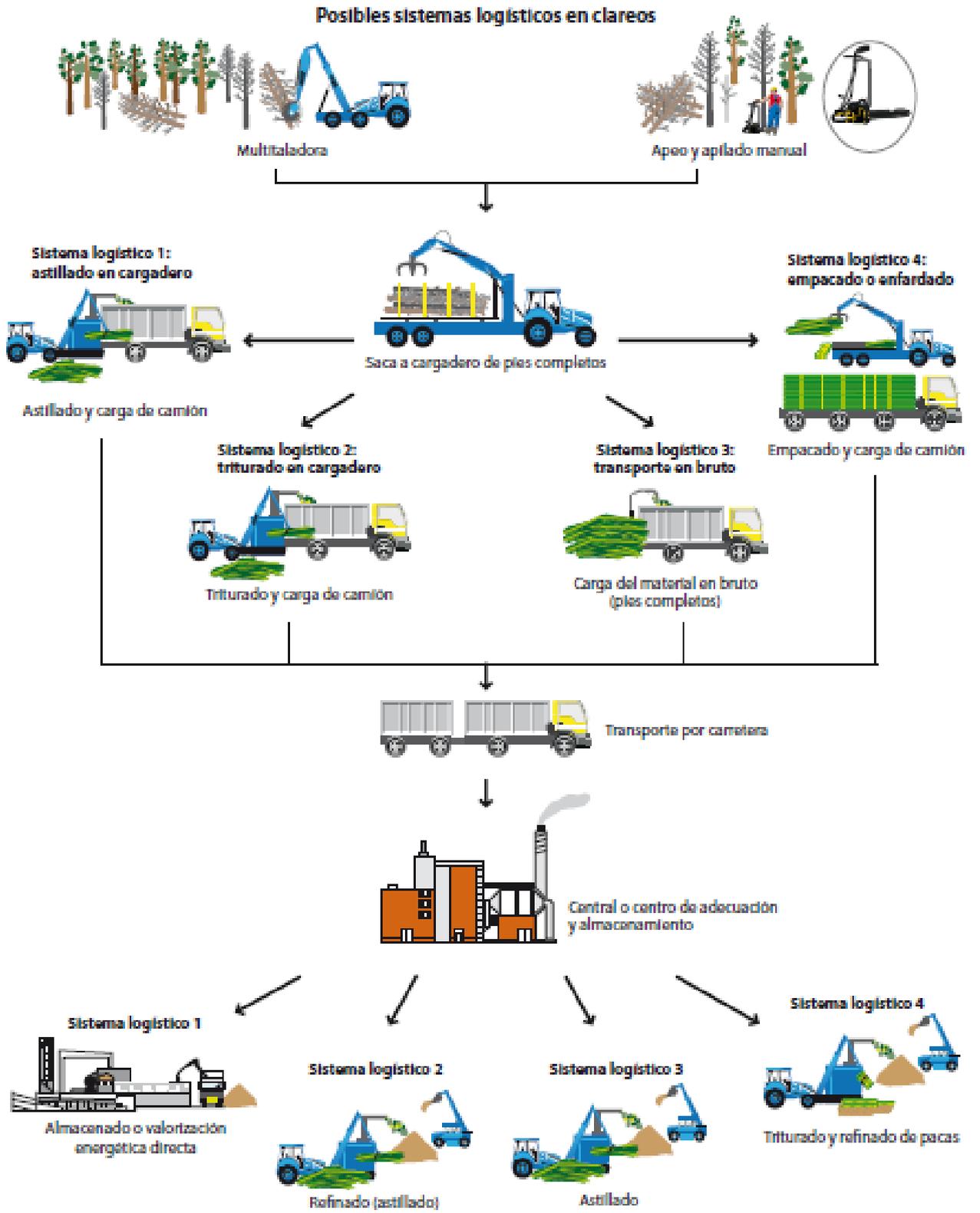


Figura 1. Logística a planta

### 2.3.2 Logística en planta

Abarca toda la logística y preparación del combustible en la propia central. Desde la llegada del combustible a la central hasta su combustión en la caldera. Es económicamente más rentable una central que pueda abastecerse de varios combustibles diferentes, así ante una escasez de un determinado combustible se puede recurrir a otro. Esto incumbe a la hora de administrar y almacenar los diferentes tipos de combustibles en la planta.

En los casos en los que el combustible provenga de diferentes especies de vegetales de una misma familia, no suele suponer un problema a la hora de almacenar el combustible en la planta. No difieren mucho las propiedades físicas de dos especies de la misma familia, sin embargo, es posible encontrar familias de vegetales completamente diferentes, pero con propiedades semejantes. En estos casos, los procesos de obtención del combustible difieren un poco, debido a que son especies de vegetales distintos. La madera es un combustible orgánico muy común. Antes de su utilización como combustible es necesaria su preparación. Es necesario su astillamiento y su pulverización. Similar a lo que ocurre con el carbón. Siempre se pulveriza para que la combustión sea óptima. El almacenamiento del combustible es un punto muy importante a tener en cuenta, ya que al ser un combustible orgánico es susceptible de ser degradado naturalmente. En el caso de la madera, una inadecuada forma de almacenarlo puede hacer que la madera se pudra y pierda sus propiedades.

Género/especie	Descripción	Densidad (pies/ha)	Turno corta (años)	Ciclo hasta destoconado (años)	Posibilidad total (t/ha)	Posibilidad media (ts/ha/a)	
						Con tocones	Sin tocones
Eucalyptus	Terreno forestal. Geografía Norte. Clonal.	1.650	5	26	640,0	12,3	11,7
	Terreno forestal. Geografía Norte. Seminal.				356,8	6,9	6,5
	Terreno forestal. Geografía Sur. Clonal.				482,5	9,3	8,8
	Terreno forestal. Geografía Sur. Seminal.				272,5	5,2	5,0
Quercus	Modelo único	2.000	25	175	1013,75	2,9	2,8
Pinus	<i>pinaster atlántica</i>	1670	20	na	260	na	6,50
	<i>pinaster mesogensis</i>		40	na	336	na	4,20
	<i>radiata</i>		16	na	379	na	11,80
	<i>sylvestris</i>		55	na	342,2	na	3,11
	<i>nigra</i>		60	na	345,4	na	2,88
	<i>pinca</i>		50	na	491,6	na	4,90
	<i>halapensis</i>		45	na	491,6	na	1,45
	<i>canariensis</i>		35	na	131	na	2,88

Figura 2. Tipos de combustibles y sus propiedades

### 3 Configuración de la central

Una central termoeléctrica es una instalación empleada para la generación de energía eléctrica a partir de la energía liberada en forma de calor, normalmente mediante la combustión de combustibles fósiles como petróleo, gas natural o carbón. Este calor es empleado por un ciclo termodinámico convencional para mover un alternador y producir energía eléctrica. La mayoría de las centrales termoeléctricas utilizan agua como fluido de trabajo.

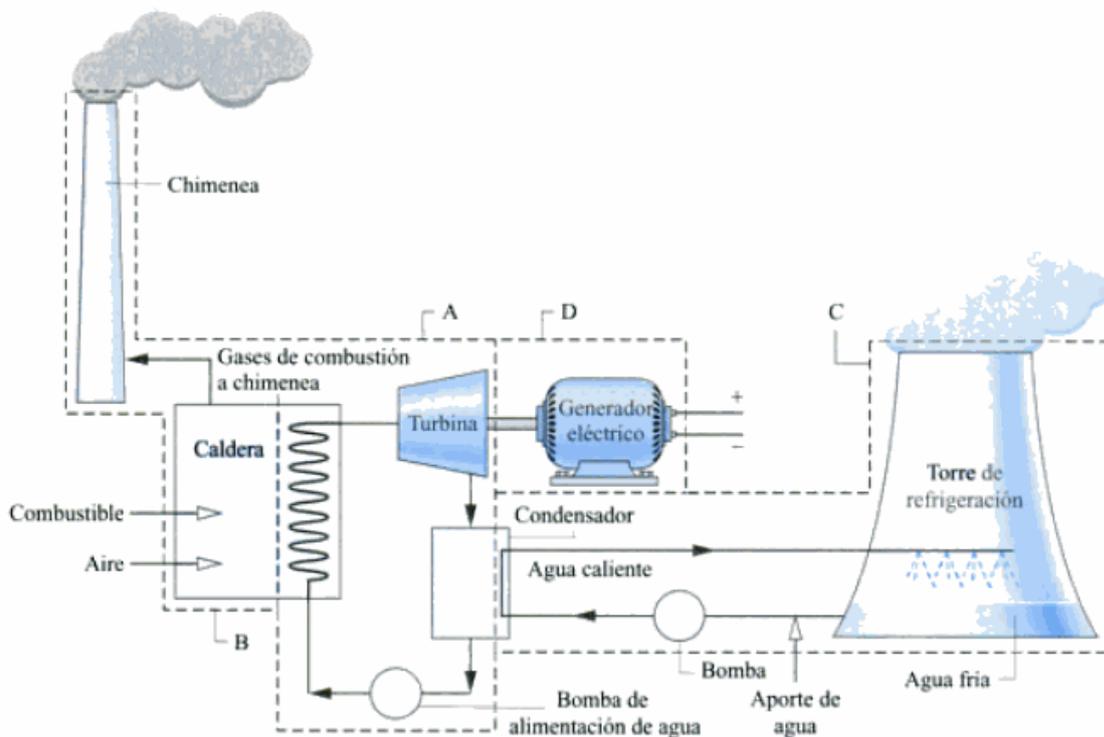


Figura 3. Esquema central

En el caso de las centrales de biomasa, la forma y manera de obtener energía en la caldera es muy diversa. Depende principalmente del tipo de combustible empleado. En el estado del arte actual, se puede transformar la biomasa en energía según métodos termoquímicos o bioquímicos.

Los combustibles orgánicos con menor humedad relativa como la madrea, la paja, cáscaras, etc. Son transformados termoquímicamente en calor. Existen diversas maneras, las más empleadas son:

**Combustión:** Existe cuando quemamos la biomasa con mucho aire (20-40% superior al teórico) a una temperatura entre 600 y 1.300°C. Es el modo más básico.

**Pirolisis:** Este proceso se utilizaba hace ya años para hacer carbón vegetal. Se trata de descomponer la biomasa utilizando el calor (a unos 500°C) sin oxígeno. A través de este proceso se obtienen gases formados por hidrógeno, óxidos de carbono e hidrocarburos, líquidos hidrocarbonatos y residuos sólidos carbonosos.

**Gasificación:** Existen cuando hacemos combustión y se producen diferentes elementos químicos: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), hidrógeno (H<sub>2</sub>) y metano (CH<sub>4</sub>), en cantidades diferentes. La temperatura de la gasificación puede estar entre 700 y 1.500°C y el oxígeno entre un 10 y un 50%. Según se utilice aire u oxígeno, se crean dos procedimientos de gasificación distintos. Por un lado, el gasógeno o “gas pobre” y por otro el gas de síntesis. La importancia de éste es que puede transformarse en combustibles líquidos (metanol y gasolinas), por eso se están haciendo grandes esfuerzos que tienden a mejorar el proceso de gasificación con oxígeno.

**Co-combustión:** consiste en la utilización de la biomasa como combustible de ayuda mientras se realiza la combustión de carbón en las calderas. Con este proceso se reduce el consumo de carbón y se reducen las emisiones de CO<sub>2</sub>.

En combustibles con mayor humedad relativa, se utilizan diferentes métodos bioquímicos para degradar las moléculas. Los más utilizados son:

**Fermentación alcohólica:** técnica que consiste en la fermentación de hidratos de carbono que están en las plantas y en la que se consigue un alcohol (etanol) que se puede utilizar para la industria: disolventes y combustibles.

**Fermentación metánica:** es la digestión anaerobia (sin oxígeno) de la biomasa, donde la materia orgánica se descompone (fermenta) y se crea el biogás

### 3.1 Ciclo termodinámico

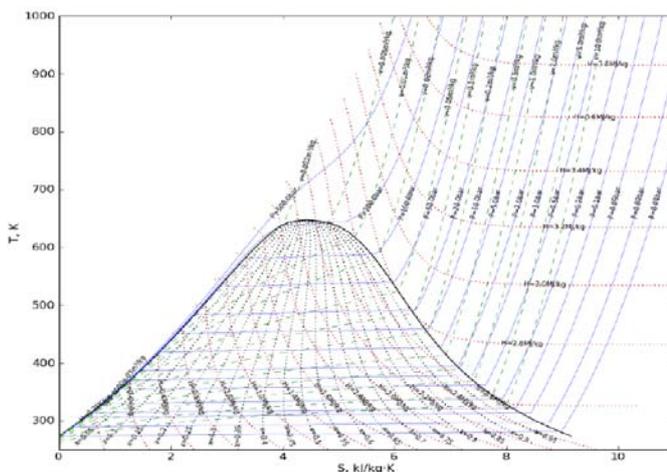


Figura 4. Diagrama T-S Agua

#### El funcionamiento del ciclo:

Se le hace pasar agua a alta presión a través de la caldera. El agua cambia de fase a vapor y se eleva su temperatura. La energía del fluido se expande en las turbinas haciéndolas girar. Las turbinas están conectadas a alternadores eléctricos que producen electricidad. El agua cambia de fase en el condensador, enfriándose. El agua del condensador vuelve a las bombas.

### 3.2 Solución al ciclo Rankine óptimo mediante CYCLEPAD

Para la simulación del ciclo de agua óptimo se ha utilizado el software cyclepad. A pesar de su sencillez y antigüedad, permite obtener gran cantidad de información con la que luego, se designaran los componentes más apropiados.

El software Cyclepad, permite a partir de unas suposiciones y simplificaciones sobre las temperaturas impuestas o sobre el modelados de los equipos.

Todas estas suposiciones pueden ser modificadas, para así cerciorarse de la repercusión que tienen sobre el ciclo.

En este documento se pretende buscar el ciclo de agua óptimo. Para ello, comenzaremos simulando un ciclo Rankine sencillo. Se modificaran las variables y se estudiará aquellos parámetros que aumenten el rendimiento.

Una vez estudiado en detalle el ciclo sencillo, se añadirán sangrados en las turbinas. Se estudiará en este caso las variables de la regeneración, intentando hallar el óptimo. También se analizará por separado la repercusión que tiene incluir un recalentamiento en el ciclo.

Posteriormente, se incluirá un recalentamiento con regeneraciones. Modificaremos todas las variables de entrada y buscaremos el punto ciclo óptimo.

Estudiaremos las diferentes maneras de obtener un rendimiento elevado y sus ventajas e inconvenientes, así como los factores que favorecen y limitan el ciclo.

### 3.2.1 Ciclo Rankine

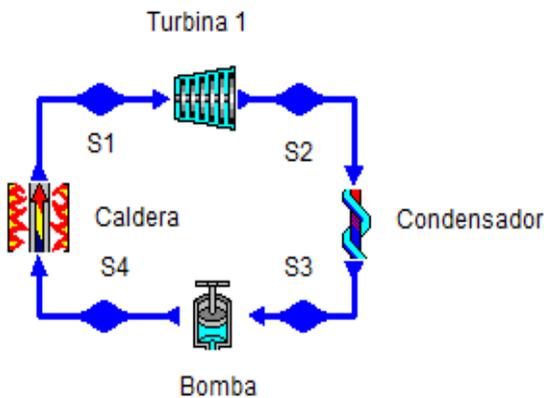


Figura 5. Ciclo Rankine

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S2	0,0652	37,69
S3	0,0652	37,69
S4	101	37,97
Caudal másico		1 kg/Seg
Q-Caldera		3,205 MW
Potencia extraída		1,334 MW
Caudal necesario para dar 50MW		37,48 Kg/Seg
Rendimiento		41,32 %

Tabla 2. Condiciones del ciclo

- HIPÓTESIS:
- Caldera: Isobárica
  - Turbina: Adiabática
  - Rendimiento turbina 98%
  - Condensador: Isobárico
  - Bomba: Adiabática
  - Rendimiento bomba 95%
  - Temperatura a la salida de la caldera: 500 °C
  - Líquido saturado a la salida del condensador

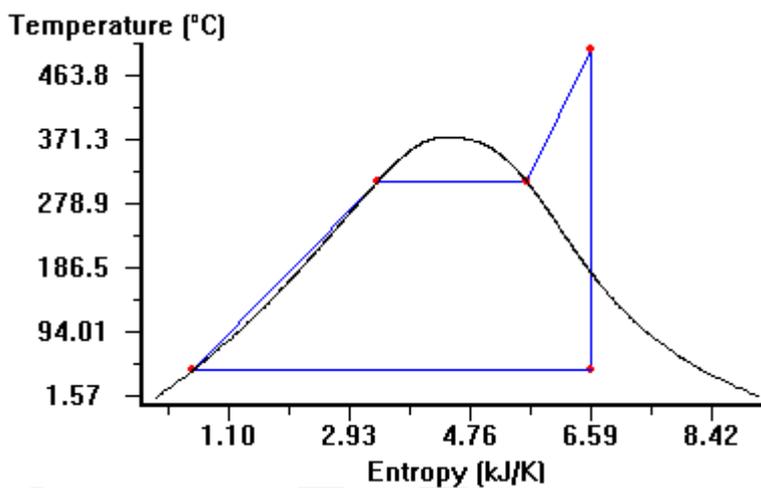


Figura 6. Diagrama T-S Agua

#### 3.2.1.1 Estudio en la influencia de la presión

Un parámetro importante para el estudio, del ciclo es la presión del agua a la entrada de la caldera. En las centrales de biomasa tiene especial interés los niveles de presión en los tubos de la caldera. Dependiendo del combustible usado y de los gases que emanan de estos, pueden corroer rápidamente los tubos. Además, en presencia de altas presiones y temperaturas, bajo altas sollicitaciones, es posible el fallo catastrófico. Brevemente, se pretende realizar un pequeño estudio sobre la influencia de la presión de las bombas en el ciclo. En la siguiente tabla se muestran los rendimientos del ciclo, en función a la presión de la caldera sin modificar otro parámetro.

PRESION (BAR)	RENDIMIENTO (%)
1	7,28
2	13,21
3	16,61
5	20,32
10	24,53
15	26,34
20	28,08
25	28,91
30	29,74
40	31,42
50	32,35
60	33,27
65	33,58
70	33,9
80	34,52
85	35,01
90	35,23
100	35,44
110	35,81
120	36,14
130	36,46
140	36,7
150	36,94
160	37,15
170	37,33
180	37,51
190	37,65
200	37,8
210	37,92
220	38,03

A la vista de los datos mostrados, se puede apreciar un incremento muy notable en el rendimiento, a medida que aumenta la presión de las bombas. La variación del rendimiento es muy pronunciada, en niveles de presión bajos.

Es de vital importancia que el agua entre en la caldera a una alta presión. De lo contrario, se malgasta energía cambiando de fase al agua. Mientras el agua esté transformándose en vapor, la temperatura no aumentará. A medida que la presión aumenta, el recorrido del ciclo por la fase liquido-vapor, será menor.

En el caso de una central con una caldera crítica o supercrítica, ocurre lo contrario. El agua no entra en fase liquido-vapor, con lo que la temperatura siempre aumentara, no se invierte apenas energía en cambiar de fase al agua. La energía se invierte en elevar la temperatura del agua y posteriormente del vapor.

El rendimiento térmico de la central se aproxima asintóticamente al 40 % para centrales críticas.

Se aprecia un notable ascenso hasta aproximadamente los 100 bares. A partir de esa presión, el rendimiento no crece tanto,

Tabla 3. Presión-Rendimiento

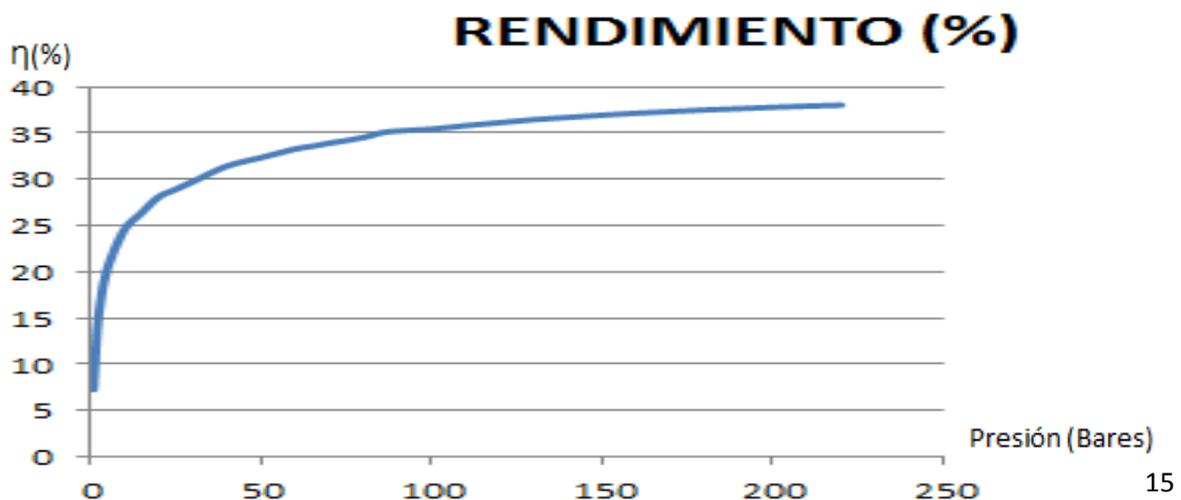


Figura 7. Presión-Rendimiento

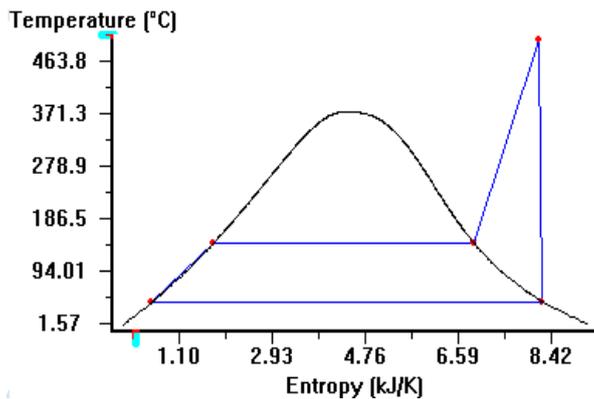


Figura 8. Diagrama T-S Baja presión

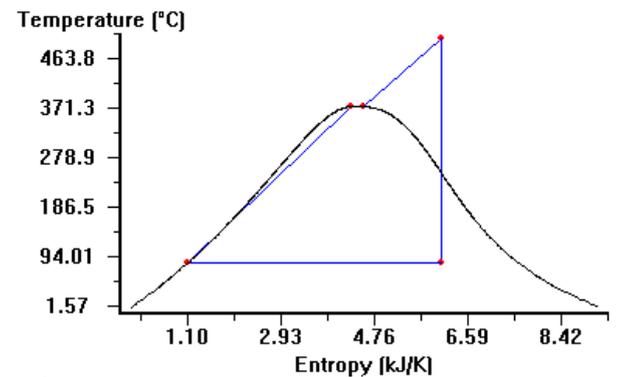


Figura 9. Diagrama T-S Baja presión

En los diagramas T-S se puede observar el recorrido del agua a diferentes presiones.

En el primer diagrama, se aprecia un largo recorrido en la fase de mezcla de líquido-vapor. En ese caso, la temperatura no aumenta, la energía se invierte en cambiar de fase. Además la diferencia de presiones en la turbina es demasiado pequeña y la descompresión es mínima. El rendimiento térmico de este ciclo no supera el 10 %

En el caso de ser una caldera crítica, se observa que el circuito de agua no atraviesa apenas la fase de líquido-vapor. La diferencia entre presiones máximas y mínimas es muy grande. La amplitud del ciclo aumenta. El rendimiento de este tipo de central está en torno al 38%

Por todo ello, en cualquier central térmica es inviable trabajar sin bombas. La mejor solución desde el punto de vista termodinámico es calentar el agua a una presión alta, al ser posible por encima de la presión crítica. Así se evita entrar en fase líquido-gaseosa. La temperatura siempre aumentará en la caldera. Es más eficiente.

Desde el punto de vista económico, una central térmica con calderas críticas es relativamente cara y costosa de mantener. Por esa razón, la mayoría de centrales térmicas funcionan en torno a los 100 bares de presión. A partir de ese valor, el aumento de rendimiento es muy pequeño. Es eficiente aumentar la presión hasta que el momento en el que el rendimiento sea asintótico.

### 3.2.1.2 Estudio en la influencia de la temperatura

Otra de las variables de interés en el estudio del ciclo Rankine es la temperatura. El rendimiento térmico de la central se puede expresar en función de las temperaturas en los diferentes puntos.

Según la teoría de Carnot, el rendimiento térmico aumenta a mayores diferencias entre la temperatura máxima y mínima del ciclo.

Aumentando el rango de temperaturas máximo y mínimo, aumenta la amplitud del ciclo y con ello el rendimiento.

La energía que introduce la caldera en el sistema, sirve para elevar la temperatura del agua, cambiar de fase líquida a fase gaseosa y aumentar la temperatura del vapor.

En la entrada de la caldera debe haber siempre agua líquida y a la salida vapor de agua.

En la siguiente tabla se representa el valor del rendimiento en función a la temperatura de salida de la caldera.

Temperatura	Rendimiento
320	32,62
350	33,12
380	33,58
410	34,04
450	34,65
475	35,04
500	35,44
525	35,84
550	36,25
600	37,08
650	37,93
700	38,78
750	39,64
800	40,5

Tabla 4 Temperatura-Rendimiento

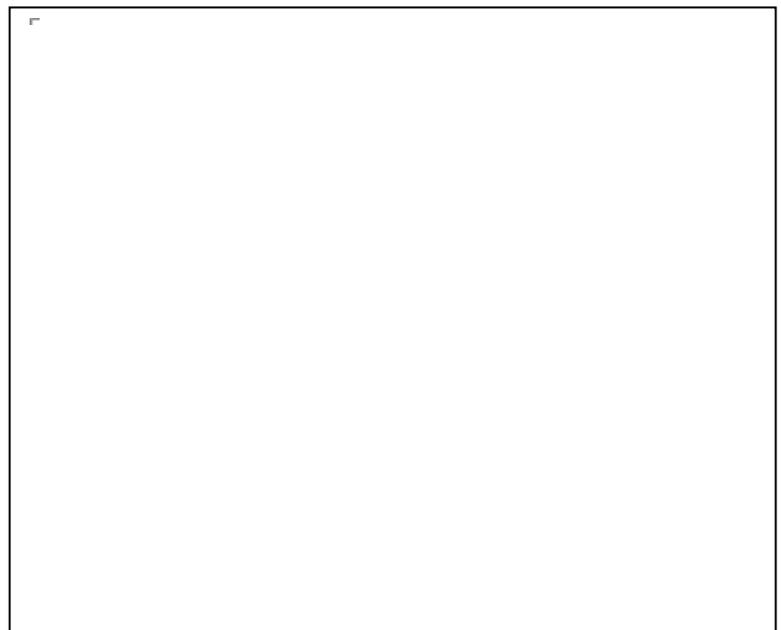


Figura 10 Rendimiento-Temperatura caldera

Por cuestiones técnicas, la temperatura de salida de la caldera debe ser al menos de 200 °C. De lo contrario, entraría agua en estado líquido en la turbina de vapor. Las turbinas están diseñadas y sólo funcionan con vapor.

El rendimiento de la central aumenta de manera lineal a medida que aumenta la temperatura de la salida de la caldera. Para ello, la caldera debe aguantar temperaturas elevadas. En la biomasa, la combustión de desechos orgánicos origina gases, sobretodo alcalinotérreo, que corroen con facilidad los tubos, además de la producción de sulfuros.

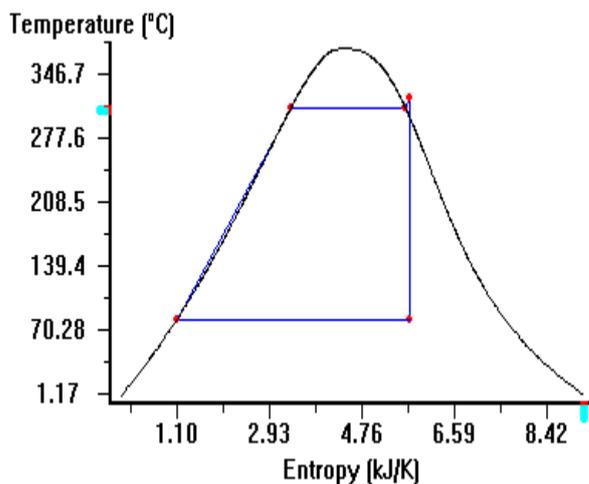


Figura 11 Diagrama T-S Baja temperatura

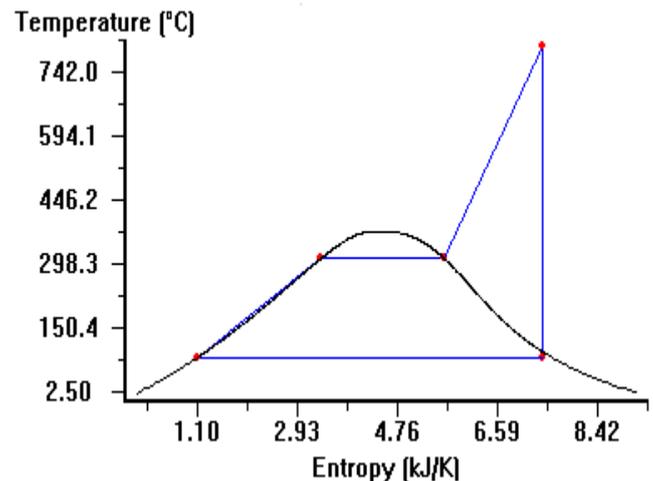


Figura 12 Diagrama T-S Alta temperatura.

En estos dos diagramas T-S del agua se puede observar las diferencias en las expansiones en las respectivas turbinas.

Una turbina a la que le llegue vapor a baja temperatura, estará obligado a bajar su presión en las expansiones en la turbina. Al bajar la presión también baja la temperatura de saturación, por lo cual el fluido de trabajo cambia de fase rápidamente. Esto es una desventaja, ya que las turbinas de vapor están diseñadas precisamente para ser utilizadas con vapor. Al ser el agua líquida unas mil veces más densa que el vapor, no pueden existir turbinas que funcionen para vapor y líquido indistintamente. En el caso de que entre agua líquida o vapor con un bajo título, será un problema para las turbinas.

En el funcionamiento normal de una central termoeléctrica, es necesario que la caldera administre siempre el mismo calor para la que fue diseñada. En ese punto, entran los problemas debidos a la suciedad de quemar la biomasa en la caldera. Se crea una capa de suciedad que impide que la transferencia de calor sea eficiente.

### 3.2.1.3 Gasto Másico

El gasto másico de agua que circula por la central es independiente del rendimiento del ciclo. Durante el desarrollo de todo el trabajo se considerará que circula un kilogramo de agua por segundo.

Aumentando el gasto másico, aumenta la cantidad de energía a introducir en el ciclo y aumenta en la misma proporción la cantidad de energía a obtener. El cociente entre la energía a introducir en el sistema y obtener es el mismo. El gasto másico sirve para limitar la potencia máxima y el tamaño de la central.

La energía extraída del ciclo aumenta de manera lineal con el gasto másico, sin embargo el rendimiento es constante.

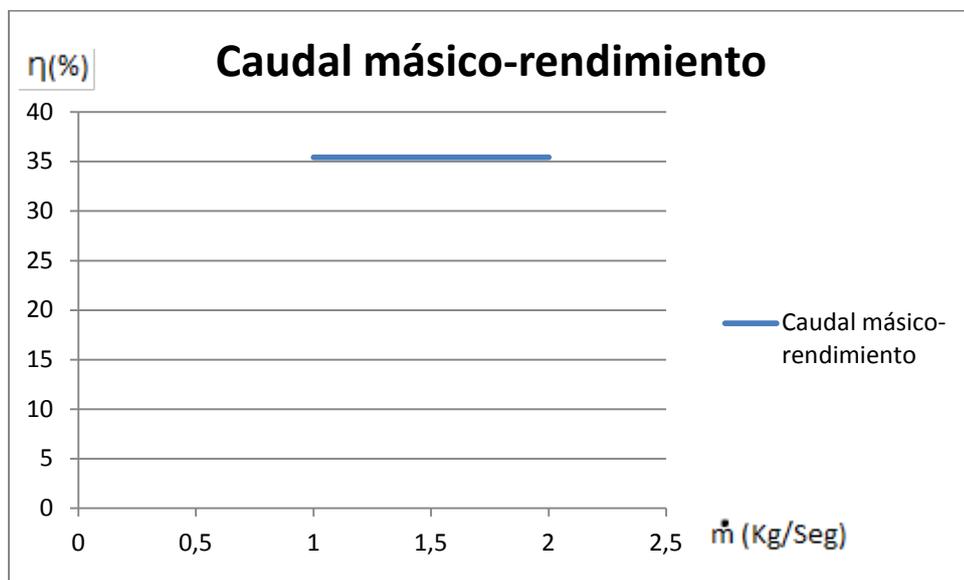


Figura 13. Caudal másico-rendimiento

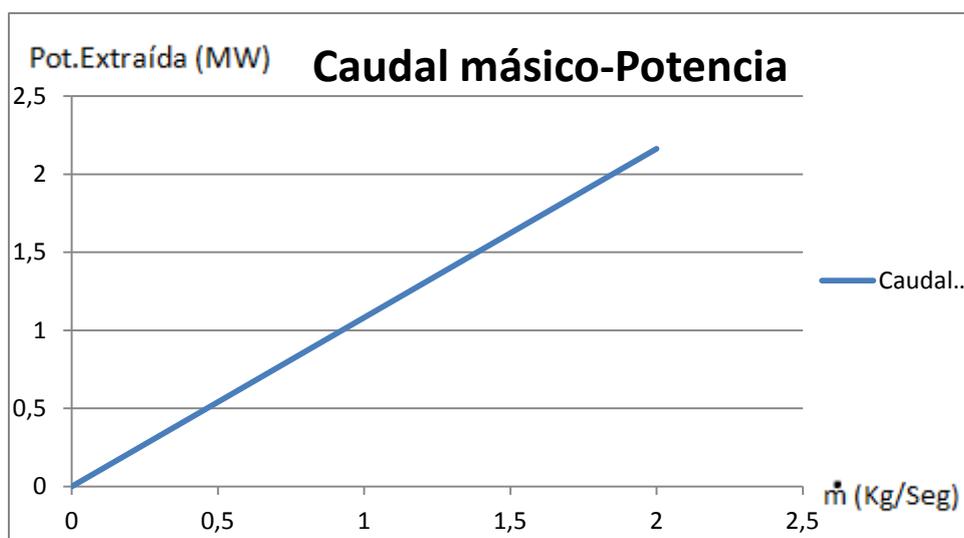


Figura 14. Caudal-Potencia extraída

### 3.2.2 Ciclo Rankine con un precalentador abierto

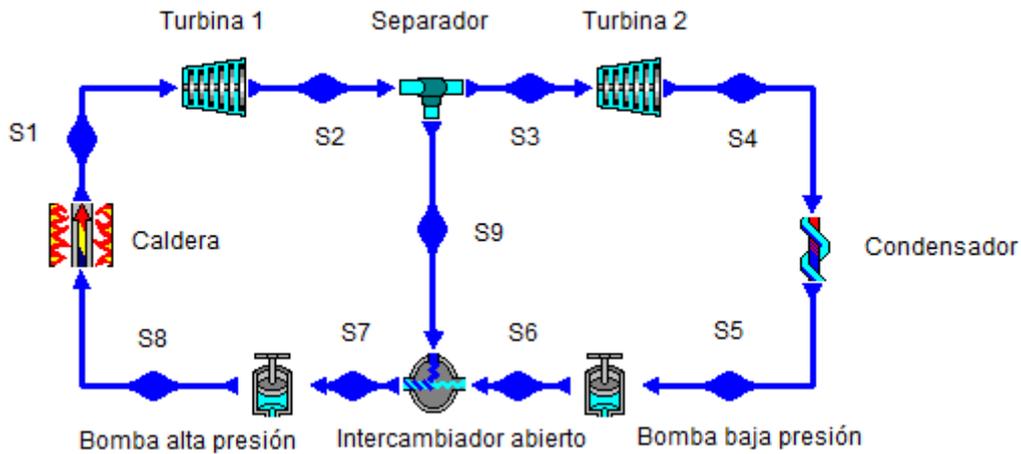


Figura 15. Ciclo Rankine con precalentador abierto

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S9	6	158,9
S8	101	159,6
S5	0,0652	37,69
Separación Intercambiador abierto		20,1 %
Caudal másico		1 kg/Seg
Q-Caldera		3,134 MW
Potencia extraída		1,082 MW
Caudal necesario para dar 50MW		42,23 Kg/Seg
Rendimiento		43,53 %

Tabla 5. Condiciones del ciclo

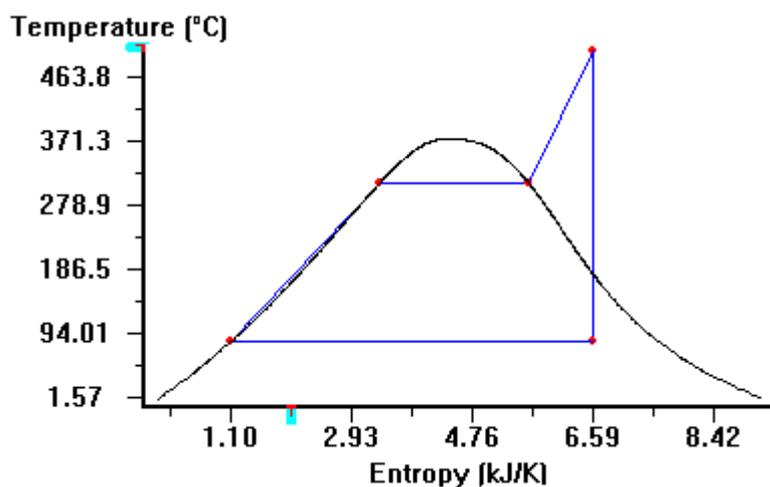


Figura 16 Diagrama T-S Ciclo

#### HIPÓTESIS:

- Caldera: Isobárica
- Turbina: Adiabática
- Rendimiento turbina 98%
- Condensador e intercambiador: Isobárico
- Bomba: Adiabática
- Rendimiento bomba 95%
- Temperatura a la salida de la caldera: 500 °C

La regeneración consiste en extraer vapor en las turbinas que sirva para calentar el fluido de trabajo antes de entrar en la caldera. Así se consigue disminuir el consumo de la caldera porque necesita menor aporte energético para volver a la temperatura máxima del ciclo. Siempre disminuirá la potencia extraída en las turbinas ya que esa energía que se emplea para calentar el agua, no se emplea en producir potencia eléctrica.

Siempre que se quiera incluir una regeneración, esta debe ser al menos con un precalentador abierto a la atmosfera. Es necesario desgasificar el fluido de trabajo porque este contendrá aire que se introduce en el condensador, debido a que este está a una presión menor que la atmosférica el aire se introduce dentro del ciclo.

Si se realizase el ciclo con un solo precalentador cerrado, el ciclo acabará por no funcionar, debido al aire introducido. Como el aire es mal conductor del calor, se precisará mucha energía para calentar aire. El rendimiento del ciclo caería drásticamente.

El desgasificador tiene que estar lo más próximo al generador de vapor principal debido a que por la caldera pasará todo el caudal másico y es necesario que no entre aire justo a la entrada de la caldera. En el caso de que el ciclo cuente con recalentamiento, el desgasificador debe estar próximo a él.

En la siguiente figura se muestra como no se debería realizarse la regeneración

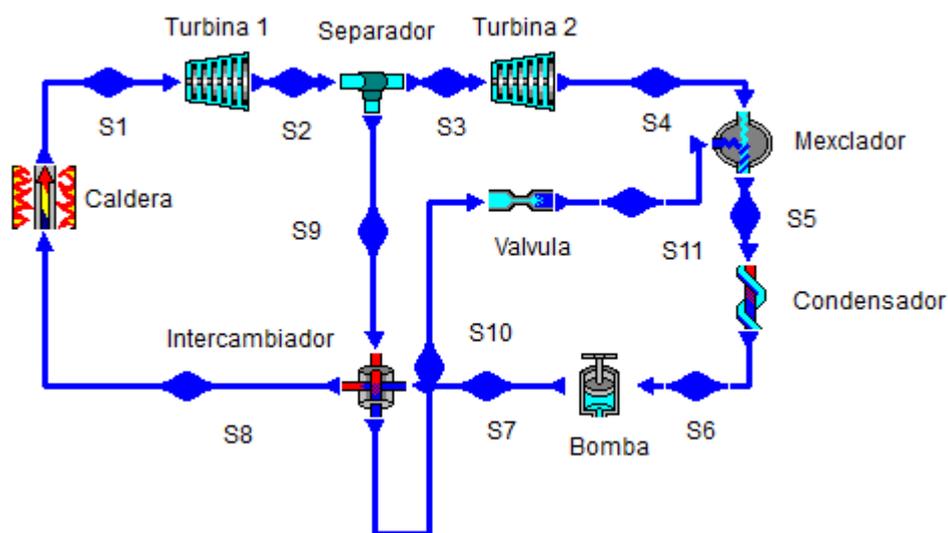


Figura 17. Regeneración incorrecta

### 3.2.2.1 Influencia en los niveles de presión y porcentaje del sangrado

Las variables que determinan el nivel de regeneración son la presión en el sangrado y la cantidad. Se pretende estudiar cómo varía el rendimiento modificando únicamente estas dos variables. Antes de ello, es necesario comentar las consideraciones apropiadas.

El porcentaje de sangrado no debe ser muy alto. Al separar la corriente de fluido, llegará menos agua a la segunda turbina, descomprimirá poca energía y el ciclo no sería eficiente. El porcentaje debe ser pequeño.

La presión del sangrado determina la presión que entrará en la segunda turbina. De ser muy pequeña, significa que la primera turbina descomprime mucho, sin embargo, la segunda tendrá poco margen entre las presiones y descomprimirá poco. La presión del sangrado debe ser lo suficientemente grande como para que la segunda turbina tenga capacidad para descomprimir, sin embargo, no puede ser demasiado grande porque de lo contrario la primera turbina descomprimirá poco.

Separación (%)	Rendimiento (%)	Pot. extraída (MW)	Q-caldera (MW)	Temp. S8 (°C)	Titulo S7 (%)	Caudal 50MW (Kg/Seg)
0	40,59	1,311	3,204	38,1	0	38,13882532
0,5	40,65	1,308	3,191	41,16	0	38,22629969
1	40,72	1,305	3,179	44,21	0	38,31417625
2,5	40,91	1,295	3,141	53,38	0	38,61003861
5	41,23	1,28	3,077	68,65	0	39,0625
7,5	41,57	1,264	3,014	83,9	0	39,55696203
9	41,78	1,254	2,975	93,02	0	39,87240829
9,5	41,85	1,251	2,963	96,06	0	39,96802558
10	41,93	1,248	2,95	99,09	0	40,06410256
10,5	42	1,245	2,937	102,1	0	40,16064257
11	42,07	1,241	2,925	105,2	0	40,29008864
12,5	42,29	1,232	2,886	114,2	0	40,58441558
15	42,68	1,216	2,823	129,3	0	41,11842105
20	43,53	1,184	2,697	158,8	0	42,22972973
20,1	43,53	1,184	2,693	158,4	0	42,22972973
20,3	43,56	1,182	2,688	160,9	0,15	42,30118443

Tabla 6. Variaciones en el sangrado

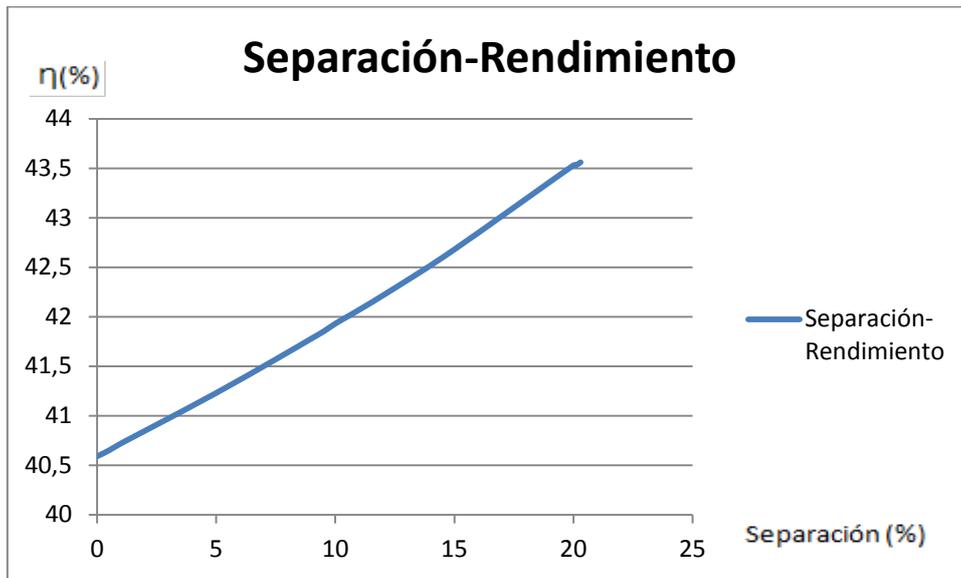


Figura 18. Separación-Rendimiento

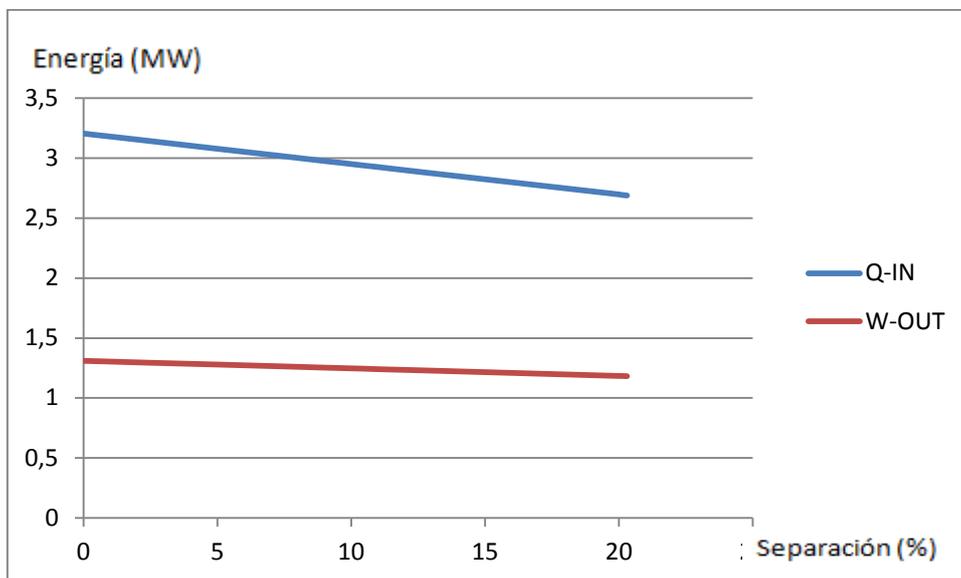


Figura 19. Energía - Separación

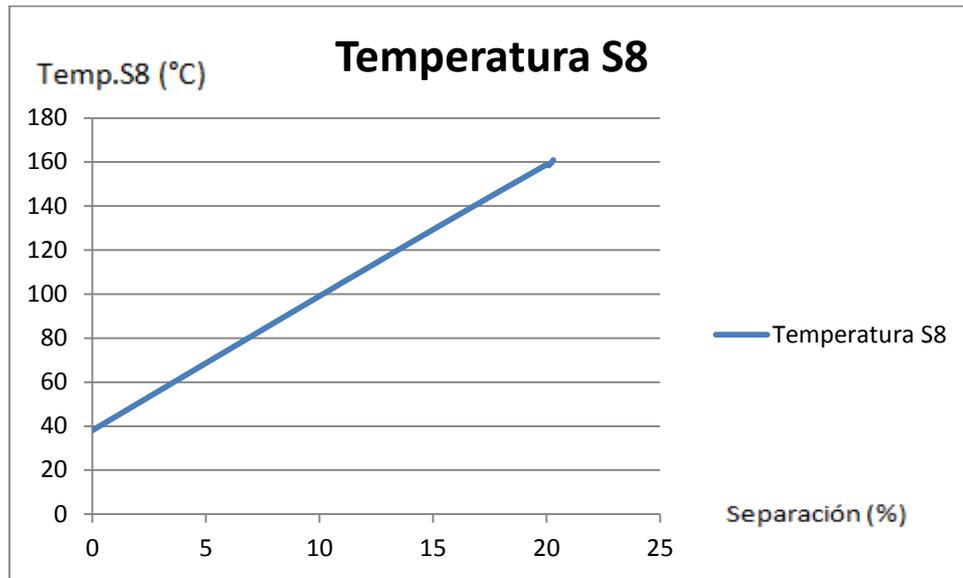


Figura 20. Temperatura S8-Separación

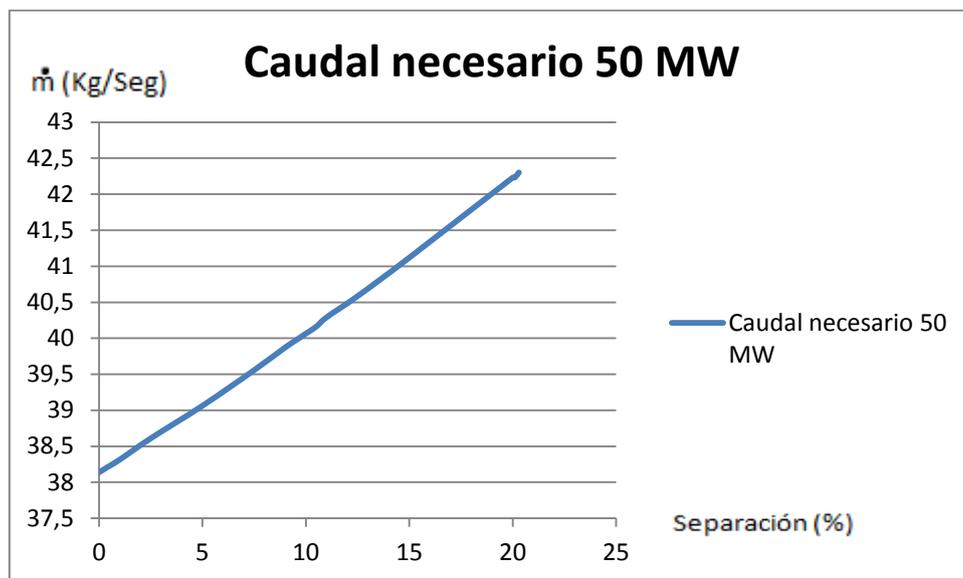


Figura 21. Caudal necesario-Separación

P. Sangrado (BAR)	Rendimiento (%)	Pot. extraída (MW)	Q-caldera (MW)	Temp. S8 (°C)	Titulo S7 (%)	Caudal 50MW (Kg/Seg)
1	44,44	1,241	2,738	149,2	8,54	40,29008864
2	44,18	1,22	2,725	152,3	5,75	40,98360656
3	43,97	1,207	2,715	154,6	3,84	41,42502071
4	43,8	1,198	2,706	156,5	2,32	41,73622705
5	43,65	1,19	2,699	158,2	1,04	42,01680672
6	43,53	1,184	2,693	158,4	0	42,22972973

Tabla 7. Variaciones presiones sangrado

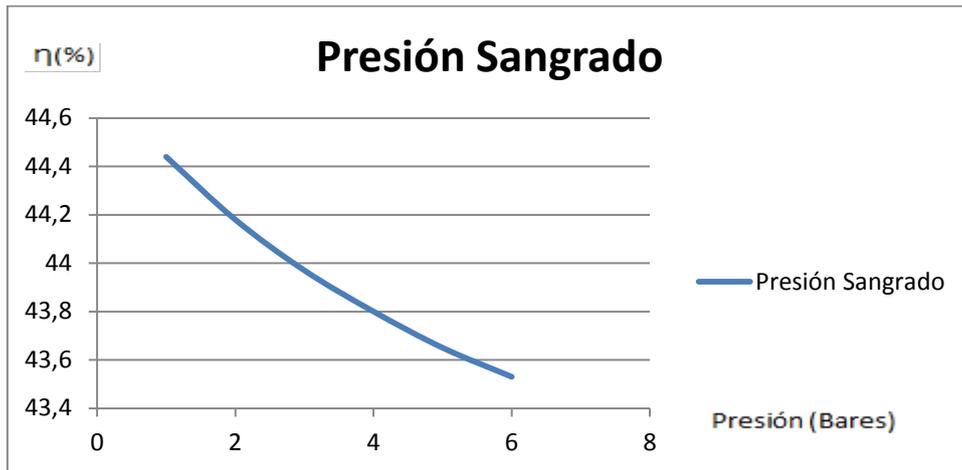


Figura 22. Presión-Rendimiento

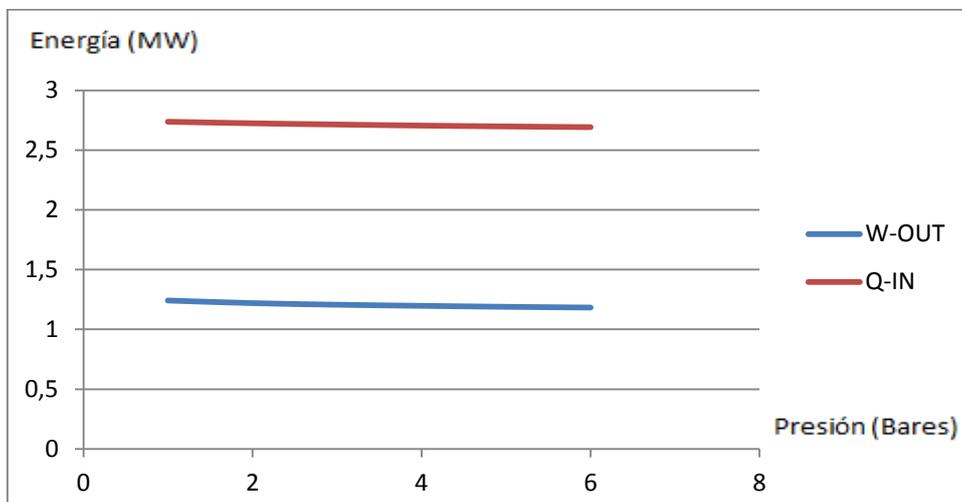


Figura 23. Energía-Presión

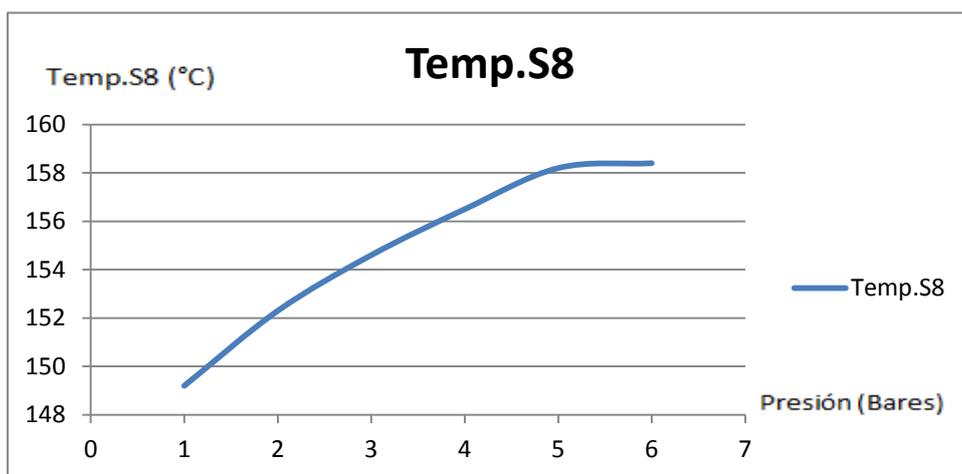


Figura 24. Temperatura S8-Presión

Se puede observar un aumento del rendimiento empleando regeneración, siempre y cuando ésta sea a baja presión. La regeneración es una mejora de la arquitectura del ciclo simple de Rankine. Consiste en extraer energía útil de las turbinas para emplearla en calentar agua antes de entrar en la caldera. Esto provoca un aumento del rendimiento térmico del circuito, pero disminuye la potencia extraída en las turbinas.

Incluir una regeneración repercute en el tamaño de la instalación. Para mantener la potencia de salida igual, ha de aumentar el caudal másico de la instalación. Esto hace aumentar la dimensión de la instalación y con ello, aumenta el gasto económico. Al ser la instalación más grande, es necesario calentar más fluido, por lo tanto será necesario disponer de una caldera con más potencia. Esto aumentará el gasto en el combustible, encareciendo económicamente el proyecto.

El rendimiento térmico aumentará si la presión de la regeneración es baja. Intentar regenerar el circuito con alta presión es inútil. Disminuye el rendimiento y la potencia extraída. Si la diferencia entre temperaturas máximas en el intercambiador es máxima, la transferencia de energía disminuye. La mejor manera de transmitir energía es a temperaturas próximas.

La idea de la regeneración es reutilizar energía del ciclo. La energía permanece dentro del sistema, no sale ni por el condensador ni por las turbinas. Por esa razón la potencia extraída en las turbinas disminuye, al igual que el calor cedido en el condensador. Sale menos energía a fuera del sistema. El rendimiento térmico aumenta, es decir, la energía térmica se aprovecha de mejor manera.

Extendiendo la idea de la regeneración al límite, se podría pensar que no es necesario utilizar condensador, pero no es así. En el caso hipotético de disponer de infinitos sangrados de turbina, puede hacer pensar que el calor producido en la caldera siempre es aprovechable. Es necesario disponer de un foco frío en el circuito del agua. De lo contrario, no existiría transferencia de calor entre el fluido frío y caliente, porque siempre estaría caliente ya que no hay condensador. Con infinitos sangrados de turbina, el rendimiento térmico rozaría el 100% y la potencia extraída sería prácticamente nula.

En resumen, una regeneración aumenta el rendimiento térmico del ciclo porque se reaprovecha mejor la energía que se introduce en él. La única desventaja es que la potencia extraída disminuye. Es posible solucionar la disminución de potencia diseñando una central más grande y de más potencia. Con más caudal másico, se compensaría la pérdida de potencia extraída en las turbinas.

### 3.2.3 Ciclo Rankine con un precalentador abierto y dos cerrados

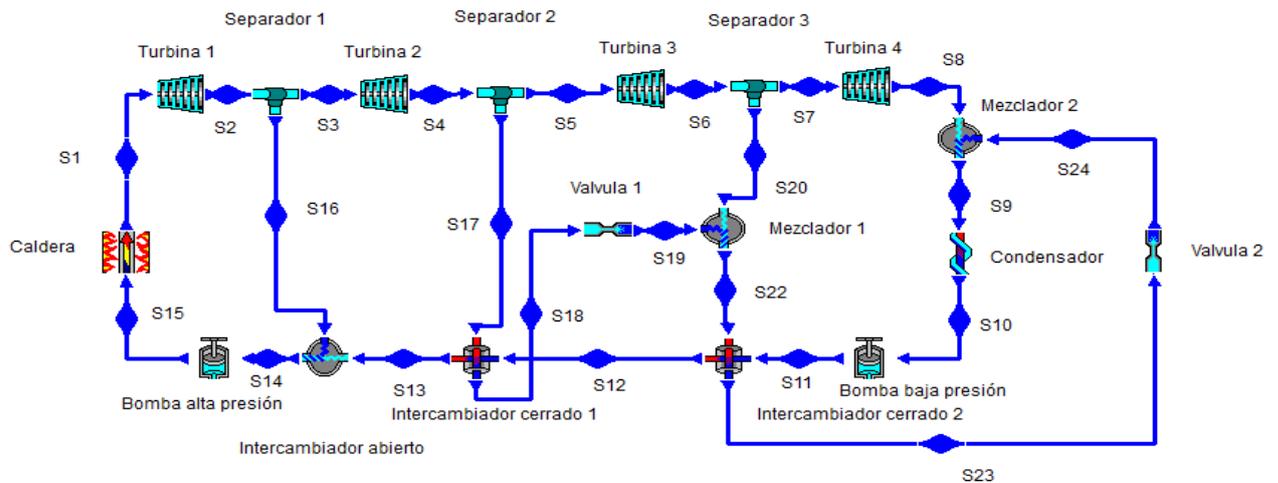


Figura 25. Ciclo Rankine con un precalentador abierto y dos cerrados

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S16	6	158,9
S17	0,961	98,52
S20	0,3496	72,67
S10	0,0652	37,69
S11	6	37,72
S12	6	61,23
S13	6	99,25
S15	101	126,2
División en el intercambiador abierto		5 %
División en el intercambiador cerrado 1		8 %
División en el intercambiador cerrado 2		5 %
Q-Caldera (1Kg/Seg)		2,832 MW
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,246 MW
Caudal másico para 50 MW		40,12 Kg/Seg
Rendimiento		43,6 %

Tabla 8. Condiciones del ciclo

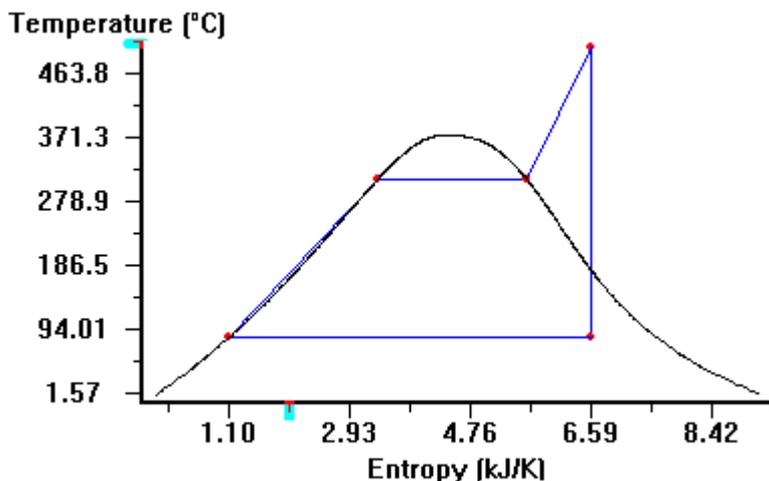


Figura 26. Diagrama T-S

- Caldera: Isobárica
- Turbina: Adiabática
- Rendimiento turbina: 98%
- Condensador e intercambiadores: Isobáricos
- Bomba: Adiabática
- Rendimiento bomba: 95%
- Temperatura a la salida de la caldera: 500 °C
- Líquido saturado a la salida del condensador e intercambiador

### 3.2.3.1 Influencia en los niveles de presión y porcentaje del sangrado

Sep. 1 (%)	Sep. 2 (%)	Sep. 3 (%)	Temp. S15 (°C)	Temp. S13 (°C)	Temp. S12 (°C)	Rend. (%)	Pot.extraída (MW)	Caudal 50KW (Kg/Seg)
5	4	5	108,3	80,23	61,23	42,9	1,259	39,71405878
6	4	5	113,9	80,23	61,23	43,04	1,252	39,93610224
7	4	5	119,4	80,23	61,23	43,18	1,246	40,12841091
8	4	5	125	80,23	61,23	43,32	1,24	40,32258065
5	5	5	112,8	84,99	61,26	43,07	1,255	39,84063745
5	6	5	117,2	89,75	61,28	43,25	1,252	39,93610224
5	7	5	121,7	94,5	61,31	43,43	1,249	40,03202562
5	8	5	126,2	99,25	61,33	43,6	1,246	40,12841091
5	4	6	112,5	84,71	65,72	43,1	1,257	39,77724741
5	4	7	116,7	89,18	70,22	43,3	1,255	39,84063745
6	5	6	122,4	89,42	65,7	43,41	1,248	40,06410256

Tabla 9 Variaciones de los sangrados

Podemos observar a la vista de los resultados que aumentando los porcentajes de sangrado en las turbinas aumenta ligeramente el rendimiento de la central, sin embargo, al obtener menor potencia extraída la central necesitará mayor caudal esto puede suponer, según el combustible disponible, que el ciclo sea técnicamente eficiente, pero no rentable económicamente.

El rendimiento aumenta menos de un 1 %, teniendo que introducir un kilogramo por segundo más de fluido en el ciclo. Además, lo esperable es que la regeneración sea progresiva, sin necesidad de perder excesiva potencia de salida en las turbinas. Observamos que los mayores rendimientos se obtienen cuando la temperatura de entrada en la caldera es elevada. En ese caso el calor a introducir en la caldera disminuye considerablemente.

Será necesario que el agua entre en la caldera a más de 120 °C para que no condense el fluido de trabajo. Además en centrales de biomasa, es posible que exista azufre y pueda corroer rápidamente los tubos de la caldera, especialmente si además el ciclo incluye un recalentamiento.

### 3.2.4 Ciclo Rankine con recalentamiento

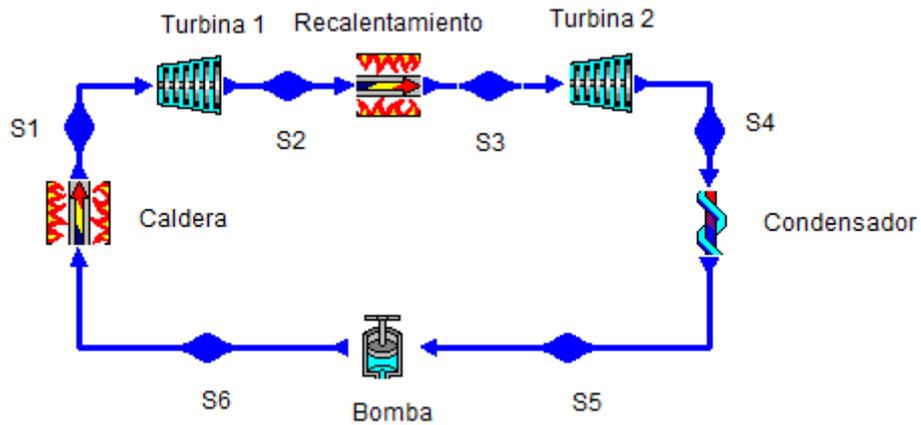


Figura 27. Ciclo Rankine con recalentamiento

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S2	9,09	175,8
S3	9,09	500
S4	0,0652	37,69
S5	0,0652	37,69
S6	101	38,10
Caudal másico para 50 MW		30,46 Kg/Seg
Q-Caldera (1Kg/seg)		3,91 MW
Potencia Extraída (1Kg/seg)		1,641 MW
Rendimiento		41,69 %

Tabla 10 Condiciones recalentamiento

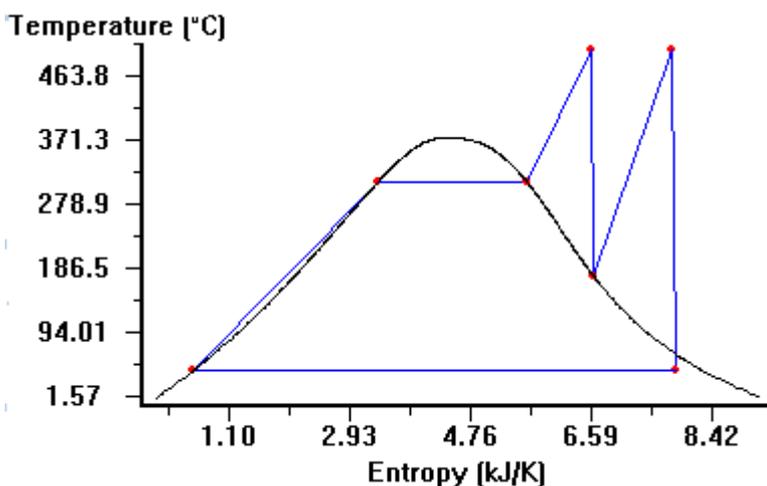


Figura 28. Diagrama T-S

**Hipótesis:**

- Caldera y recalentamiento: Isobáricos
- Turbina: Adiabática
- Rendimiento turbina 98%
- Condensador: Isobárico
- Bomba: Adiabática
- Rendimiento bomba 90%
- Temperatura a la salida de la caldera: 500 °C
- Líquido saturado a la salida del condensador

### 3.2.4.1 Estudio en la influencia de la presión del recalentamiento

La variable más importante en el recalentamiento, es la presión a la que se recalienta. Estudiaremos brevemente las diferencias de recalentar a alta y a baja presión.

Un recalentamiento consiste en retornar el fluido de trabajo de nuevo a la caldera una vez que haya atravesado la primera turbina. Esto provocará un aumento en la energía a introducir en el sistema. La caldera deberá ceder más calor al fluido de trabajo. Esto conlleva a un gasto añadido en el combustible.

Presión(BAR)	Rendimiento (%)	Pot. Caldera(MW)	Pot. Extraída(MW)	Titulo S2 (%)	Gasto másico 50MW (Kg/Seg)
4	41	4,062	1,676	94,76	29,83293556
5	41,2	4,023	1,668	96,05	29,97601918
6	41,36	3,989	1,661	97,17	30,10234798
7	41,49	3,961	1,654	98,17	30,22974607
8	41,6	3,935	1,647	99,08	30,35822708
9	41,68	3,912	1,641	99,92	30,46922608
9,09	41,69	3,91	1,641	99,99	30,46922608
10	41,76	3,891	1,635	100	30,58103976
15	41,96	3,817	1,612	100	31,01736973
20	42,05	3,736	1,582	100	31,60556258
25	42,06	3,692	1,564	100	31,96930946
30	42,04	3,646	1,543	100	32,404407

Tabla 11. Presión recalentamiento

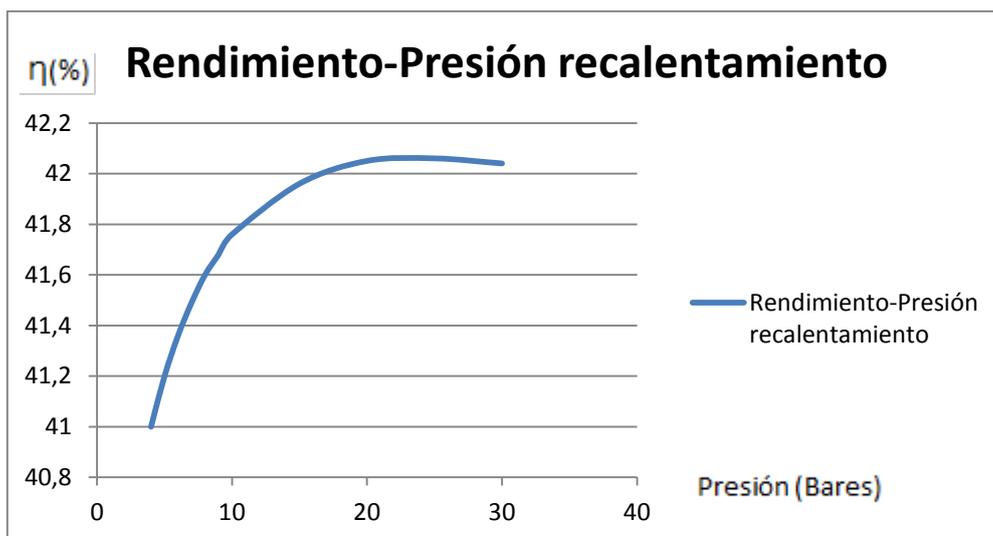


Figura 29. Rendimiento-Presión recalentamiento

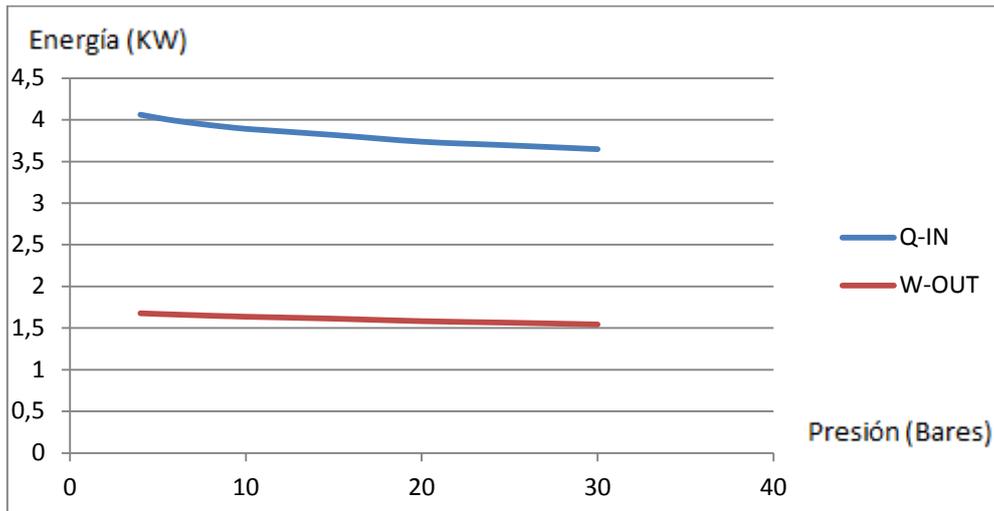


Figura 30. Energía extraída y cedida-Presión recalentamiento

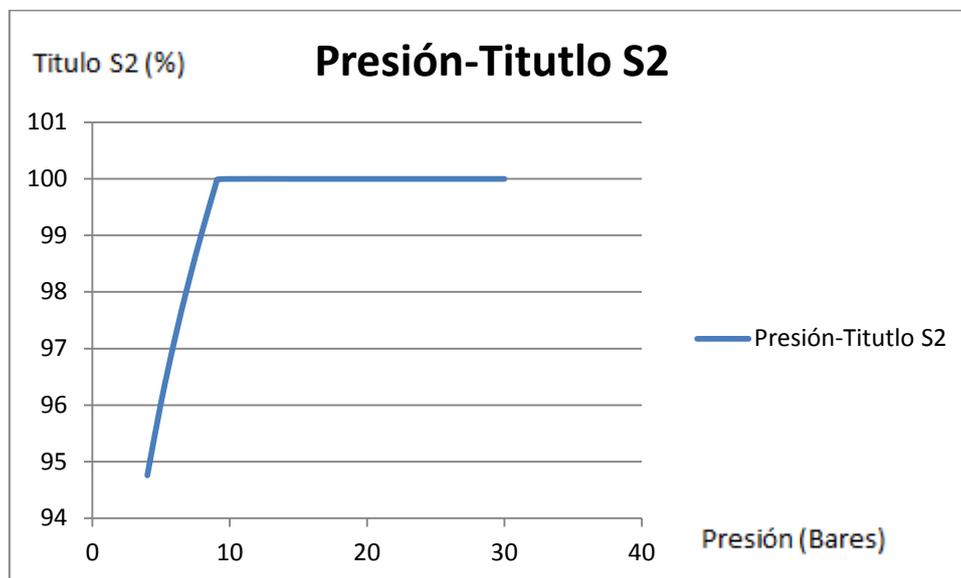


Figura 31. Titulo S2-Presión recalentamiento

A medida que aumenta la presión en el recalentamiento aumenta el rendimiento del ciclo. Esto es debido a que a presiones mayores, el recorrido en la transformación de líquido a vapor es menor. Es más fácil evaporar de nuevo el fluido si se realiza a una presión elevada. El vapor recalentado siempre dará mejor rendimiento que calentar una mezcla de vapor y líquido. Mientras se esté transformando de fase, la temperatura del fluido de trabajo no aumentará. Si hay mucho vapor o incluso líquido por transformar, se habrá desperdiciado energía que pudo ser útil. El mejor punto para volver a recalentar el fluido de trabajo es en el momento en el que el fluido de trabajo comienza a saturar y cambia de fase.

### 3.2.4.2 Estudio en la influencia de la temperatura de recalentamiento

Temperatura Recalentamiento (°C)	Rendimiento (%)
500	41,69
495	41,64
490	41,6
485	41,55
480	41,5
475	41,46
470	41,42
460	41,33
450	41,25
440	41,17
430	41,09
420	41,01
410	40,94
400	40,87

Tabla 12. Temperatura recalentamiento

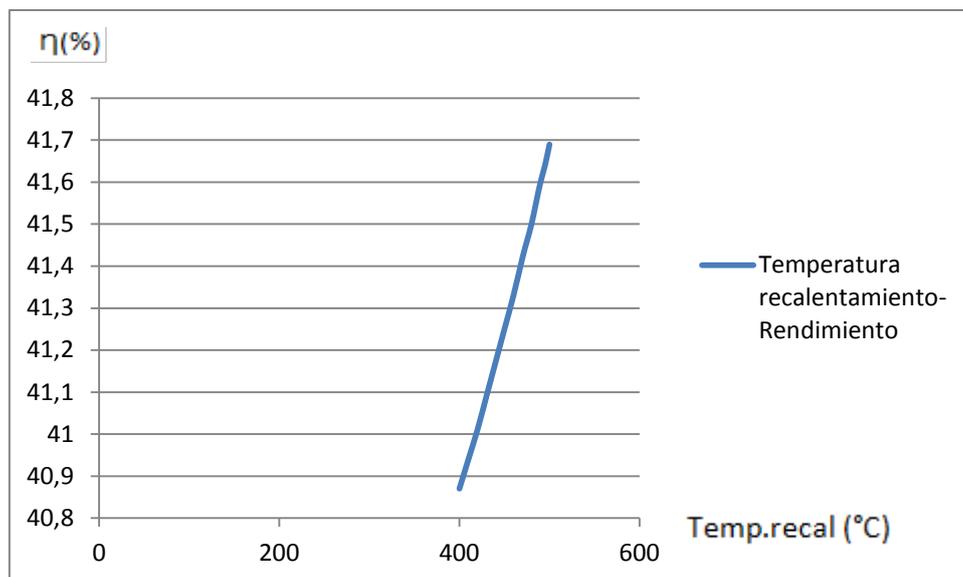


Figura 32. Temperatura recalentamiento-Rendimiento

Al aumentar la temperatura del recalentamiento, aumenta el rendimiento. Ocurre lo mismo en un ciclo Rankine sencillo si disminuye la temperatura en la salida de la caldera. La energía que contiene el fluido y más tarde expandirá en la turbina es menor.

### 3.2.5 Ciclo Rankine con recalentamiento, un precalentador abierto y dos cerrados

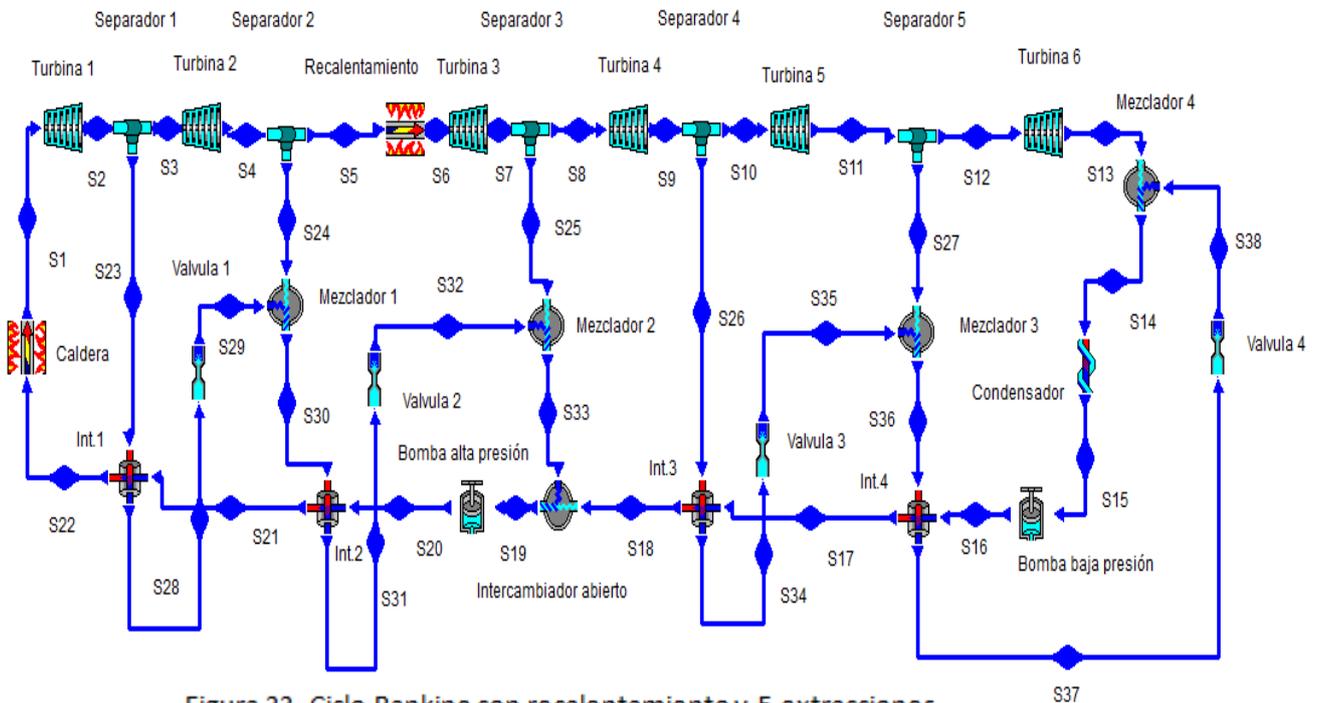


Figura 33. Ciclo Rankine con recalentamiento y 5 extracciones

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S23	20	263,6
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,5	129,1
S27	0,3496	75,85
S15	0,0652	37,69
S17	6	64,28
S18	6	104,3
S19	6	146
S21	101	176,8
S22	101	244,3
División Intercambiador 1		15 %
División Intercambiador 2		6 %
División Intercambiador abierto		5 %
División Intercambiador 3		7 %
División Intercambiador 4		5 %
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,352 MW
Caudal másico para 50 MW		36,98 Kg/Seg
Rendimiento		46,56 %
Rendimiento sin recalentamiento		43,6 %
DIFERENCIA		2,96 %

Tabla 13. Condiciones del ciclo

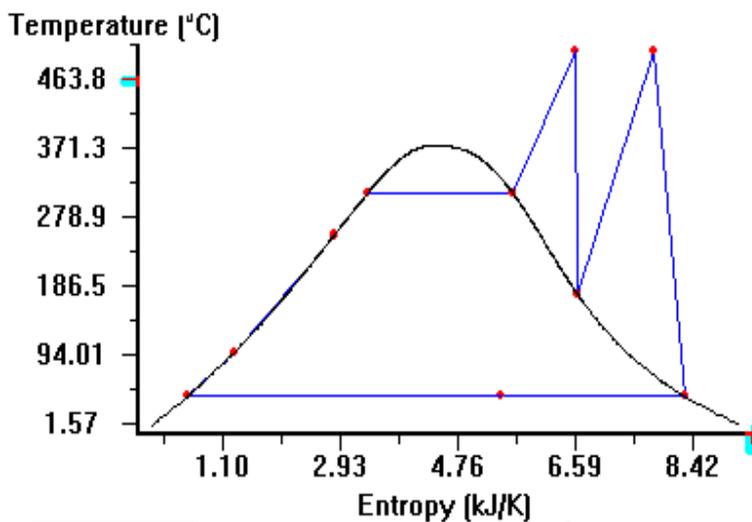


Figura 34. Diagrama T-S

**HIPÓTESIS:**

- Caldera: Isobárica
- Turbina: Adiabática
- Rendimiento turbina: 98%
- Condensador e intercambiadores: Isobáricos
- Bomba: Adiabática
- Rendimiento bomba: 95%
- Temperatura a la salida de la caldera: 500 °C
- Líquido saturado a la salida del condensador e intercambiador

Al aumentar la presión en el recalentamiento, se obtiene una subida del rendimiento térmico hasta cierto valor, para luego decrecer. Esto se debe principalmente a la temperatura de saturación del agua. Si el fluido de trabajo tiene una alta presión, será más difícil que evapore. Las diferencias entre las capacidades caloríficas entre líquido y vapor hacen que sea más rentable calentar únicamente vapor.

El rendimiento del ciclo aumenta porque el calor que debe administrar la caldera es menor. Esto es principalmente porque a baja presión, se tiene una mezcla de líquido y vapor. Si a la caldera entra únicamente vapor o una mezcla con un título muy alto, será más fácil aumentar la temperatura del vapor ya que como no está cambiando de fase, la energía se emplea en aumentar la temperatura exclusivamente.

La presión en el recalentamiento determinará la presión a la que entrará el fluido de trabajo en la etapa de expansión intermedia. Si ésta es demasiado baja, no tendrá la turbina mucho rango de presiones para descomprimir y obtener energía.

La presión en el recalentamiento está determinada por la expansión que se produce en la turbina de alta presión. Si la presión a la que se recalienta es muy alta, quiere decir, que la primera turbina va a descomprimir poco. La mayor potencia se extrae precisamente de la primera turbina de alta presión. Si el recalentamiento es a una presión muy alta, la turbina de alta presión no funcionará eficientemente.

Por estas razones, hacer un recalentamiento a altas presiones, bajará siempre la energía entrante en la caldera, sin embargo también disminuirá siempre la potencia de salida.

Siempre que haya un recalentamiento, es necesario estudiar la presión a la que se produce. Además dependiendo del grado en la regeneración, esta presión deberá cambiar. Siempre hay que buscar el punto en el cual el fluido condense para recalentar.

### 3.2.5.1 Simulaciones para determinar el óptimo

Se muestran las sucesivas simulaciones que han ayudado a determinar el ciclo final. La eficiencia del ciclo depende en gran medida de los escalonamientos en la temperatura del fluido que entra en la caldera. Es necesario que la regeneración sea progresiva, además es necesario que las presiones de la regeneración sean bajas. Así la turbina podrá expandir más cantidad de energía.

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S23	30	309,4
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,9610	193,4
S27	0,3496	75,51
S15	0,0652	37,69
S17	6	70,66
S18	6	111,4
S19	6	143,3
S21	101	175,5
S22	101	229,5
División Intercambiador 1		12%
División Intercambiador 2		6%
División Intercambiador abierto		7%
División Intercambiador 3		3,5%
División Intercambiador 4		6%
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,378 MW
Caudal másico para 50 MW		36,28 Kg/Seg
Rendimiento		46,03%

Tabla 13. Diseño 1

CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S23	20	263,6
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,9610	193,4
S27	0,3496	75,51
S15	0,0652	37,69
S17	6	70,66
S18	6	111,4
S19	6	142,2
S21	101	172,7
S22	101	227,4
División Intercambiador 1		12%
División Intercambiador 2		6%
División Intercambiador abierto		7%
División Intercambiador 3		3.5%
División Intercambiador 4		6%
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,387 MW
Caudal másico para 50 MW		36,04 Kg/Seg
Rendimiento		46,2%

Tabla 14. Diseño 2

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (C°)
S1	101	500
S23	20	263,6
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,9610	193,4
S27	0,3496	75,51
S15	0,0652	37,69
S17	6	70,66
S18	6	111,4
S19	6	142,2
S21	101	172,7
S22	101	227,4
División Intercambiador 1		15%
División Intercambiador 2		6%
División Intercambiador abierto		2%
División Intercambiador 3		7%
División Intercambiador 4		6,5%
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,364 MW
Caudal másico para 50 MW		36,65 Kg/Seg
Rendimiento		46,39%

Tabla 15. Diseño 3

CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S23	20	263,6
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,9610	193,4
S27	0,3496	75,51
S15	0,0652	37,69
S17	6	65,6
S18	6	77,33
S19	6	152,3
S21	101	177
S22	101	222,6
División Intercambiador 1		10%
División Intercambiador 2		5%
División Intercambiador abierto		10%
División Intercambiador 3		2%
División Intercambiador 4		5%
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,387 MW
Caudal másico para 50 MW		36,04 Kg/Seg
Rendimiento		45,77%

Tabla 16. Diseño 4

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S23	40	354,8
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,9610	193,4
S27	0,3496	75,51
S15	0,0652	37,69
S17	6	65,54
S18	6	88,91
S19	6	114,7
S21	101	128,7
S22	101	152,3
División Intercambiador 1		5%
División Intercambiador 2		2%
División Intercambiador abierto		3%
División Intercambiador 3		4%
División Intercambiador 4		5%
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,508 MW
Caudal másico para 50 MW		33,15 Kg/Seg
Rendimiento		44,27 %

Tabla 17. Diseño 5

CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S23	30	309,4
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,75	162,9
S27	0,3496	75,6
S15	0,0652	37,69
S17	6	65,18
S18	6	94,02
S19	6	133,5
S21	101	160,1
S22	101	183,2
División Intercambiador 1		5%
División Intercambiador 2		5%
División Intercambiador abierto		5%
División Intercambiador 3		5%
División Intercambiador 4		5%
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,467 MW
Caudal másico para 50 MW		34,08 Kg/Seg
Rendimiento		45,1 %

Tabla 18. Diseño 6

	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (C°)
S1	101	500
S23	40	354,8
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,75	162,9
S27	0,3496	75,6
S15	0,0652	37,69
S17	6	65,18
S18	6	94,02
S19	6	142,7
S21	101	178,2
S22	101	232,3
División Intercambiador 1		12%
División Intercambiador 2		6%
División Intercambiador abierto		6%
División Intercambiador 3		5%
División Intercambiador 4		5%
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,359 MW
Caudal másico para 50 MW		36,79 Kg/Seg
Rendimiento		45,61 %

Tabla 19. Diseño 7

CICLO FINAL	PRESION (BAR)	TEMPERATURA (°C)
S1	101	500
S23	20	263,6
S24	9,12	176
S25	6	433,5
S26	0,5	129,1
S27	0,3496	75,85
S15	0,0652	37,69
S17	6	64,28
S18	6	104,3
S19	6	146
S21	101	176,8
S22	101	244,3
División Intercambiador 1		15 %
División Intercambiador 2		6 %
División Intercambiador abierto		5 %
División Intercambiador 3		7 %
División Intercambiador 4		5 %
Potencia Extraída (1Kg/Seg)		1,352 MW
Caudal másico para 50 MW		36,98 Kg/Seg
Rendimiento		46,56 %
Rendimiento sin recalentamiento		43,6 %
DIFERENCIA		2,96 %

Tabla 20.Diseño Final

### 3.2.6 Conclusiones

Debido a que el rendimiento aumenta sólo un 3 % empleando un recalentamiento, la posibilidad de la incorporación de un recalentamiento no es muy rentable. Aunque el rendimiento aumente, seguramente el ciclo no sea económicamente rentable, o incluso realizable. Dependerá en gran medida de la disponibilidad y precio del combustible. Al emplear recalentamiento, la caldera será más cara y además durará menos tiempo y es posible que no resulte rentable. Sin embargo, al emplear recalentamiento, la potencia extraída por cada kilogramo de fluido es mayor, con lo que la central será más pequeña porque es más eficiente, esto hará abaratar los costes de los equipos de la central.

## 4 Dimensionado de la central

El tamaño final de la instalación dependerá en gran medida del caudal másico que circule por ella.

Si se desea tener una regeneración grande, hay que tener en cuenta la gran disminución de potencia a la salida de la central. Para poder compensar esta caída, será necesario aumentar el caudal másico de la central, es decir, una central dimensionalmente más grande.

El recalentamiento, provoca un aumento en la potencia de salida, pero también aumenta la potencia de la caldera. El recalentamiento, en principio, hará que la central sea dimensionalmente más pequeña. El rendimiento en principio aumenta, pero no tiene porqué.

El dimensionado de la central depende también de la disponibilidad del combustible. En el caso de disponer de poco combustible, no sería recomendable ni viable instalar un recalentamiento con regeneración. La potencia de la caldera aumentará en ambos casos, lo que provoca un aumento en el gasto del combustible.

La arquitectura del ciclo del agua, determinará el tamaño y potencia de los demás equipos auxiliares para que la central funcione. Dependiendo del nivel de regeneración existente se necesitarán intercambiadores de cierto tamaño. Al igual ocurre con las bombas, si es preciso elevar mucho la presión del fluido, la bomba será dimensionalmente de mayor tamaño.

El tamaño y dimensión de los tubos que recorren la central, depende del gasto másico de la central.

## 4.1 Ubicación

La ubicación del emplazamiento puede hacer limitar algunos de los factores en el diseño. Por esa razón siempre habrá que estudiar las condiciones externas de la central.

Si la central está refrigerada por una torre de refrigeración, esta no podría funcionar en climas y entornos muy húmedos. Por esa razón, nunca habrá una torre de refrigeración en una isla o en un lugar cercano al litoral.

Si una central está situada en una isla o cerca del litoral, no es recomendable refrigerar con una torre. Sería adecuado refrigerar en el mar o en un río caudaloso.

Dependiendo de las condiciones climáticas, el funcionamiento de la central puede verse gravemente afectado. La necesidad de un foco frío en la central determina el tamaño que debe tener el condensador.

La ubicación determina la temperatura del foco frío. Para que una central termoeléctrica funcione es necesario calentar el agua, pero también enfriarla. De lo contrario la potencia del ciclo iría bajando paulatinamente. Las centrales más eficientes trabajan entre dos temperaturas extremas. Cuanto más alejadas estén entre sí estas temperaturas mayor será la potencia que se pueda extraer.

En un lugar desértico donde es difícil tener un foco frío, las centrales termoeléctricas funcionan muy mal porque no son capaces de enfriar el agua y establecer unas diferencias de temperaturas grandes.

En climas fríos es más sencillo obtener un foco frío, pero al contrario que en climas cálidos, es más costoso calentar el fluido.

Para solucionar las variaciones de potencia que puede provocar las variaciones climáticas estacionales, se decide aumentar o disminuir el gasto másico que circula por la central. Así se regula la potencia máxima de salida en las turbinas y se determina también el calor a introducir en la caldera.

El emplazamiento también determinará la capacidad de disponibilidad del combustible. Sería favorable instalar una central termoeléctrica de biomasa cerca de cultivos energéticos o cerca de zonas forestales, en las cuales se puede conseguir combustible. Abaratará costes en el transporte del combustible, además de una disponibilidad mayor y de un menor tiempo de espera.

## 4.2 Componentes de la central

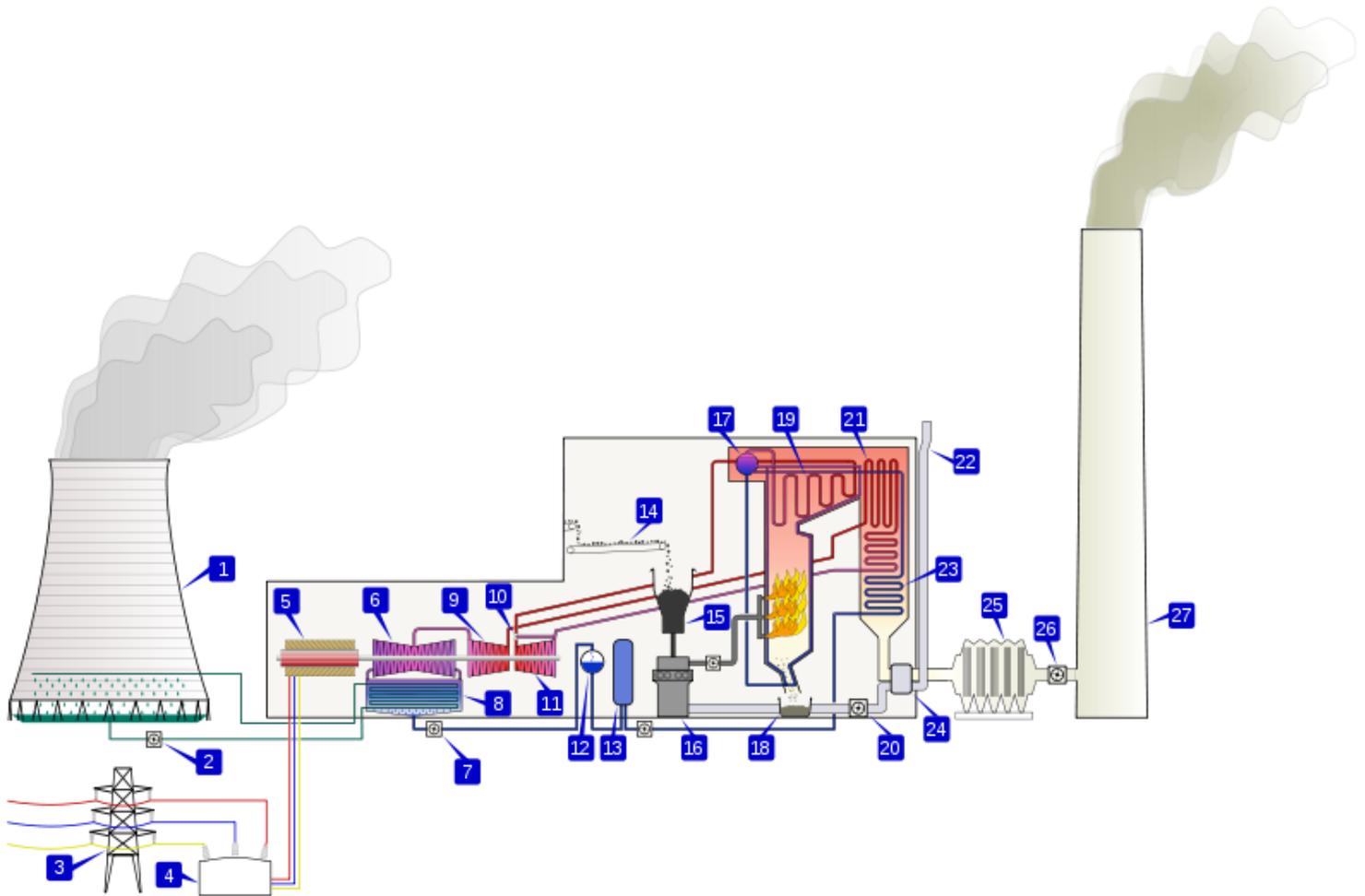


Figura 35. Componentes central

1-Torre Refrigeración	2- Bomba hidráulica	3-Línea transmisión trifásica
4-Transformador trifásico	5-Generador eléctrico trifásico	6-Turbina vapor baja presión
7-Bomba de condensación	8- Condensador de superficie	9-Turbina vapor media presión
10-Válvula de control de gases	11-Tubina vapor alta presión	12-Desgasificador
13-Calentador	14-Cinta transportadora combustible	15-Tolva combustible
16-Pulverizador combustible	17-Calderín	18-Tolva de cenizas
19-Supercalentador	20-Ventilador de tiro forzado	21-Recalentador
22-Toma aire combustión	23-Economizador	24-Precalentador aire
25-Precipitador electrostático	26-Ventilador de tiro inducido	27-Chimenea de emisiones

Tabla 21. Componentes central

#### 4.2.1 Caldera de lecho fluidizado

El proceso consiste en una mezcla de partículas sólidas suspendidas en un flujo gaseoso ascendente, que en conjunto presenta propiedades fluidas.

La tecnología de la combustión en lecho fluidificado (FBC) presenta principalmente las siguientes ventajas para la generación de vapor:

- Combustión de combustibles sólidos.
- Combustión de combustibles residuales
- Recuperación de energía de otros procesos.
- Combustión con altas transferencias calóricas en el hogar
- Reducción de emisiones

En centrales de biomasa es especialmente recomendable este tipo de calderas ya que permite una alta flexibilidad en la utilización del combustible, es decir, una misma central puede funcionar con dos combustibles diferentes. Esto aumenta la capacidad productiva de la central.

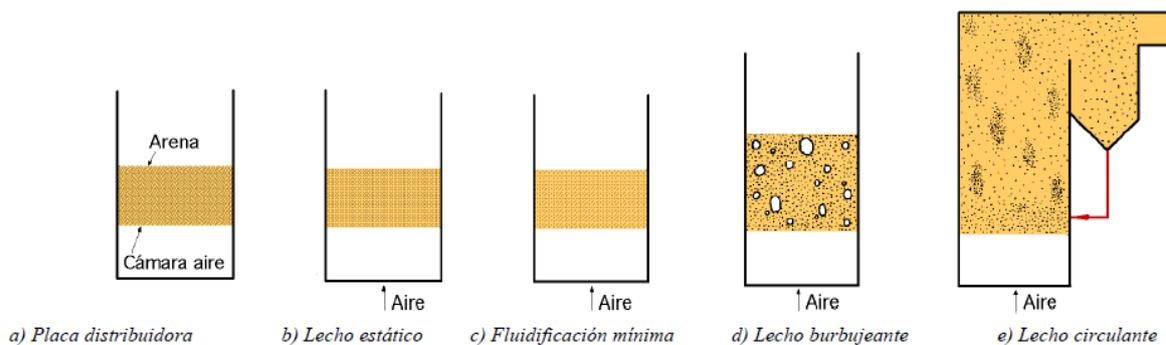


Figura 36. Caldera de lecho fluidizado

A medida que la presión del aire aumenta en la placa distribuidora, el aire emergente adquiere velocidad. Esto hace desplazar a las partículas del combustible entre sí, reduciendo las fuerzas que están se provocan entre sí mutua y recíprocamente. Además aumenta el área de contacto del combustible. Se busca que las fuerzas de arrastre sean al menos del mismo orden que las gravitatorias, así el fluido empieza a suspenderse.

Al seguir aumentando la presión, comienzan a formarse burbujas y el flujo comienza a ser turbulento. La velocidad del fluido aumenta. Esto provoca una alta transferencia de calor.

Si la presión sigue aumentando, las burbujas aumentan su tamaño y llegan a conectar entre sí. Esto provoca grandes huecos en el seno del lecho, obligando a ponerse en contacto el combustible sólido con grupos altamente concentrados.

Si se capturan los restos sólidos a la salida del recinto y se devuelven al lecho, se llama lecho fluidizado recirculante.



Figura 37 .Placa distribuidora

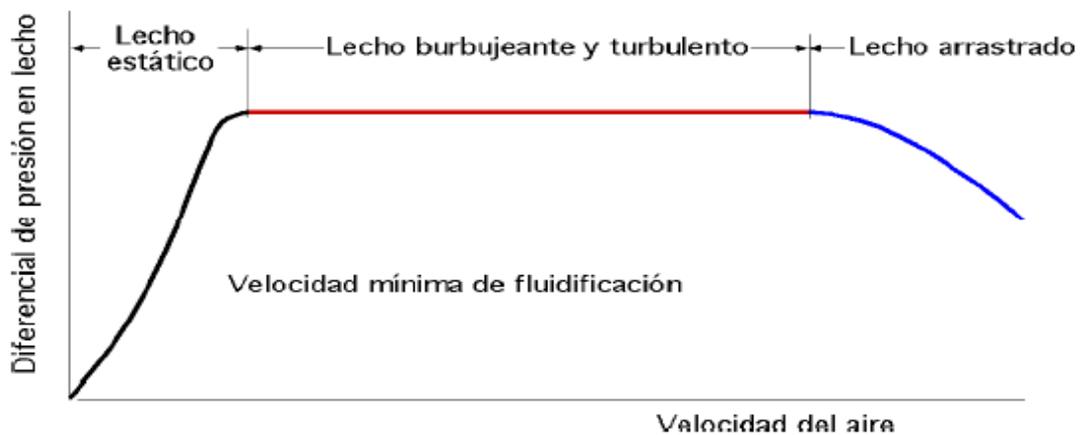


Figura 38. Diferencias presiones en el lecho-Velocidad en el aire

#### 4.2.2 Turbinas

Un elemento indispensable para la obtención de potencia eléctrica es sin duda las turbinas. En ellas se produce la transformación de energía térmica en mecánica. Las turbinas están conectadas a un alternador eléctrico. El fluido mueve a la turbina y está mueve al generador para obtener electricidad.

Es un motor rotativo que convierte en energía mecánica la energía de una corriente de agua, vapor de agua o gas. El elemento básico de la turbina es la rueda o rotor, que cuenta con palas, hélices, cuchillas o cubos colocados alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento produce una fuerza tangencial que impulsa la rueda y la hace girar. Esta energía mecánica se transfiere a través de un eje para proporcionar el movimiento de una máquina, un compresor, un generador eléctrico o una hélice.



Figura 39. Turbina de vapor de Siemens AG.

Las turbinas empleadas en la generación de potencia son turbinas de reacción. Existe un cambio de presión en el fluido en su paso por el rotor.

Turbina de vapor de reacción: En la turbina de reacción la energía mecánica se obtiene de la aceleración del vapor en expansión. Las turbinas de este tipo cuentan con dos grupos de palas, unas móviles y las otras fijas. Las palas fijas están colocadas de forma que cada par actúa como una boquilla a través de la cual pasa el vapor mientras se expande, llegando a las palas de las turbinas de reacción, que se montan en un tambor que actúa como eje de la turbina. En la turbina de reacción se produce un escalonamiento de velocidad. Este escalonamiento consiste en producir una gran caída de presión en un grupo de toberas y utilizar la velocidad resultante del vapor en tantos grupos de alabes como sea necesario mediante un juego de enderezadores reorientando el vapor de salida de la primera etapa para que entre en un segundo rodete.

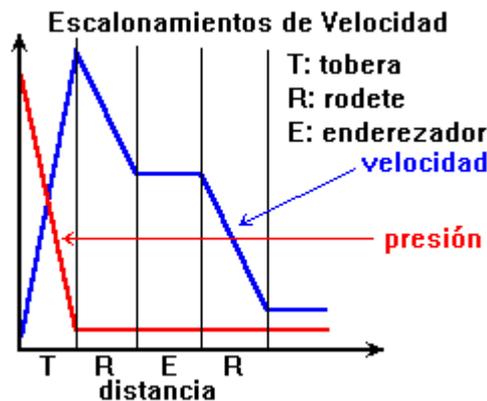


Figura 40. Escalonamiento en la turbina

Es necesario realizar un pequeño sangrado en las turbinas para establecer un sellado. Además, este pequeño sangrado sirve para equilibrar dinámicamente a la turbina y que su funcionamiento sea más preciso. El único inconveniente es que disminuye la potencia de salida de la central, empeorando el rendimiento térmico ya que la potencia de entrada a la caldera será la misma.

### 4.2.3 Bombas

Una bomba hidráulica convierte energía mecánica en energía fluida o hidráulica

En las centrales termoeléctricas el empleo de bombas es fundamental. Si no se empleasen bombas, no se podría elevar la presión en el fluido de trabajo.

En la entrada de las bombas hidráulicas tan sólo puede haber agua en estado líquido. Las bombas y compresores son similares en cuanto a su función, elevar la presión. Como la diferencias de densidades entre el agua líquida y el vapor está en torno a mil, no se puede elevar presión en un líquido con un compresor ni tampoco se puede elevar la presión a un gas en una bomba.

Al elevar la presión, el agua aumenta la temperatura de saturación, es decir, el agua en estado líquido puede contener más energía si está a una alta presión. Esto se hace para que no se evapore el fluido antes de llegar a la caldera.

El trabajo que consume una bomba en relación a la ganancia en las turbinas es despreciable. Es del orden de mil veces menor el gasto energético en las bombas.

Se suelen disponer de dos bombas, una de alta presión y otra de baja presión.

El cometido de la bomba de baja presión es que el fluido adquiera presión suficiente para que no cambie de fase mientras se calienta en la regeneración previa a la entrada a la caldera.

La bomba de alta presión tiene que elevar la presión del fluido de trabajo para que evapore sólo en la caldera.

A la hora de seleccionar una bomba, es necesario tener en cuenta:

- Caudal.
- Tipo de agua a tratar (agua limpia, agresiva, con arenas y elementos gruesos, etc.).
- Distancia a salvar con el bombeo (pérdidas de carga).
- Dimensiones de las tuberías instaladas (en su caso).
- Fluido que se quiere bombear.

Existen muchos tipos de bombas dependiendo de su principio de funcionamiento y según el tipo de accionamiento.

Nos interesan bombas que tengan potencia para poder bombear todo el caudal y no es necesario que la altura manométrica sea alta.

#### 4.2.4 Torre refrigeración

Este dispositivo sirve para refrigerar agua a temperaturas elevadas. Su principal uso en esta instalación es rebajar la temperatura del agua de refrigeración.

Existen torres de refrigeración de tiro natural, inducido y forzado. Será más recomendable y segura una torre de tiro natural, porque es la única torre de refrigeración que no consume electricidad. En los demás casos, es necesario colocar algún elemento mecánico que fuerce el tiro. El atractivo fundamental no es que no consuman electricidad, sino que son más seguras. Ante una caída de tensión las otras torres no pueden funcionar si no precisan de energía externa.

Las torres de refrigeración funcionan bien en climas secos. Debido a que si el ambiente está muy húmedo, el aire no tiene capacidad de albergar más agua.

Es posible condensar el fluido de trabajo con otros dispositivos. Un río caudaloso o el propio mar podrían actuar como refrigeradores del fluido.

En las torres de enfriamiento se consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene de un circuito de refrigeración mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior de la torre. A fin de mejorar el contacto aire-agua, se utiliza un entramado denominado "relleno". El agua entra en la torre por la parte superior y se distribuye uniformemente sobre el relleno utilizando pulverizadores. De esta forma, se consigue un contacto óptimo entre el agua y el aire atmosférico.

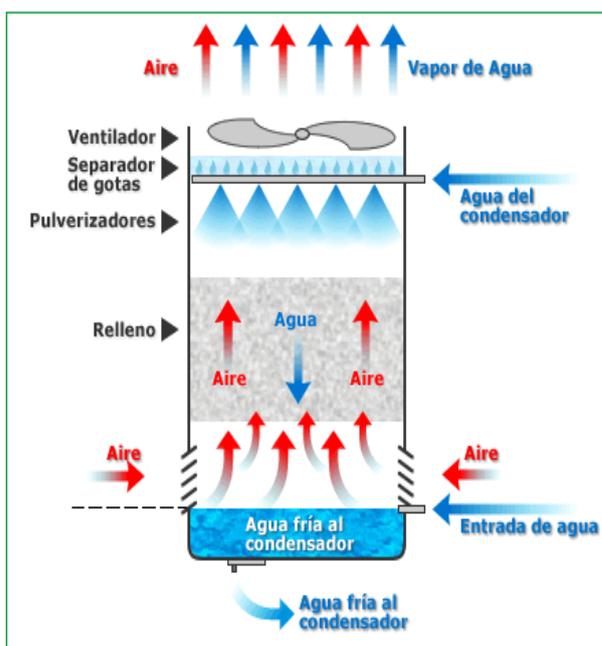


Figura 41. Condensación forzada

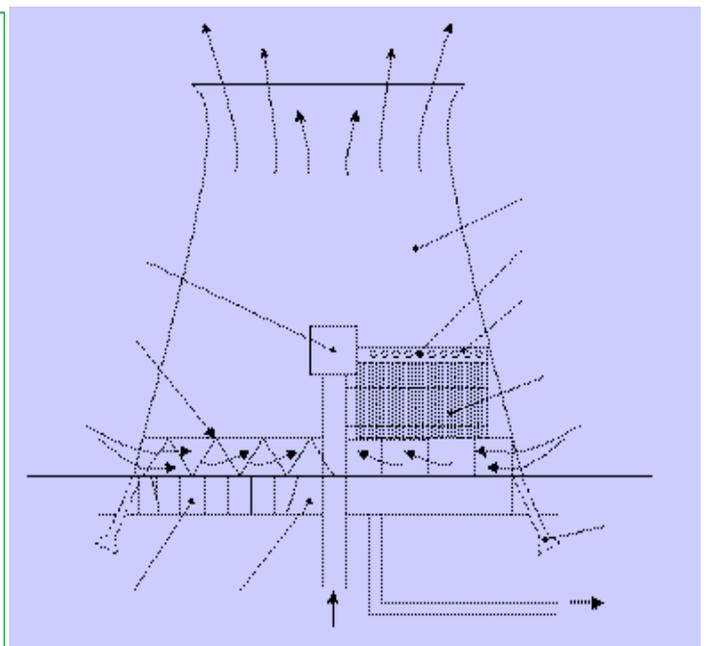


Figura 42. Torre refrigeración

#### 4.2.5 Intercambiadores de calor

Son dispositivos encargados de transferir energía en forma de calor. Gracias a ellos, se puede realizar ciclos de potencia con regeneración. Su funcionamiento consiste en calentar un fluido frío gracias al calor que desprende el fluido caliente.

Existen muchos tipos de intercambiadores en la industria. Según el tipo de aplicación industrial, convendrá más un tipo que otro.

En las simulaciones de los ciclos mediante Cyclepad, se ha considerado que tanto el lado frío como el caliente son isobáricos.

Gracias al empleo de intercambiadores en ciclos de potencia, se consigue recuperar calor antes de que el fluido entre en la caldera. Hay que tener en cuenta que el fluido interior, es el que se va a calentar y tiene que estar a una presión suficiente como para que no empiece a evaporarse antes de entrar en la caldera.

Un tipo de intercambiador ampliamente utilizado en la industria es el tubo-carcasa.

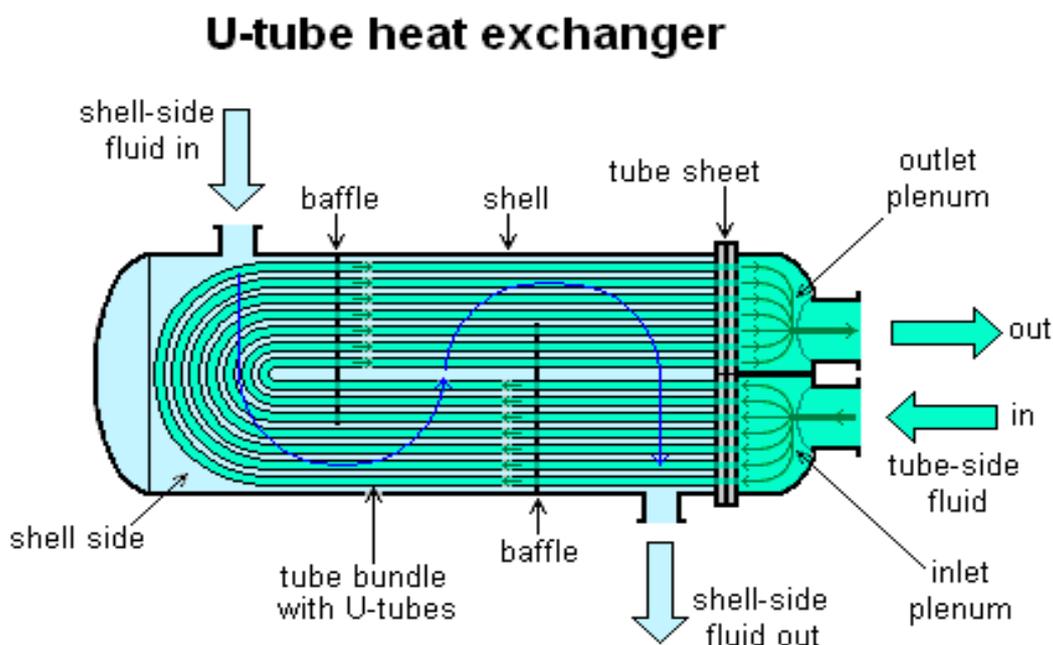


Figura 43. Intercambiador tubo-carcasa

## 5. Evaluación ambiental

El grado del impacto ambiental generado dependerá en gran medida del combustible utilizado, siendo la madera uno de los más comunes. Por dicho motivo este estudio se centrará en el impacto ambiental de las centrales que queman madera.

En tales circunstancias los parámetros a tener en cuenta serán tanto la emisión de partículas como la cantidad de óxidos de nitrógeno, dióxido de azufre, monóxido de carbono y compuestos volátiles orgánicos.

La emisión de partículas estará constituida por un diverso número de materiales, tales como la ceniza, contaminantes de arena introducidos durante la manipulación del combustible, humo salino cuando la madera haya podido estar en contacto con el agua del mar, etc.

La carga de partículas en los humos dependerá de las condiciones de combustión y aerodinámicas, siendo algunos de los factores determinantes la humedad del combustibles y el escalonamiento y nivel del aire.

Las emisiones de óxido de nitrógeno procedentes de la combustión de maderas y cortezas son muy bajas en comparación con otros combustibles fósiles. Dado que la temperatura de combustión es baja, la cantidad de las mencionadas emisiones dependerá principalmente del contenido de nitrógeno del combustible, estando las mismas condicionadas al exceso y escalonamiento del aire, al calor liberado y al contenido de humedad de dicho combustible.

Las maderas y corteza contienen menos del 0,1% de azufre elemental sobre base seca. Durante el proceso de combustión parte del azufre puede convertirse en dióxido de azufre, siendo mínimas las cantidades transformadas.

En cuanto a las cantidades de monóxido de carbono pueden ser más variables, dependiendo en gran parte del tiempo, temperatura y turbulencia del proceso.

Los compuestos orgánicos volátiles (VOC) son productos gaseosos procedentes de una combustión incompleta que se ven afectados por las mismas condiciones que la emisión de monóxido de carbono

## 6. Legislación

Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.

Este Real Decreto determina la potencia máxima de salida en la central en 50 MW

## 7. Conclusiones

Aunque el rendimiento de un ciclo termodinámico sea elevado y eficiente desde el punto de vista técnico, es posible que el ciclo no sea rentable económicamente o incluso irrealizable.

Hay que tener muy presente el abastecimiento de combustible, sobretodo si se desea incluir un recalentamiento a la arquitectura del ciclo. Al incluir un recalentamiento, siempre aumentará el calor a introducir en la caldera y es posible que no haya biomasa forestal necesaria.

Dependiendo del combustible utilizado, emanaran diferentes gases en la caldera y en algunos estos gases corroen excesivamente rápido los tubos de la caldera y económicamente puede ser no rentable.

Con la utilización de regeneraciones en el ciclo aumenta un poco el rendimiento térmico, aunque aumenta ligeramente la energía a introducir en el ciclo, es del mismo orden de magnitud. Para aumentar el rendimiento de una manera notable, es necesaria la utilización de un recalentamiento. Las regeneraciones aumentan el rendimiento del orden de décimas, en el caso del recalentamiento del orden del 2%.

En definitiva, incorporar un recalentamiento aumentará el rendimiento térmico del ciclo pero probablemente no sea económicamente rentable. La caldera se deteriorará antes, además de que su inversión inicial sea mayor. El gasto en combustible será mayor y puede que la central no de energía suficiente como para que sea rentable económicamente.

## 8. Referencias y bibliografía

Evaluación del potencial de energía de la biomasa IDAE (2011-2020)

Transferencia de calor – Incropera

Termodinámica técnica – Moran Shapiro

Declaración de impacto ambiental central termoeléctrica de Pirquenes

## 9. Lista de figuras

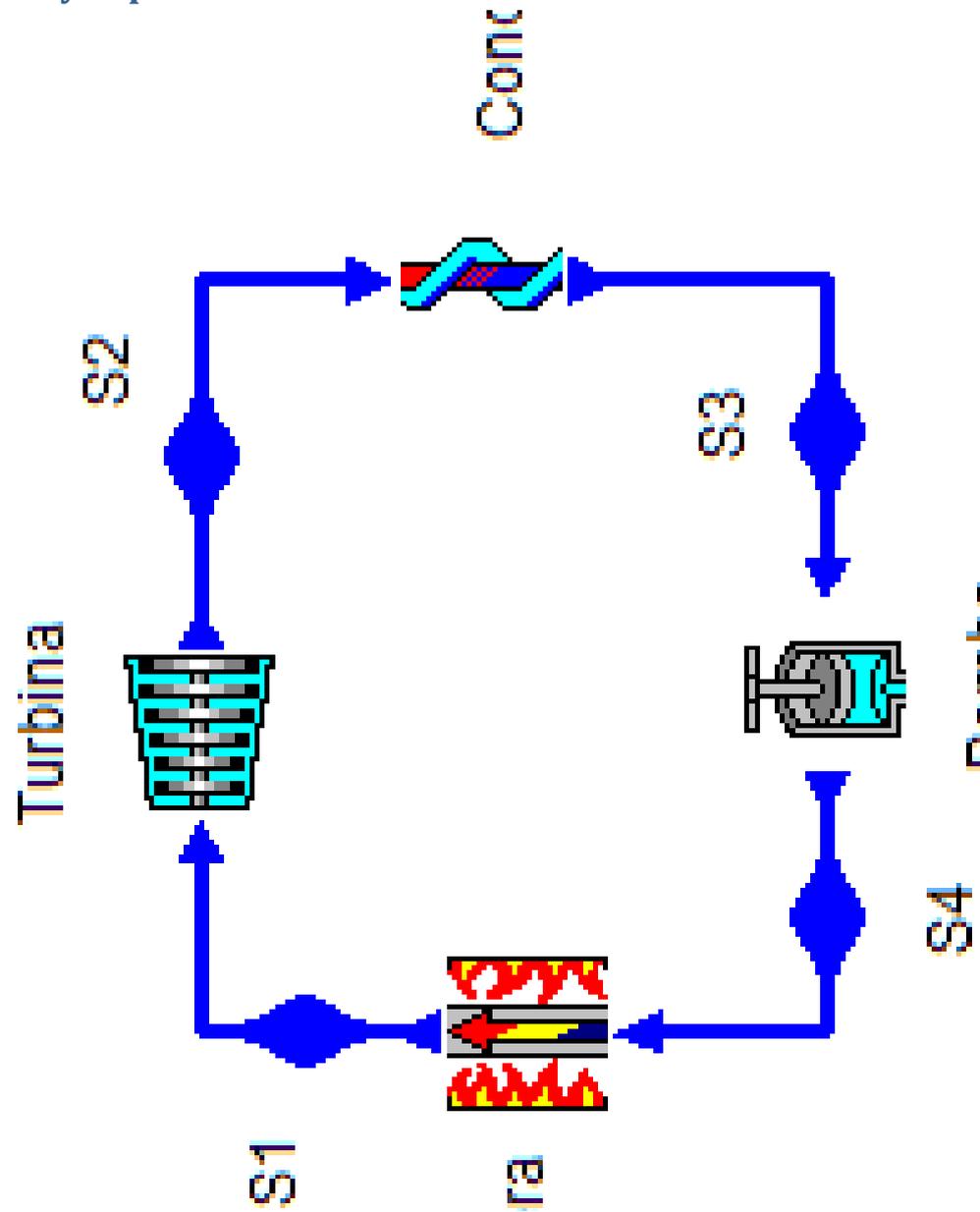
Figura 1. Logística a planta.....	9
Figura 2. Tipos de combustibles y sus propiedades.....	10
Figura 3. Esquema central.....	11
Figura 4 Diagrama T-S Agua.....	12
Figura 5 Ciclo Rankine .....	14
Figura 6 Diagrama Ciclo Rankine.....	14
Figura 7 Presión-Rendimiento.....	15
Figura 8 Diagrama T-S Baja presión.....	16
Figura 9 Diagrama T-S Alta presión.....	16
Figura 10 Rendimiento-Temperatura caldera.....	17
Figura 11 Diagrama T-S Baja temperatura .....	18
Figura 12 Diagrama T-S Alta temperatura.....	18
Figura 13. Caudal másico-rendimiento.....	19
Figura 14 Caudal-Potencia extraída .....	19
Figura 15 Ciclo Rankine con precalentador abierto.....	20
Figura 16 Diagrama T-S Ciclo Rankine con precalentador abierto .....	20
Figura 17 Regeneración incorrecta.....	21
Figura 18 Separación-Rendimiento.....	23
Figura 19 Energía-Separación.....	23
Figura 20 Temperatura S8-Separación.....	24
Figura 21 Caudal necesario-Separación.....	24
Figura 22 Presión-Rendimiento.....	25
Figura 23 Energía-Presión.....	25
Figura 24 Temperatura S8-Presión.....	25
Figura 25 Ciclo Rankine con un precalentador abierto y dos cerrados.....	27

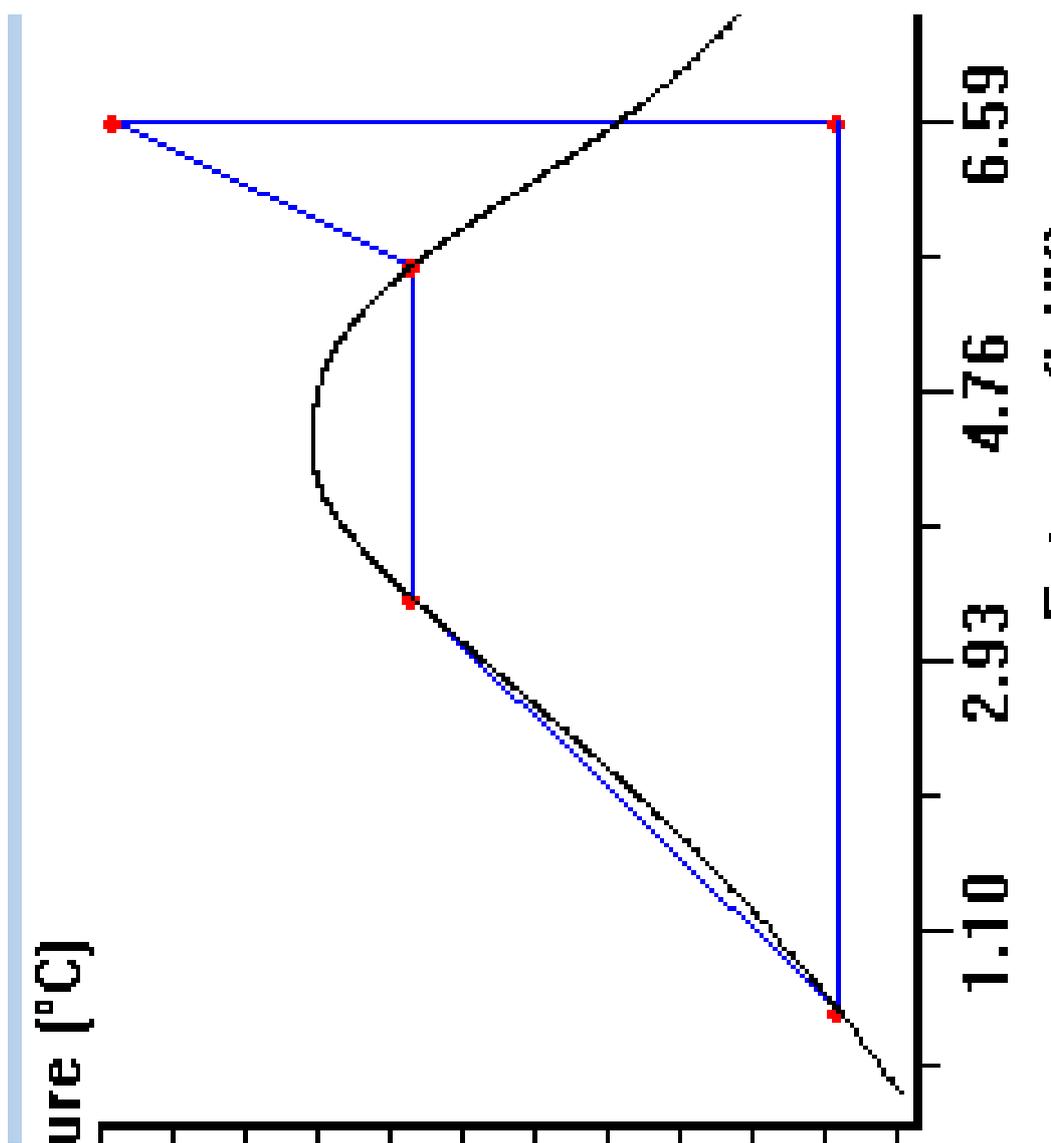
Figura 26 Diagrama T-S Ciclo Rankine con un precalentador abierto y dos cerrados.....	27
Figura 27 Ciclo Rankine con recalentamiento .....	29
Figura 28 Diagrama T-S Ciclo Rankine con recalentamiento .....	29
Figura 29 Rendimiento-Presión recalentamiento.....	30
Figura 30 Energía extraída y cedida-Presión recalentamiento.....	31
Figura 31 Título S2-Presión recalentamiento.....	31
Figura 32 Temperatura recalentamiento-Rendimiento.....	32
Figura 33 Ciclo Rankine con recalentamiento y 5 extracciones.....	33
Figura 34 Diagrama T-S Ciclo Rankine con recalentamiento y 5 extracciones.....	34
Figura 35 Componentes central .....	42
Figura 36 Caldera de lecho fluidizado.....	43
Figura 37 Placa distribuidora.....	44
Figura 38 Diferencias presiones en el lecho-Velocidad en el aire.....	44
Figura 39 Turbina de vapor de Siemens AG.....	45
Figura 40 Escalonamiento en la turbina.....	46
Figura 41 Condensación forzada.....	48
Figura 42 Torre refrigeración.....	49
Figura 43 Intercambiador tubo-carcasa.....	49

## 10. Lista de tablas

Tabla 1. Especies de la misma familia.....	8
Tabla 2 Condiciones del ciclo Rankine .....	14
Tabla 3 Presión-Rendimiento.....	15
Tabla 4 Temperatura-Rendimiento.....	17
Tabla 5 Condiciones del ciclo con precalentador abierto.....	20
Tabla 6 Variaciones en el sangrado.....	22
Tabla 7 Variaciones presiones sangrado .....	24
Tabla 8 Condiciones del ciclo con un precalentador abierto y dos cerrados.....	27
Tabla 9 Variaciones en el sangrado.....	28
Tabla 10 Condiciones recalentamiento.....	29
Tabla 11 Presión recalentamiento.....	30
Tabla 12 Temperatura recalentamiento.....	32
Tabla 13 Diseño 1.....	35
Tabla 14 Diseño 2 .....	36
Tabla 15 Diseño 3 .....	36
Tabla 16 Diseño 4 .....	36
Tabla 17 Diseño 5 .....	36
Tabla 18 Diseño 6 .....	38
Tabla 19 Diseño 7.....	38
Tabla 20 Diseño Final .....	39
Tabla 21 Componentes central.....	42

### A. Anexo resultados cyclepad





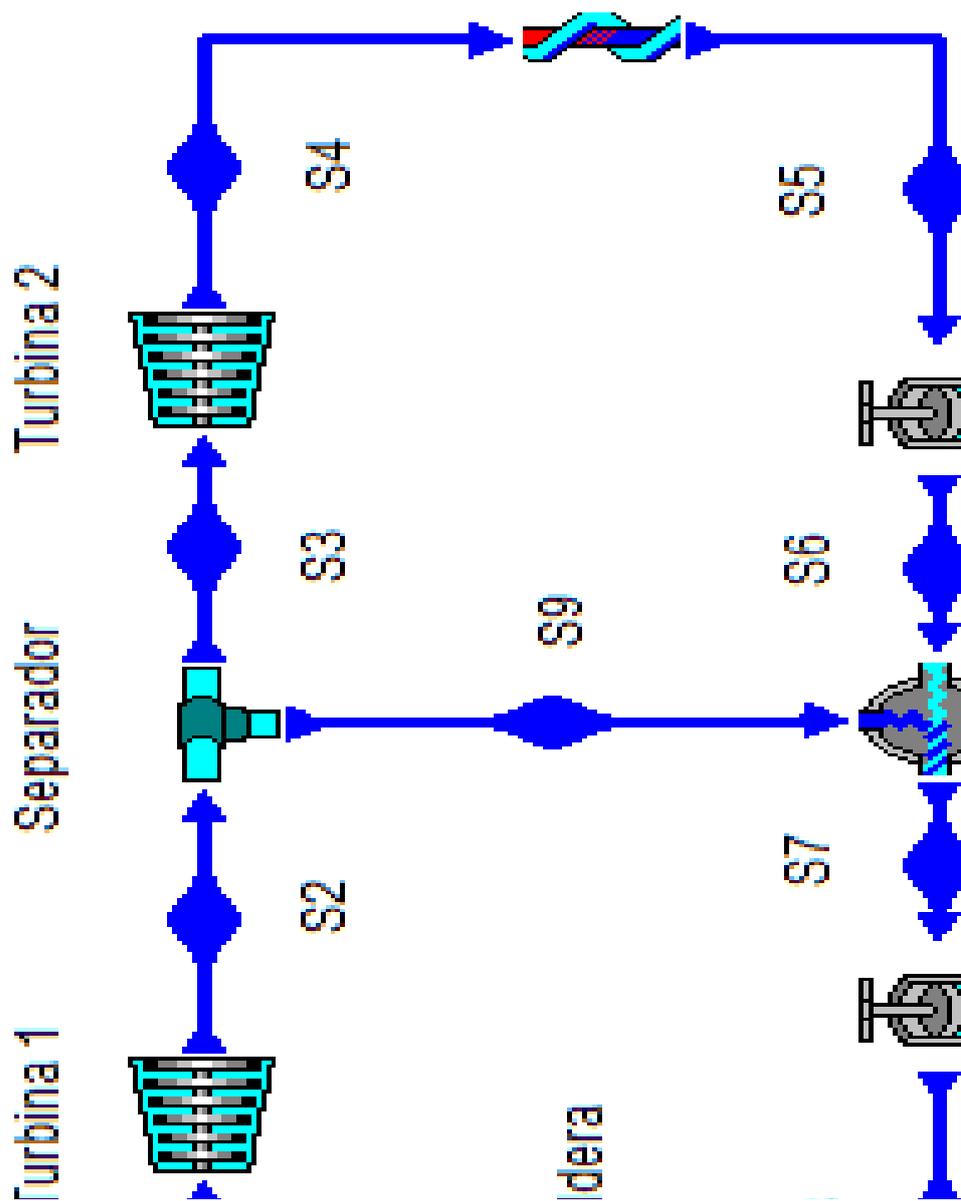
CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

S1	S2	S3	S4
Substance: WATER Phase: GAS T = 500.0°C P = 101.0 bar v = 0.0325 m³/kg u = 3,045 kJ/kg h = 3,373 kJ/kg s = 6.59 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s T-sat = 311.8°C v-f(Tsat) = 0.0015 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0178 m³/kg u-f(Tsat) = 1,397 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,543 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,412 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,723 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.37 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.61 kJ/kgK V-dot = 0.0325 m³/sec U-dot = 3,045 kW H-dot = 3,373 kW S-dot = 6.59 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.7799[0-1] T = 37.69°C P = 0.0652 bar v = 17.12 m³/kg u = 1,927 kJ/kg h = 2,038 kJ/kg s = 6.59 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s T-sat = 37.69°C P-sat = 0.0652 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 21.95 m³/kg u-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,426 kJ/kg h-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,569 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5412 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.30 kJ/kgK V-dot = 17.12 m³/sec U-dot = 1,927 kW H-dot = 2,038 kW S-dot = 6.59 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] T = 37.69°C P = 0.0652 bar v = 0.0010 m³/kg u = 157.8 kJ/kg h = 157.8 kJ/kg s = 0.5412 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s T-sat = 37.69°C P-sat = 0.0652 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 21.95 m³/kg u-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,426 kJ/kg h-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,569 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5412 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.30 kJ/kgK V-dot = 0.0010 m³/sec U-dot = 157.8 kW H-dot = 157.8 kW S-dot = 0.5412 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]	Substance: WATER Phase: LIQUID T = 37.97°C P = 101.0 bar v = 0.0010 m³/kg u = 157.9 kJ/kg h = 168.0 kJ/kg s = 0.5412 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s T-sat = 311.8°C P-sat = 0.0662 bar v-f(Tsat) = 0.0015 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0178 m³/kg u-f(Tsat) = 1,397 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,543 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,412 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,723 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.37 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.61 kJ/kgK V-dot = 0.0010 m³/sec U-dot = 157.9 kW H-dot = 168.0 kW S-dot = 0.5412 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]

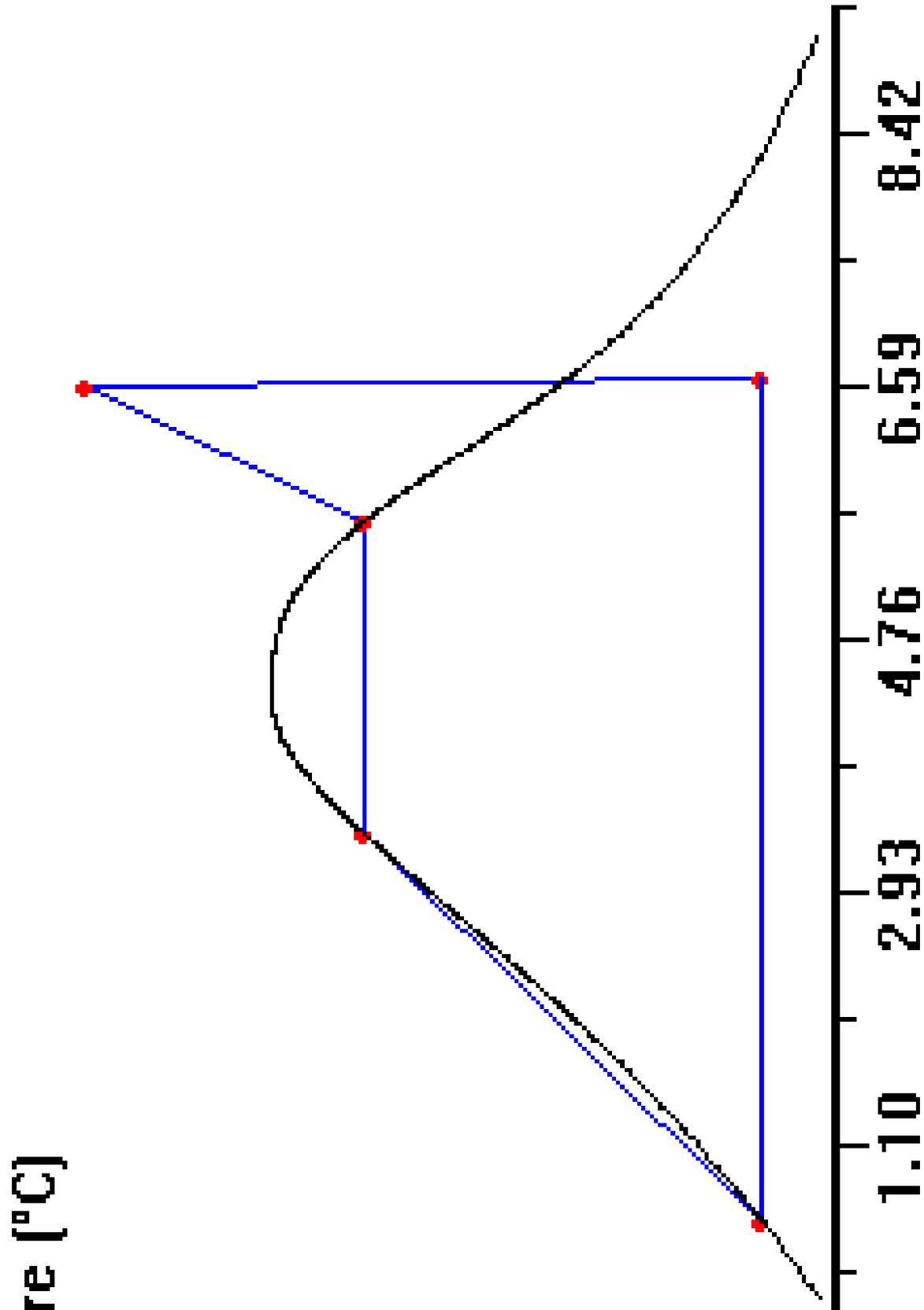
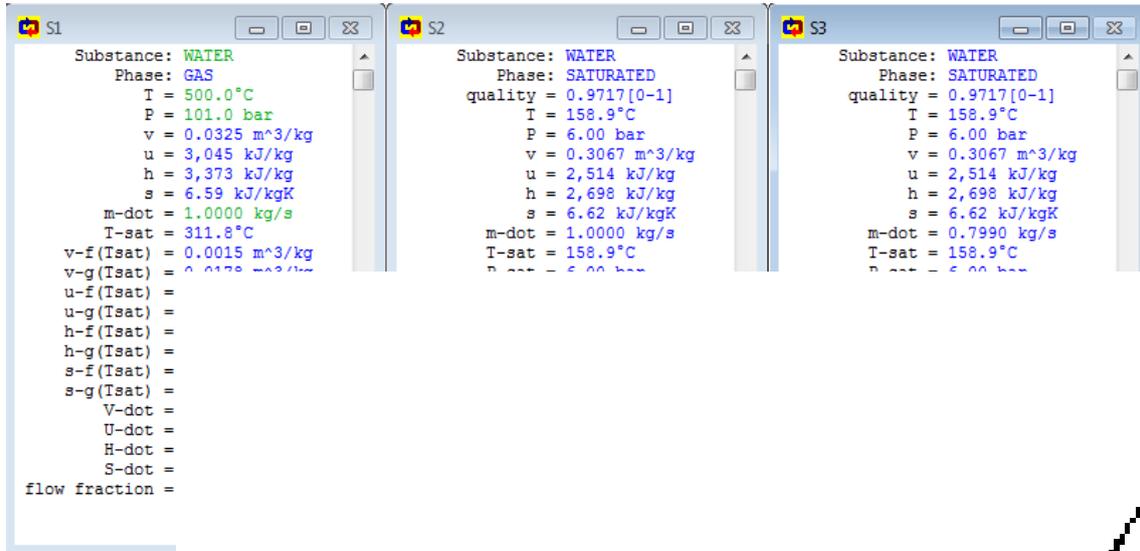
Caldera	Turbina	Condensador	Bomba
Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC q = 3,205 kJ/kg delta-P = 0 bar delta h = 3,205 kJ/kg delta-s = 6.05 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s Q-dot = 3,205 kW flow fraction = 1.0000[0-1]	Modeled as: not ISOTHERMAL Modeled as: ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 37.69°C delta-P = -100.9 bar delta h = -1,334 kJ/kg delta hs = -1,334 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s h-out-s = 2,038 kJ/kg Shaft Power = 1,334 kW Q-dot = 0 kW PR = 1,549 eta-s = 100.0% flow fraction = 1.0000[0-1] quality-out-s = 0.7799[0-1] spec shaft-work = 1,334 kJ/kg spec work-s = 1,334 kJ/kg	Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC q = -1,881 kJ/kg delta-P = 0 bar delta h = -1,881 kJ/kg delta-s = -6.05 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s Q-dot = -1,881 kW	Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: ISENTROPIC q = 0 kJ/kg Tout-s = 37.97°C delta-P = 100.9 bar delta h = 10.18 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s h-out-s = 168.0 kJ/kg Shaft Power = -10.18 kW Q-dot = 0 kW PR = 1,549 eta-s = 100.0% flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = -10.18 kJ/kg spec work-s = -10.18 kJ/kg

**CYCLE**

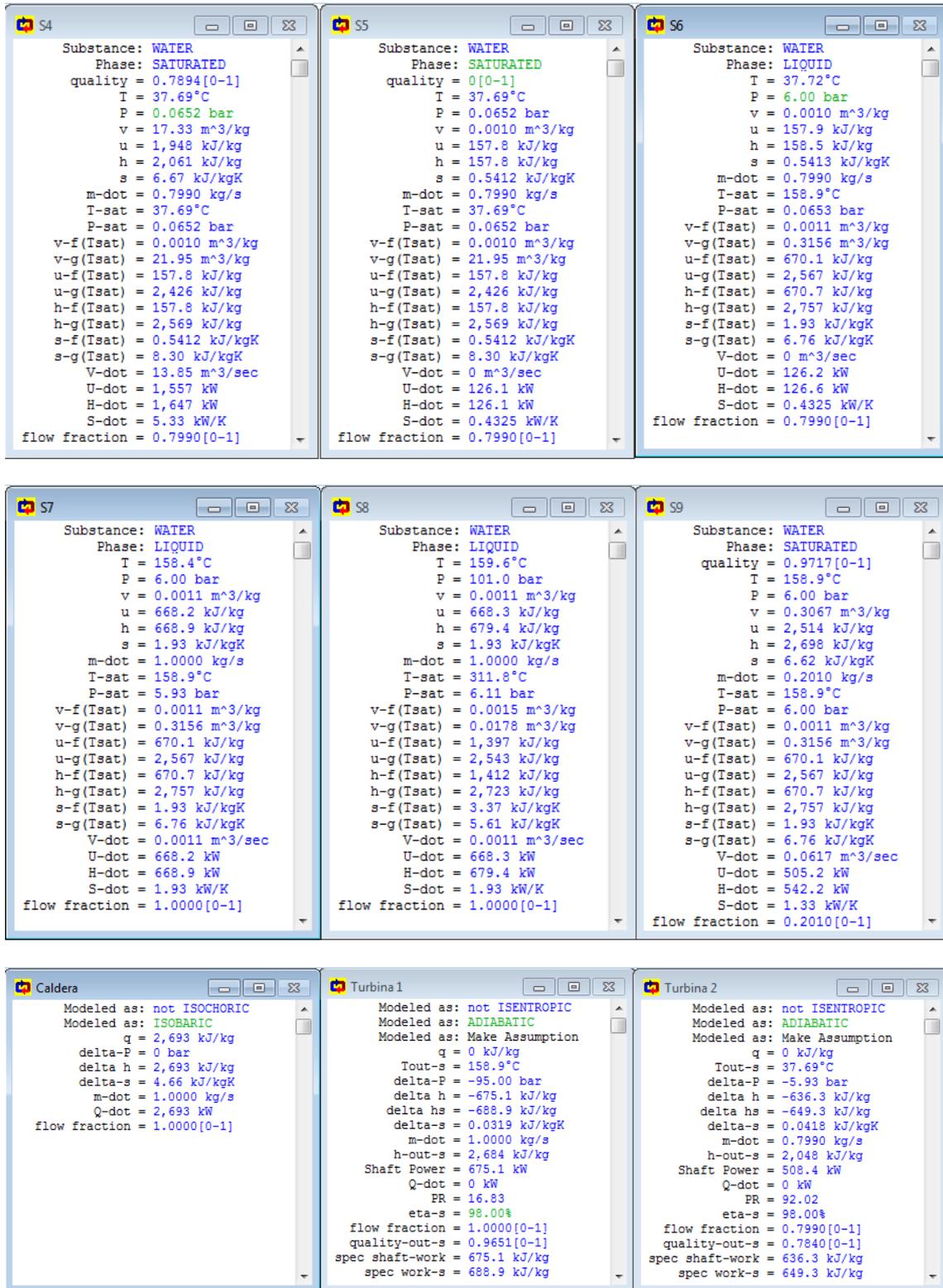
Modeled as: not HEAT-PUMP  
 Modeled as: not REFRIGERATOR  
 Modeled as: HEAT-ENGINE  
 eta-Carnot = 59.80%  
 eta-thermal = 41.32%  
 Tmax = 500.0°C  
 Tmin = 37.69°C  
 Pmax = 101.0 bar  
 Pmin = 0.0652 bar  
 max-m-dot = UNKNOWN kg/s  
 Power in = -10.18 kW  
 Power out = 1,334 kW  
 net-power = 1,324 kW  
 back-work-ratio = 0.7633%  
 work-ratio = 99.24%  
 Q-dot in = 3,205 kW  
 Q-dot out = -1,881 kW  
 net Q-dot = 1,324 kW



CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR ÓPTIMO.



CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.



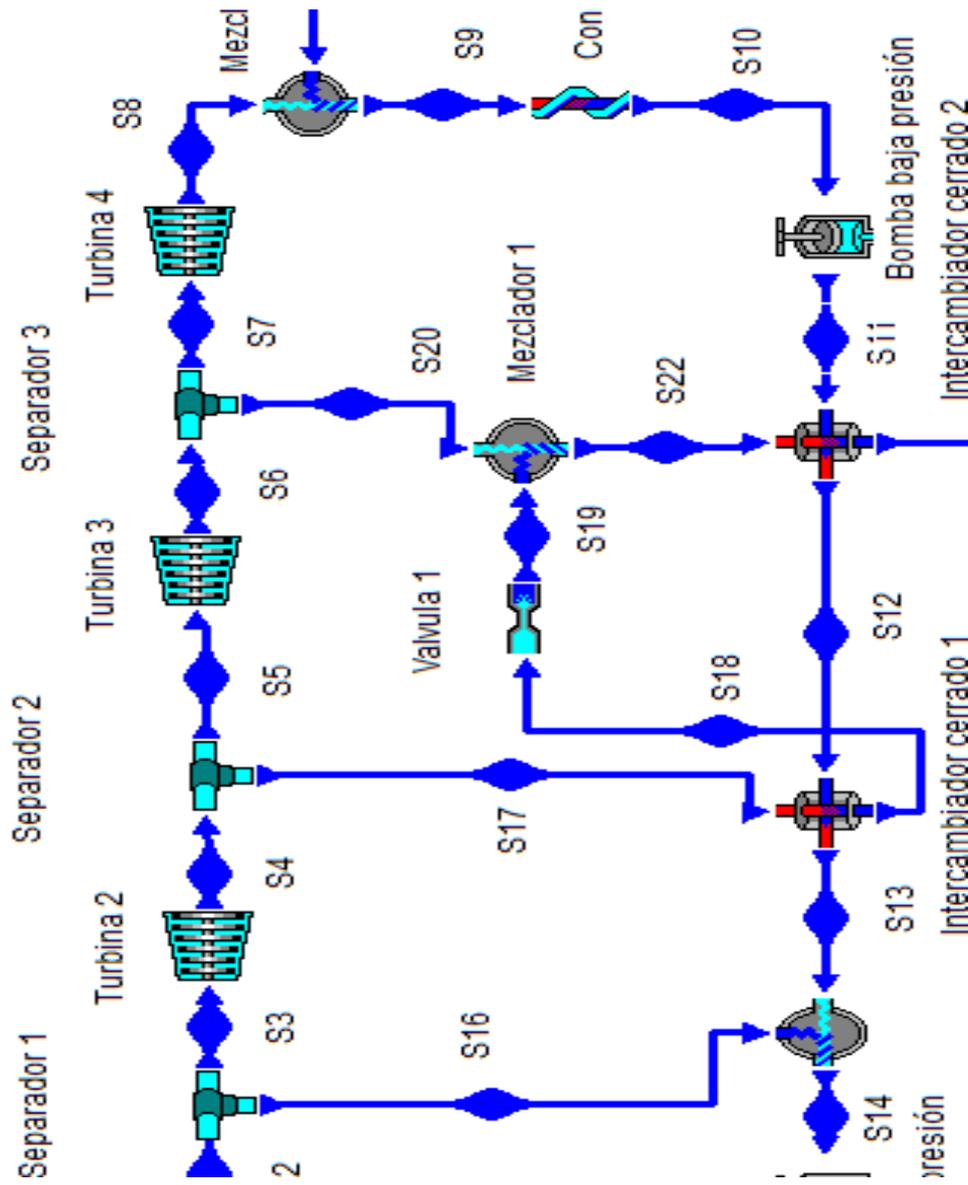
CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR ÓPTIMO.

Bomba baja presión	Bomba alta presión	Condensador
Modeled as: ADIABATIC Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: Make Assumption q = 0 kJ/kg Tout-s = 37.71°C delta-P = 5.93 bar delta h = 0.6790 kJ/kg delta hs = 0.6451 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 0.7990 kg/s h-out-s = 158.5 kJ/kg Shaft Power = -0.5426 kW Q-dot = 0 kW PR = 92.02 eta-s = 95.00% flow fraction = 0.7990[0-1] spec shaft-work = -0.6790 kJ/kg spec work-s = -0.6451 kJ/kg	Modeled as: ADIABATIC Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: Make Assumption q = 0 kJ/kg Tout-s = 159.4°C delta-P = 95.00 bar delta h = 10.52 kJ/kg delta hs = 9.99 kJ/kg delta-s = 0.0012 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s h-out-s = 678.8 kJ/kg Shaft Power = -10.52 kW Q-dot = 0 kW PR = 16.83 eta-s = 95.00% flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = -10.52 kJ/kg spec work-s = -9.99 kJ/kg	Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC q = -1,904 kJ/kg delta-P = 0 bar delta h = -1,904 kJ/kg delta-s = -6.12 kJ/kgK m-dot = 0.7990 kg/s Q-dot = -1,521 kW
		Intercambiador abierto Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0.1624 kW/K
		Separador Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: not NON-SATURATED Modeled as: AT-SATURATION splitting fraction = 20.10%

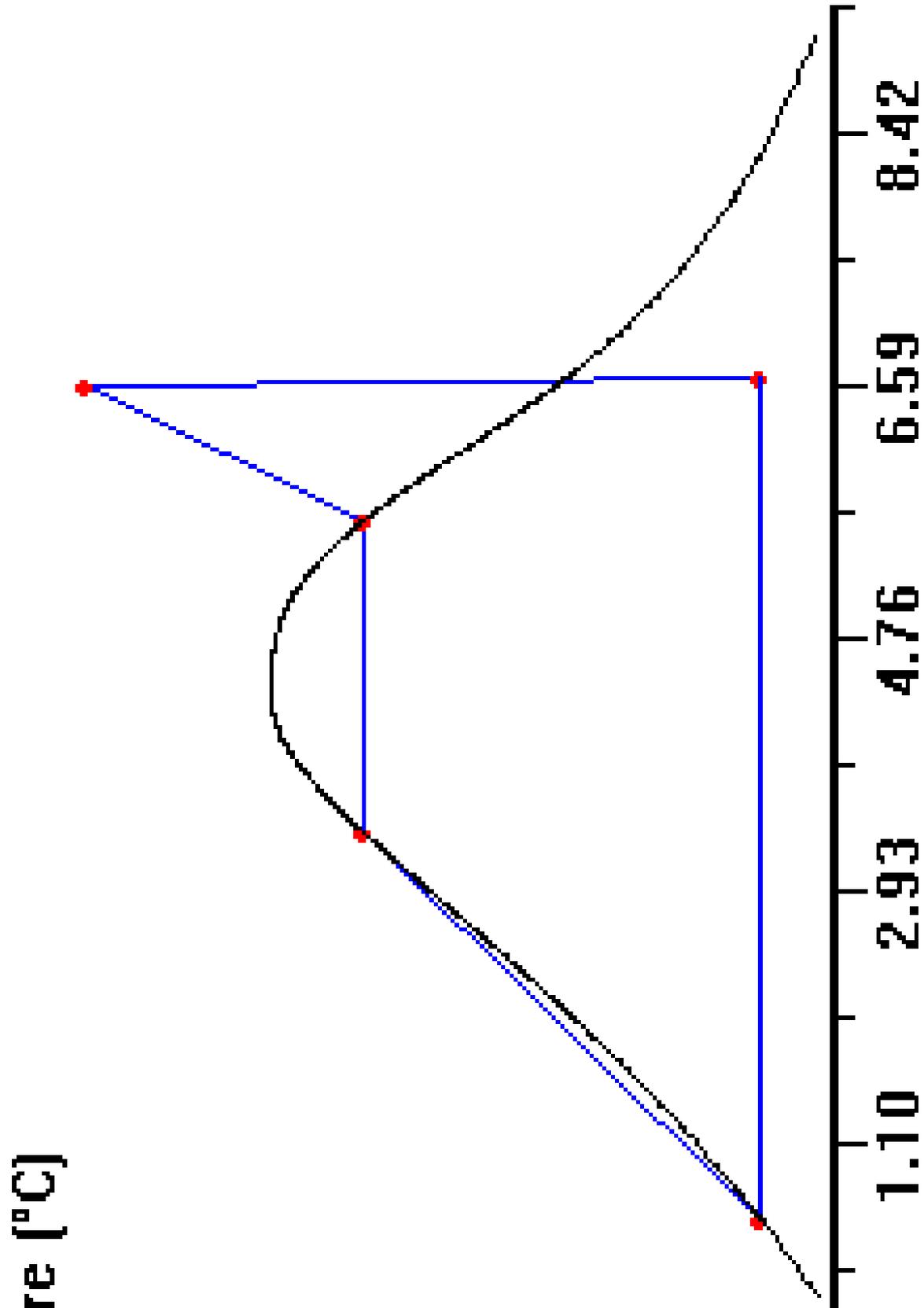
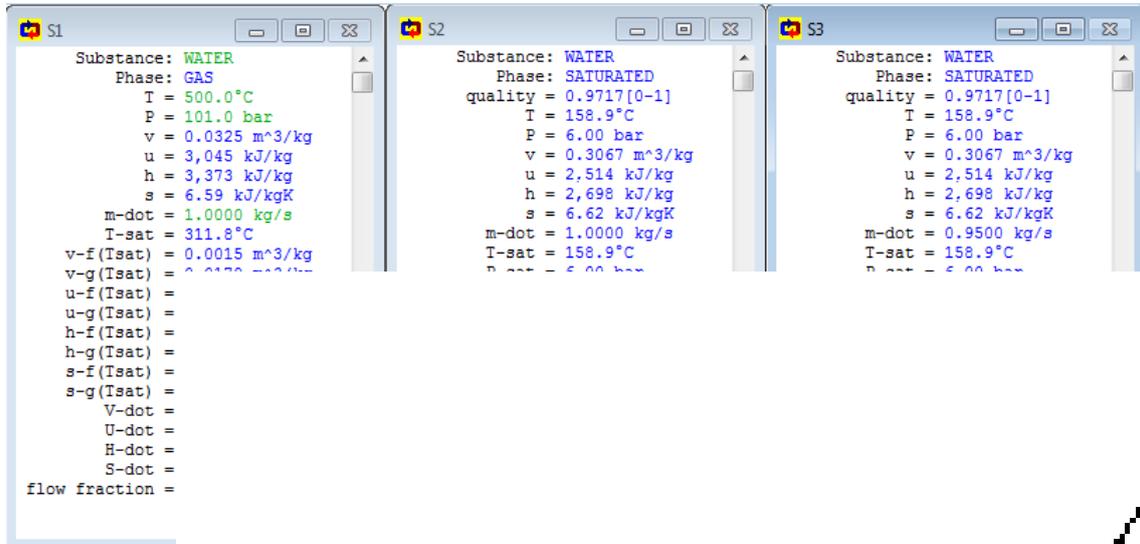
**CYCLE**

```

Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 59.80%
eta-thermal = 43.53%
Tmax = 500.0°C
Tmin = 37.69°C
Pmax = 101.0 bar
Pmin = 0.0652 bar
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -11.06 kW
Power out = 1,184 kW
net-power = 1,172 kW
back-work-ratio = 0.9344%
work-ratio = 99.07%
Q-dot in = 2,693 kW
Q-dot out = -1,521 kW
net Q-dot = 1,172 kW
    
```



CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR ÓPTIMO.

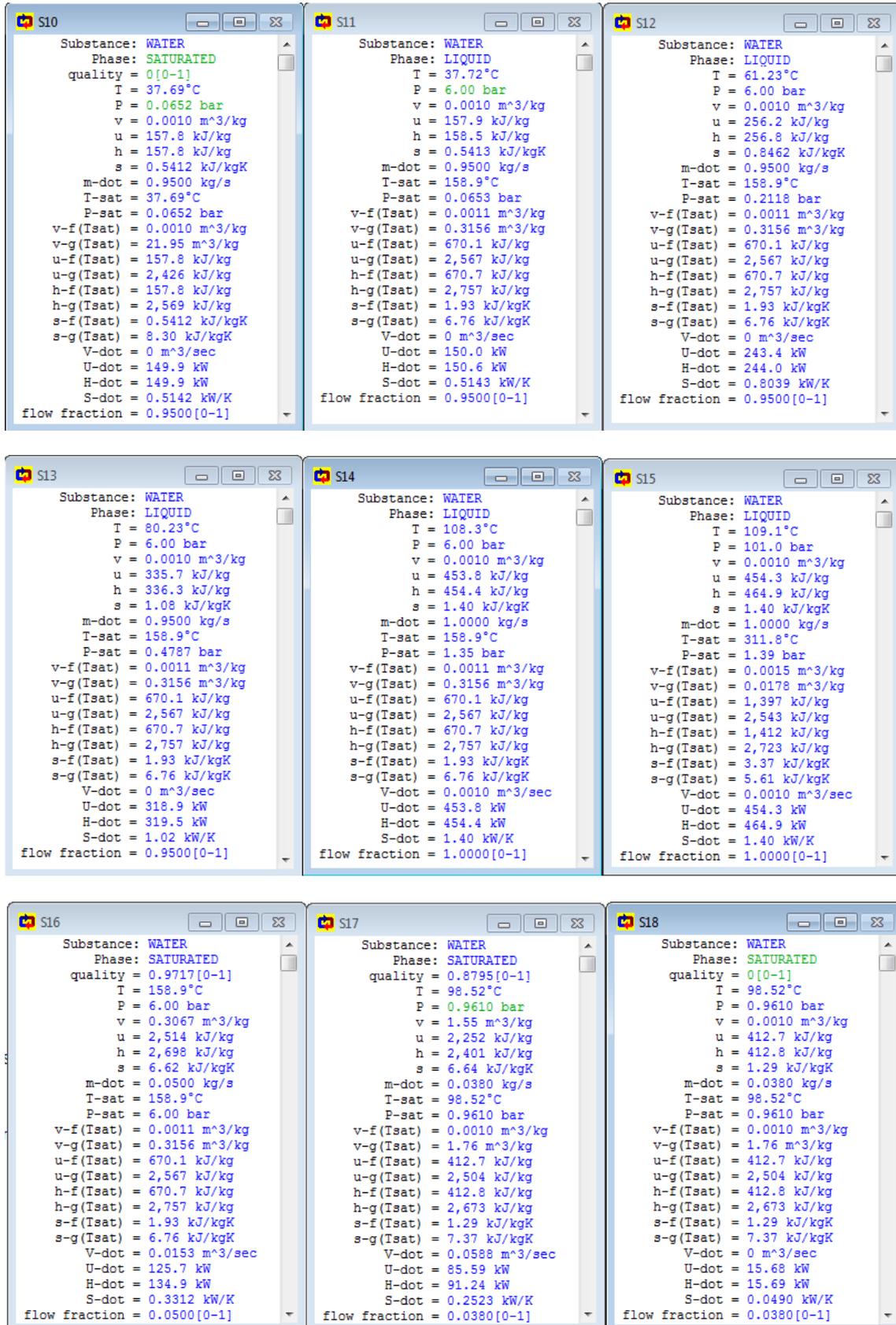


CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

S4	S5	S6
Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8795[0-1] T = 98.52°C P = 0.9610 bar v = 1.55 m <sup>3</sup> /kg u = 2,252 kJ/kg h = 2,401 kJ/kg s = 6.64 kJ/kgK m-dot = 0.9500 kg/s T-sat = 98.52°C P-sat = 0.9610 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 1.76 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 412.7 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,504 kJ/kg h-f(Tsat) = 412.8 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,673 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.29 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.37 kJ/kgK V-dot = 1.47 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 2,140 kW H-dot = 2,281 kW S-dot = 6.31 kW/K flow fraction = 0.9500[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8795[0-1] T = 98.52°C P = 0.9610 bar v = 1.55 m <sup>3</sup> /kg u = 2,252 kJ/kg h = 2,401 kJ/kg s = 6.64 kJ/kgK m-dot = 0.9120 kg/s T-sat = 98.52°C P-sat = 0.9610 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 1.76 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 412.7 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,504 kJ/kg h-f(Tsat) = 412.8 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,673 kJ/kg s-f(Tsat) = 1.29 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.37 kJ/kgK V-dot = 1.41 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 2,054 kW H-dot = 2,190 kW S-dot = 6.06 kW/K flow fraction = 0.9120[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8414[0-1] T = 72.67°C P = 0.3496 bar v = 3.81 m <sup>3</sup> /kg u = 2,128 kJ/kg h = 2,262 kJ/kg s = 6.65 kJ/kgK m-dot = 0.9120 kg/s T-sat = 72.67°C P-sat = 0.3496 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 4.53 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,472 kJ/kg h-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,631 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.9875 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.71 kJ/kgK V-dot = 3.48 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 1,941 kW H-dot = 2,063 kW S-dot = 6.06 kW/K flow fraction = 0.9120[0-1]

S7	S8	S9
Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8414[0-1] T = 72.67°C P = 0.3496 bar v = 3.81 m <sup>3</sup> /kg u = 2,128 kJ/kg h = 2,262 kJ/kg s = 6.65 kJ/kgK m-dot = 0.8664 kg/s T-sat = 72.67°C P-sat = 0.3496 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 4.53 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,472 kJ/kg h-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,631 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.9875 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.71 kJ/kgK V-dot = 3.30 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 1,844 kW H-dot = 1,960 kW S-dot = 5.76 kW/K flow fraction = 0.8664[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.7889[0-1] T = 37.69°C P = 0.0652 bar v = 17.32 m <sup>3</sup> /kg u = 1,947 kJ/kg h = 2,060 kJ/kg s = 6.66 kJ/kgK m-dot = 0.8664 kg/s T-sat = 37.69°C P-sat = 0.0652 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 21.95 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,426 kJ/kg h-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,569 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5412 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.30 kJ/kgK V-dot = 15.01 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 1,687 kW H-dot = 1,785 kW S-dot = 5.77 kW/K flow fraction = 0.8664[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.7248[0-1] T = 37.69°C P = 0.0652 bar v = 15.91 m <sup>3</sup> /kg u = 1,802 kJ/kg h = 1,906 kJ/kg s = 6.16 kJ/kgK m-dot = 0.9500 kg/s T-sat = 37.69°C P-sat = 0.0652 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 21.95 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,426 kJ/kg h-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,569 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5412 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.30 kJ/kgK V-dot = 15.12 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 1,712 kW H-dot = 1,810 kW S-dot = 5.86 kW/K flow fraction = 0.9500[0-1]

CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.



CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

S19	S20	S22
Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.0467[0-1] T = 72.67°C P = 0.3496 bar v = 0.2126 m <sup>3</sup> /kg u = 405.4 kJ/kg h = 412.8 kJ/kg s = 1.30 kJ/kgK m-dot = 0.0380 kg/s T-sat = 72.67°C P-sat = 0.3496 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 4.53 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,472 kJ/kg h-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,631 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.9875 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.71 kJ/kgK V-dot = 0.0081 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 15.40 kW H-dot = 15.69 kW S-dot = 0.0495 kW/K flow fraction = 0.0380[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8414[0-1] T = 72.67°C P = 0.3496 bar v = 3.81 m <sup>3</sup> /kg u = 2,128 kJ/kg h = 2,262 kJ/kg s = 6.65 kJ/kgK m-dot = 0.0456 kg/s T-sat = 72.67°C P-sat = 0.3496 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 4.53 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,472 kJ/kg h-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,631 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.9875 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.71 kJ/kgK V-dot = 0.1739 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 97.05 kW H-dot = 103.1 kW S-dot = 0.3031 kW/K flow fraction = 0.0456[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.4802[0-1] T = 72.67°C P = 0.3496 bar v = 2.18 m <sup>3</sup> /kg u = 1,345 kJ/kg h = 1,421 kJ/kg s = 4.22 kJ/kgK m-dot = 0.0836 kg/s T-sat = 72.67°C P-sat = 0.3496 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 4.53 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,472 kJ/kg h-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,631 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.9875 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.71 kJ/kgK V-dot = 0.1820 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 112.5 kW H-dot = 118.8 kW S-dot = 0.3526 kW/K flow fraction = 0.0836[0-1]

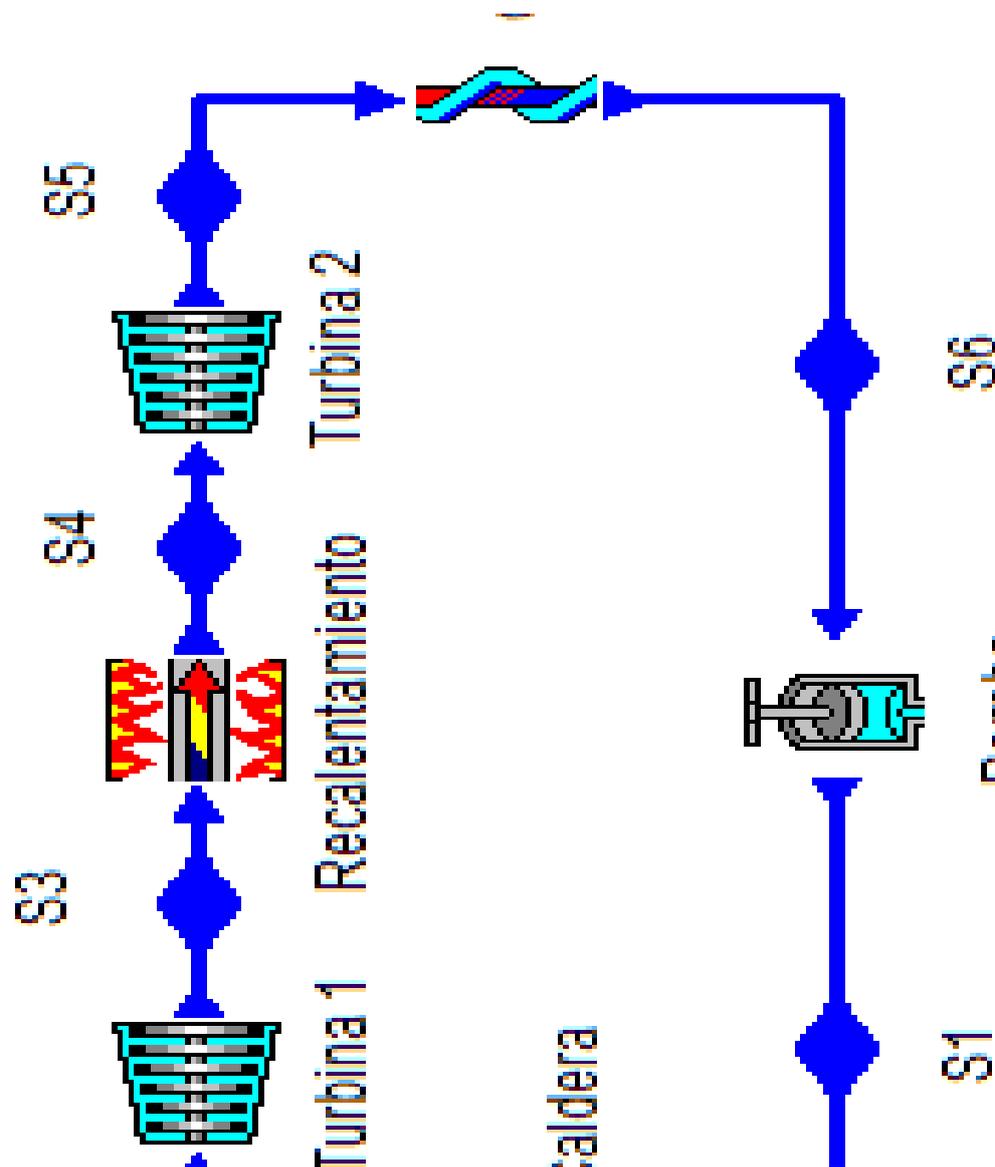
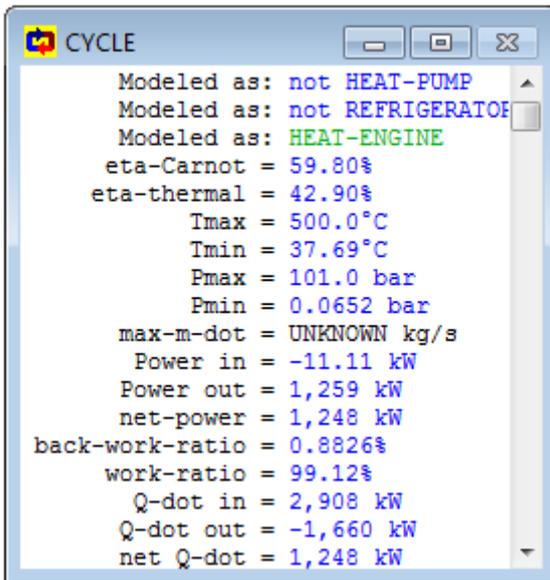
S23	S24
Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] T = 72.67°C P = 0.3496 bar v = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg u = 304.2 kJ/kg h = 304.2 kJ/kg s = 0.9875 kJ/kgK m-dot = 0.0836 kg/s T-sat = 72.67°C P-sat = 0.3496 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 4.53 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,472 kJ/kg h-f(Tsat) = 304.2 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,631 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.9875 kJ/kgK s-g(Tsat) = 7.71 kJ/kgK V-dot = 0 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 25.43 kW H-dot = 25.43 kW S-dot = 0.0826 kW/K flow fraction = 0.0836[0-1]	Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.0607[0-1] T = 37.69°C P = 0.0652 bar v = 1.33 m <sup>3</sup> /kg u = 295.5 kJ/kg h = 304.2 kJ/kg s = 1.01 kJ/kgK m-dot = 0.0836 kg/s T-sat = 37.69°C P-sat = 0.0652 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m <sup>3</sup> /kg v-g(Tsat) = 21.95 m <sup>3</sup> /kg u-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,426 kJ/kg h-f(Tsat) = 157.8 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,569 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5412 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.30 kJ/kgK V-dot = 0.1115 m <sup>3</sup> /sec U-dot = 24.70 kW H-dot = 25.43 kW S-dot = 0.0846 kW/K flow fraction = 0.0836[0-1]

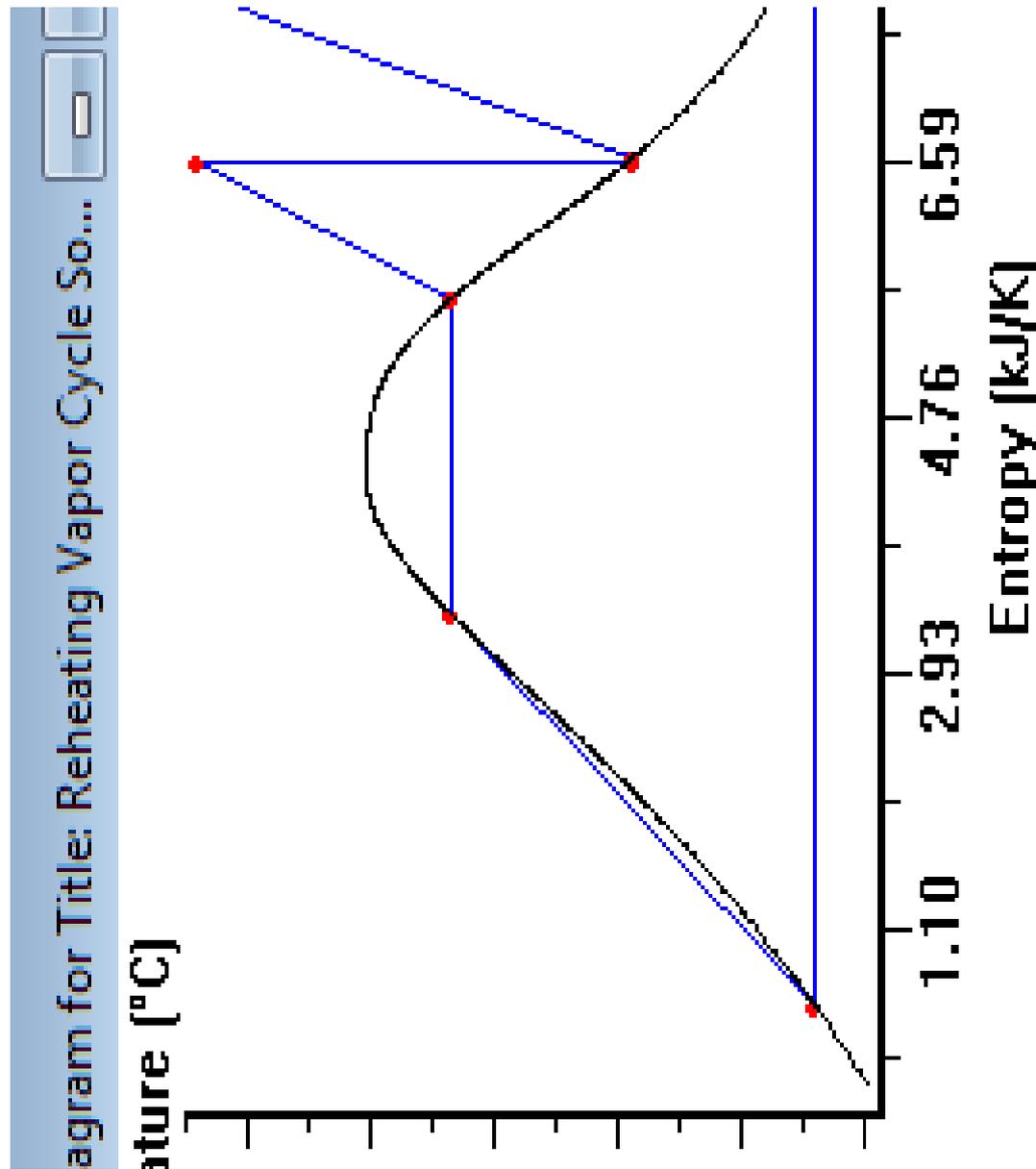
# CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR ÓPTIMO.

Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3	Turbina 4
Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: Make Assumption $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{out-s} = 158.9^\circ\text{C}$ $\Delta P = -95.00 \text{ bar}$ $\Delta h = -675.1 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h_s = -688.9 \text{ kJ/kg}$ $\Delta s = 0.0319 \text{ kJ/kgK}$ $\dot{m} = 1.0000 \text{ kg/s}$ $h_{out-s} = 2,684 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = 675.1 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ PR = 16.83 $\eta = 98.00\%$ flow fraction = 1.0000[0-1] quality-out-s = 0.9651[0-1] spec shaft-work = 675.1 kJ/kg spec work-s = 688.9 kJ/kg	Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: Make Assumption $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{out-s} = 98.52^\circ\text{C}$ $\Delta P = -5.04 \text{ bar}$ $\Delta h = -296.6 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h_s = -302.6 \text{ kJ/kg}$ $\Delta s = 0.0163 \text{ kJ/kgK}$ $\dot{m} = 0.9500 \text{ kg/s}$ $h_{out-s} = 2,395 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = 281.7 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ PR = 6.24 $\eta = 98.00\%$ flow fraction = 0.9500[0-1] quality-out-s = 0.8769[0-1] spec shaft-work = 296.6 kJ/kg spec work-s = 302.6 kJ/kg	Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: Make Assumption $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{out-s} = 72.67^\circ\text{C}$ $\Delta P = -0.6114 \text{ bar}$ $\Delta h = -139.4 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h_s = -142.2 \text{ kJ/kg}$ $\Delta s = 0.0082 \text{ kJ/kgK}$ $\dot{m} = 0.9120 \text{ kg/s}$ $h_{out-s} = 2,259 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = 127.1 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ PR = 2.75 $\eta = 98.00\%$ flow fraction = 0.9120[0-1] quality-out-s = 0.8402[0-1] spec shaft-work = 139.4 kJ/kg spec work-s = 142.2 kJ/kg	Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: ADIABATIC Modeled as: Make Assumption $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{out-s} = 37.69^\circ\text{C}$ $\Delta P = -0.2844 \text{ bar}$ $\Delta h = -201.6 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h_s = -205.7 \text{ kJ/kg}$ $\Delta s = 0.0132 \text{ kJ/kgK}$ $\dot{m} = 0.8664 \text{ kg/s}$ $h_{out-s} = 2,056 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = 174.7 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ PR = 5.36 $\eta = 98.00\%$ flow fraction = 0.8664[0-1] quality-out-s = 0.7872[0-1] spec shaft-work = 201.6 kJ/kg spec work-s = 205.7 kJ/kg

Caldera	Bomba alta presión	Bomba baja presión
Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC Modeled as: Make Assumption $q = 2,908 \text{ kJ/kg}$ $\Delta P = 0 \text{ bar}$ $\Delta h = 2,908 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h_s = 5.19 \text{ kJ/kgK}$ $\dot{m} = 1.0000 \text{ kg/s}$ $\dot{Q} = 2,908 \text{ kW}$ flow fraction = 1.0000[0-1]	Modeled as: ADIABATIC Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: Make Assumption $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{out-s} = 109.0^\circ\text{C}$ $\Delta P = 95.00 \text{ bar}$ $\Delta h = 10.46 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h_s = 9.94 \text{ kJ/kg}$ $\Delta s = 0.0014 \text{ kJ/kgK}$ $\dot{m} = 1.0000 \text{ kg/s}$ $h_{out-s} = 464.3 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = -10.46 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ PR = 16.83 $\eta = 95.00\%$ flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = -10.46 kJ/kg spec work-s = -9.94 kJ/kg	Modeled as: ADIABATIC Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: Make Assumption $q = 0 \text{ kJ/kg}$ $T_{out-s} = 37.71^\circ\text{C}$ $\Delta P = 5.93 \text{ bar}$ $\Delta h = 0.6790 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h_s = 0.6451 \text{ kJ/kg}$ $\Delta s = 0 \text{ kJ/kgK}$ $\dot{m} = 0.9500 \text{ kg/s}$ $h_{out-s} = 158.5 \text{ kJ/kg}$ Shaft Power = -0.6451 kW $\dot{Q} = 0 \text{ kW}$ PR = 92.02 $\eta = 95.00\%$ flow fraction = 0.9500[0-1] spec shaft-work = -0.6790 kJ/kg spec work-s = -0.6451 kJ/kg

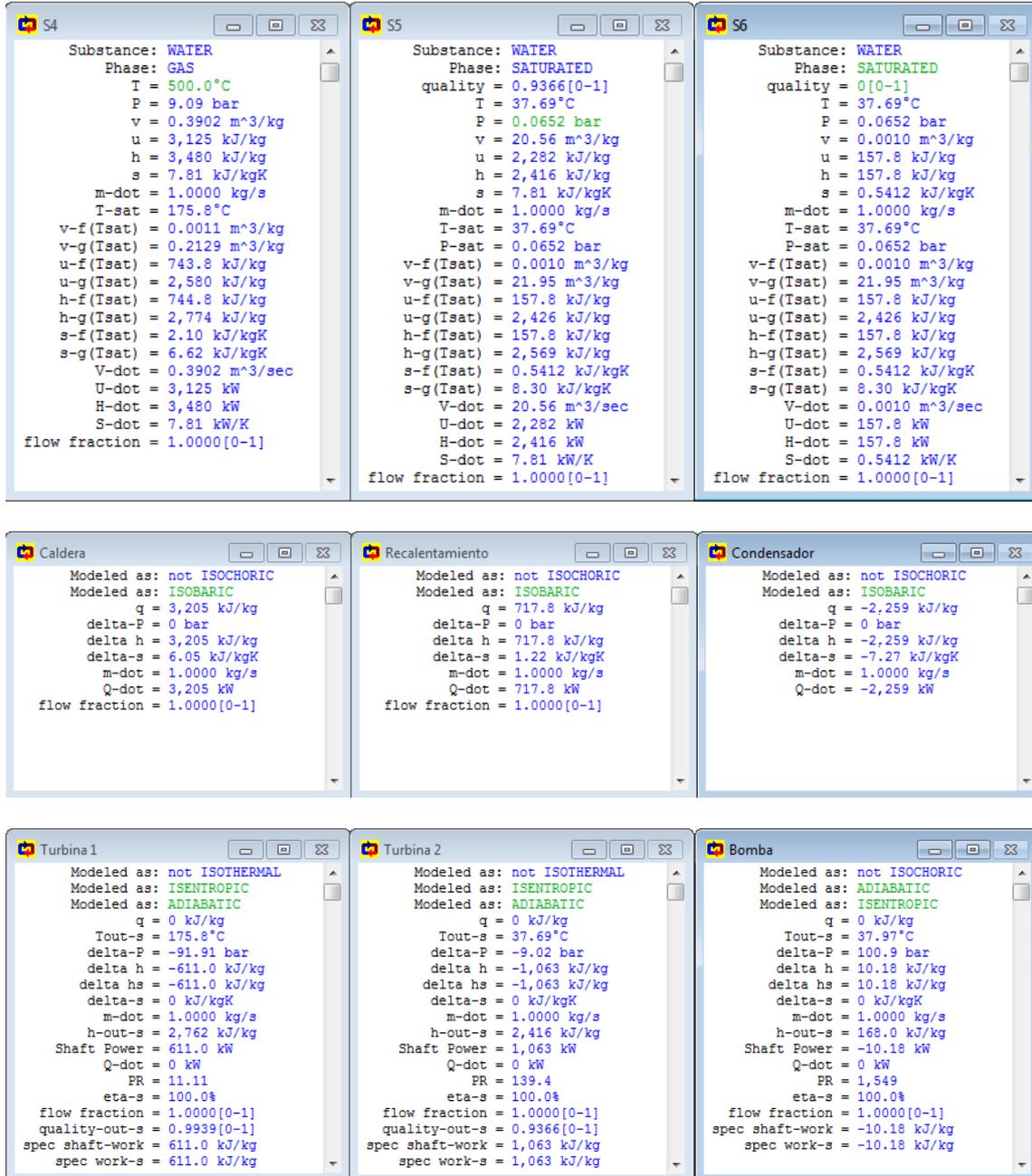
Intercambiador cerrado 1	Intercambiador cerrado 2	Intercambiador abierto
Modeled as: not ISOCHORIC-COLD- Modeled as: not ISOCHORIC-HOT-S Modeled as: ISOBARIC-COLD-SIDE Modeled as: ISOBARIC-HOT-SIDE Modeled as: Make Assumption $\Delta h \text{ cold-leg} = 79.53 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h \text{ hot-leg} = 1,988 \text{ kJ/kg}$ $\dot{Q} = 75.55 \text{ kW}$	Modeled as: not ISOCHORIC-COLD- Modeled as: not ISOCHORIC-HOT-S Modeled as: ISOBARIC-COLD-SIDE Modeled as: ISOBARIC-HOT-SIDE Modeled as: Make Assumption $\Delta h \text{ cold-leg} = 98.30 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h \text{ hot-leg} = 1,117 \text{ kJ/kg}$ $\dot{Q} = 93.39 \text{ kW}$	$\Delta S_{dot} = 0.0441 \text{ kW/K}$
Condensador Modeled as: not ISOCHORIC Modeled as: ISOBARIC $q = -1,748 \text{ kJ/kg}$ $\Delta P = 0 \text{ bar}$ $\Delta h = -1,748 \text{ kJ/kg}$ $\Delta h_s = -5.62 \text{ kJ/kgK}$ $\dot{m} = 0.9500 \text{ kg/s}$ $\dot{Q} = -1,660 \text{ kW}$	Valvula 1 $\Delta P = -0.6114 \text{ bar}$ $\Delta s = 0.0114 \text{ kJ/kgK}$	Mezclador 2 Modeled as: ISOBARIC $\Delta S_{dot} = 0 \text{ kW/K}$
	Valvula 2 $\Delta P = -0.2844 \text{ bar}$ $\Delta s = 0.0247 \text{ kJ/kgK}$	Separador 1 Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: not NON-SATURATED Modeled as: AT-SATURATION splitting fraction = 5.00%
		Separador 2 Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: not NON-SATURATED Modeled as: AT-SATURATION splitting fraction = 4.00%
		Separador 3 Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: not NON-SATURATED Modeled as: AT-SATURATION splitting fraction = 5.00%

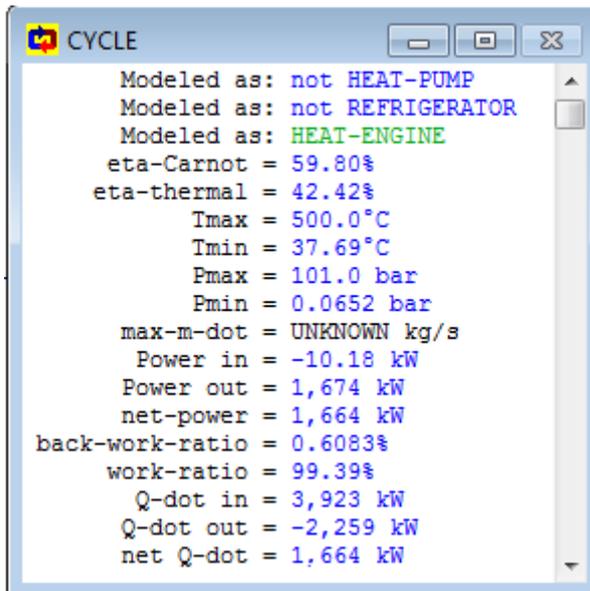


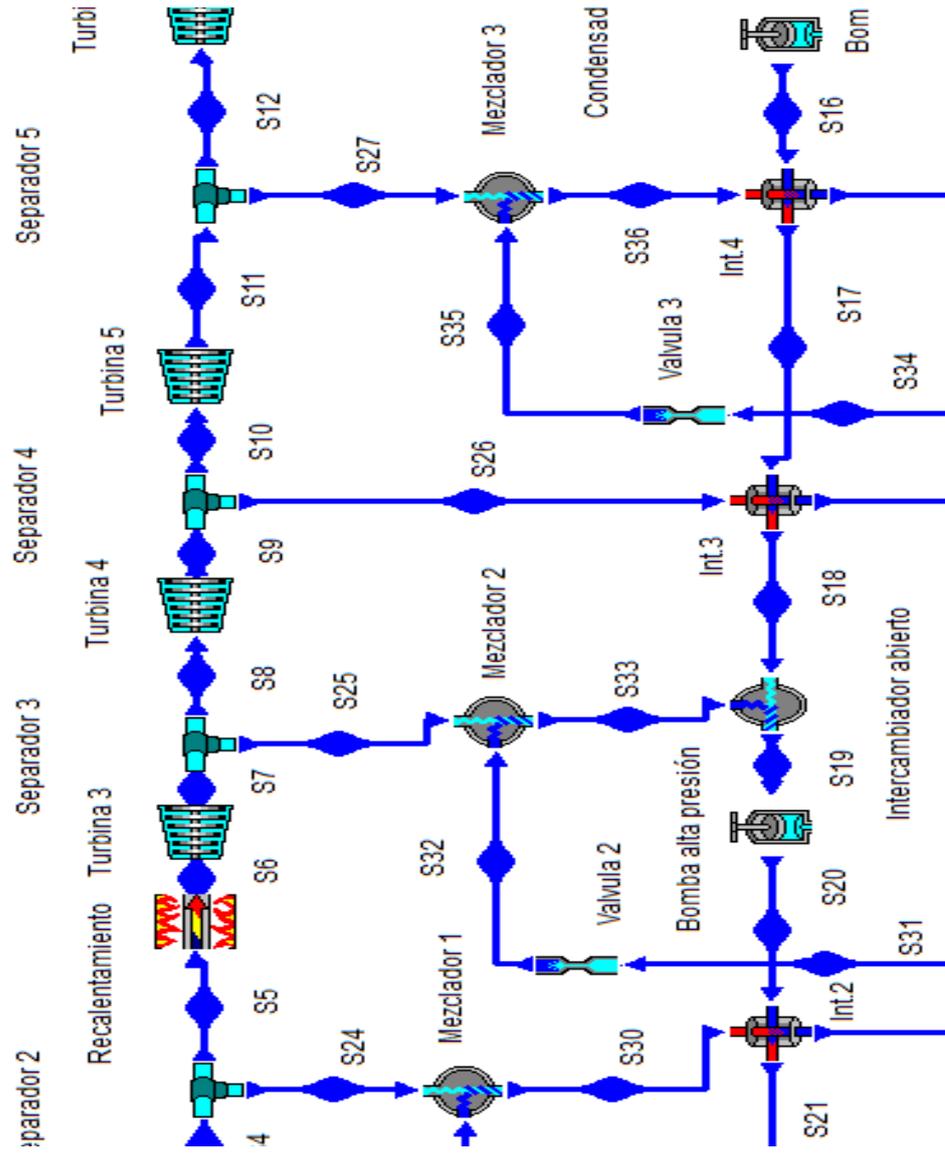


State	Substance	Phase	T [°C]	P [bar]	v [m³/kg]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	m-dot [kg/s]	T-sat [°C]	P-sat [bar]	v-f(Tsat) [m³/kg]	v-g(Tsat) [m³/kg]	u-f(Tsat) [kJ/kg]	u-g(Tsat) [kJ/kg]	h-f(Tsat) [kJ/kg]	h-g(Tsat) [kJ/kg]	s-f(Tsat) [kJ/kgK]	s-g(Tsat) [kJ/kgK]	V-dot [m³/sec]	U-dot [kW]	H-dot [kW]	S-dot [kW/K]	flow fraction
S1	WATER	LIQUID	37.97	101.0	0.0010	157.9	168.0	0.5412	1.0000	311.8	0.0662	0.0015	0.0178	1,397	2,543	1,412	2,723	3.37	5.61	0.0010	157.9	168.0	0.5412	1.0000 [0-1]
S2	WATER	GAS	500.0	101.0	0.0325	3,045	3,373	6.59	1.0000	311.8	0.0662	0.0015	0.0178	1,397	2,543	1,412	2,723	3.37	5.61	0.0325	3,045	3,373	6.59	1.0000 [0-1]
S3	WATER	SATURATED	175.8	9.09	0.2116	2,569	2,762	6.59	1.0000	175.8	9.09	0.0011	0.2129	743.8	2,580	744.8	2,774	2.10	6.62	0.2116	2,569	2,762	6.59	1.0000 [0-1]

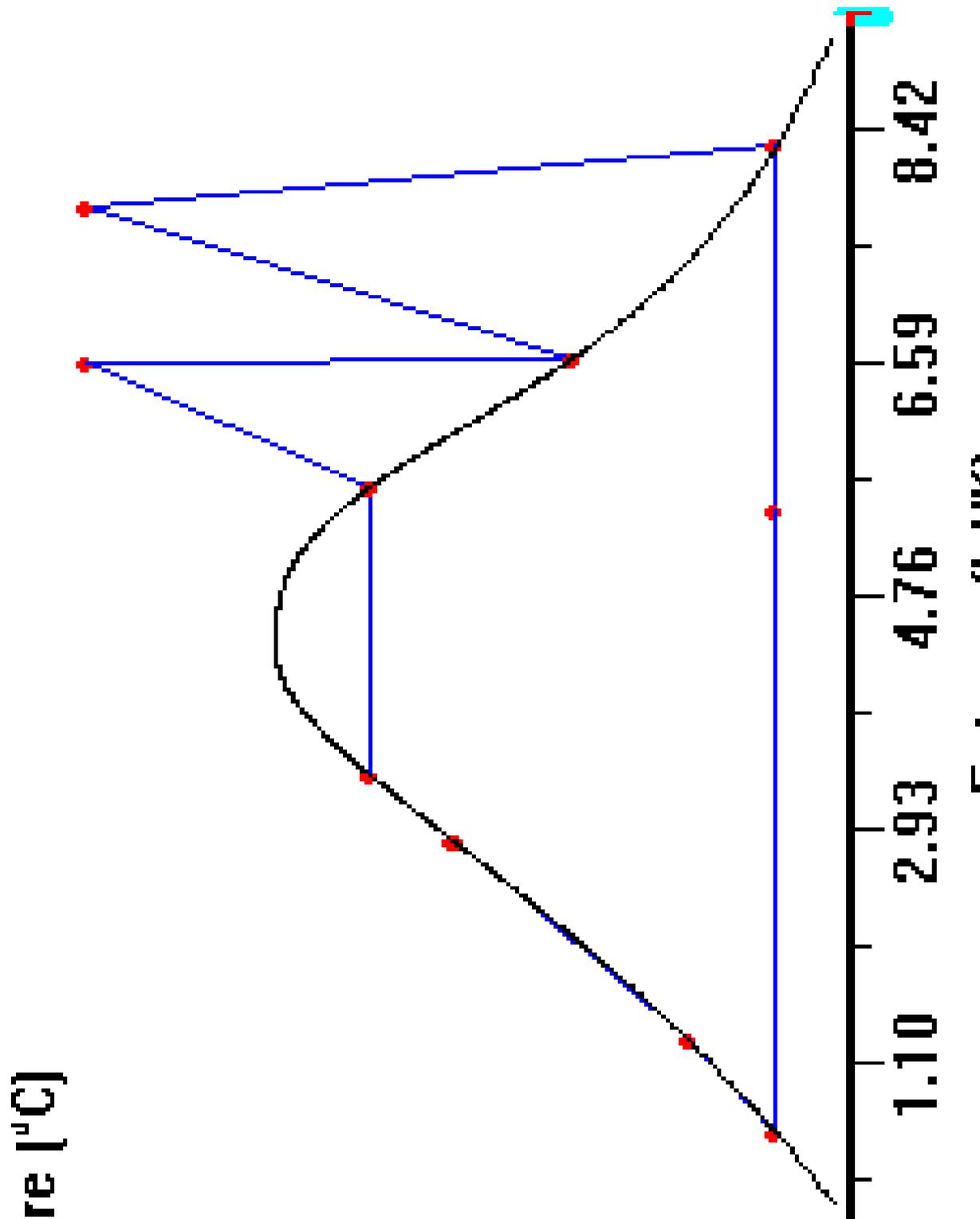
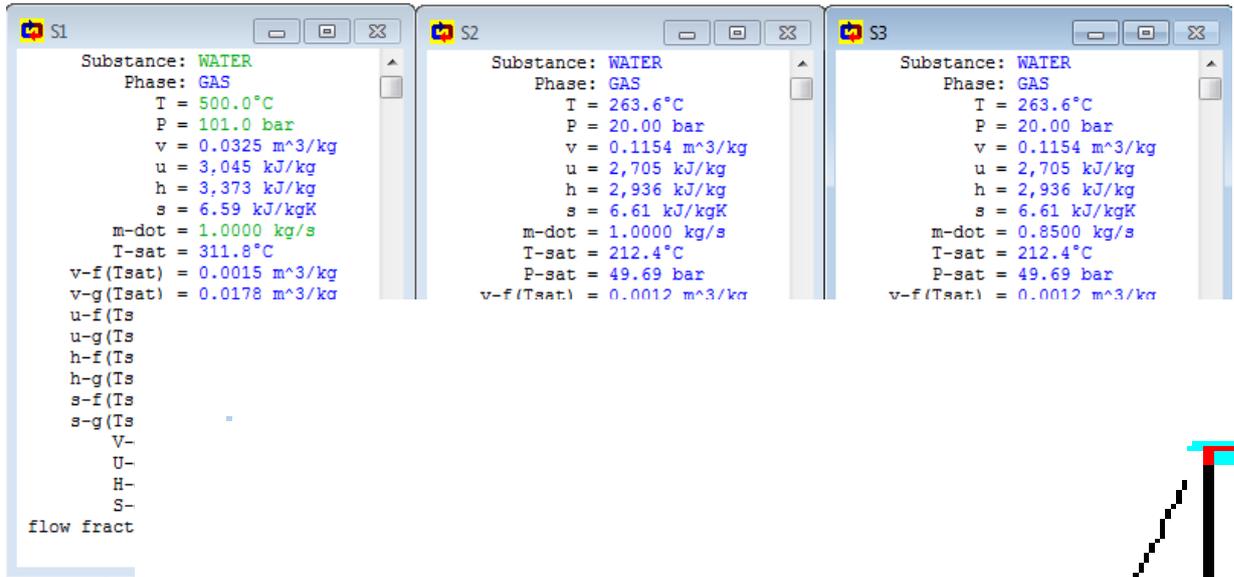
CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.



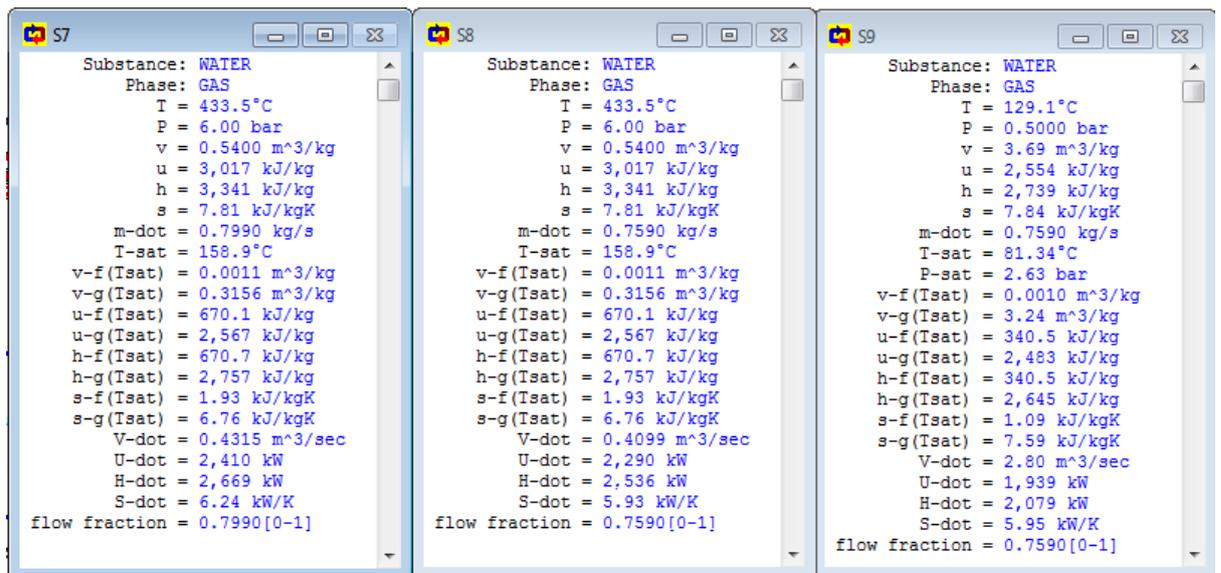
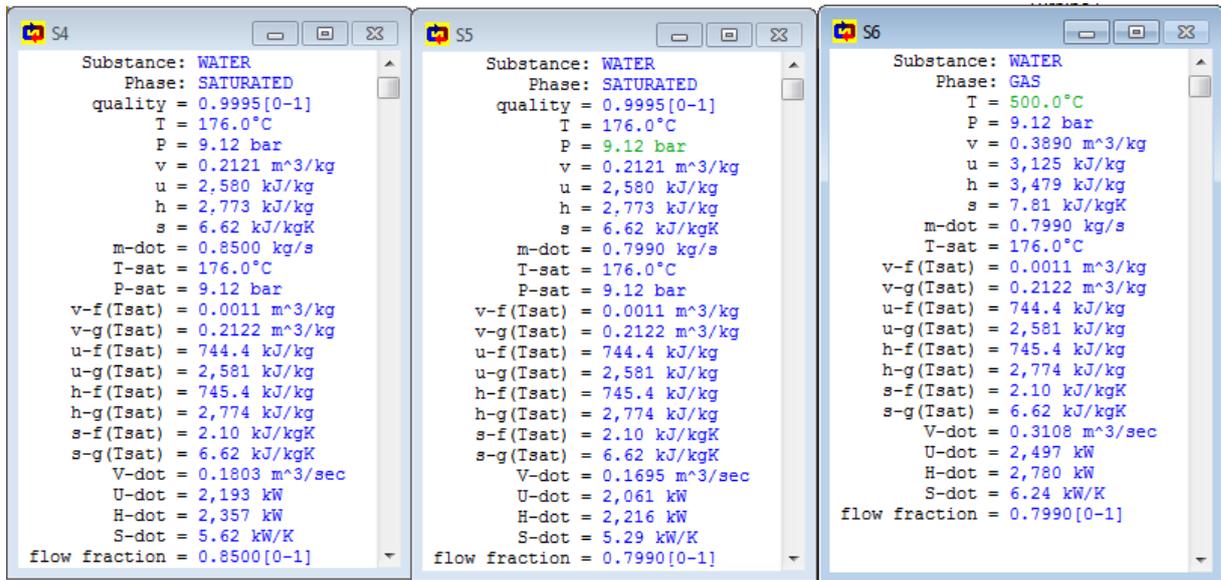




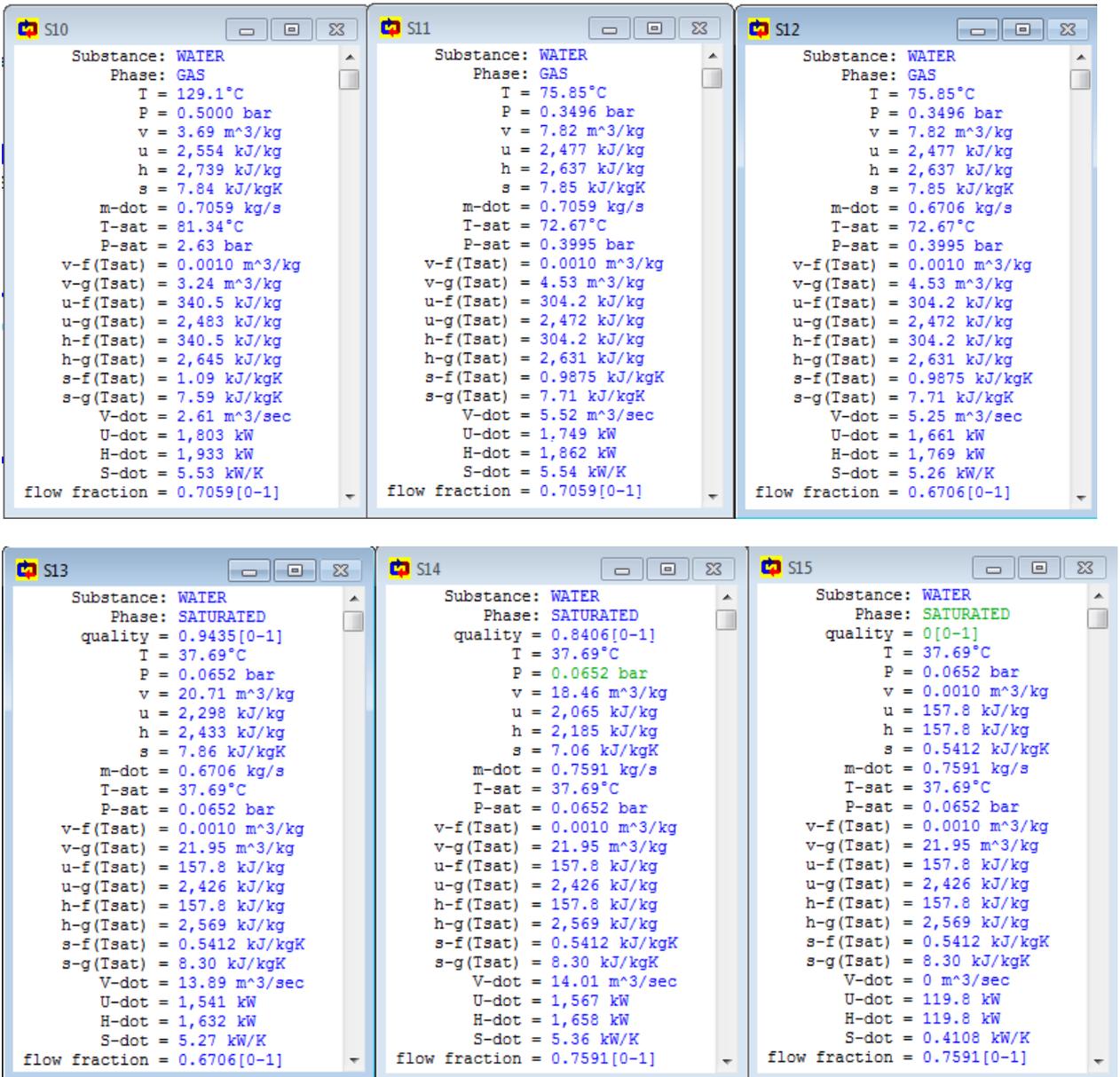
CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR ÓPTIMO.



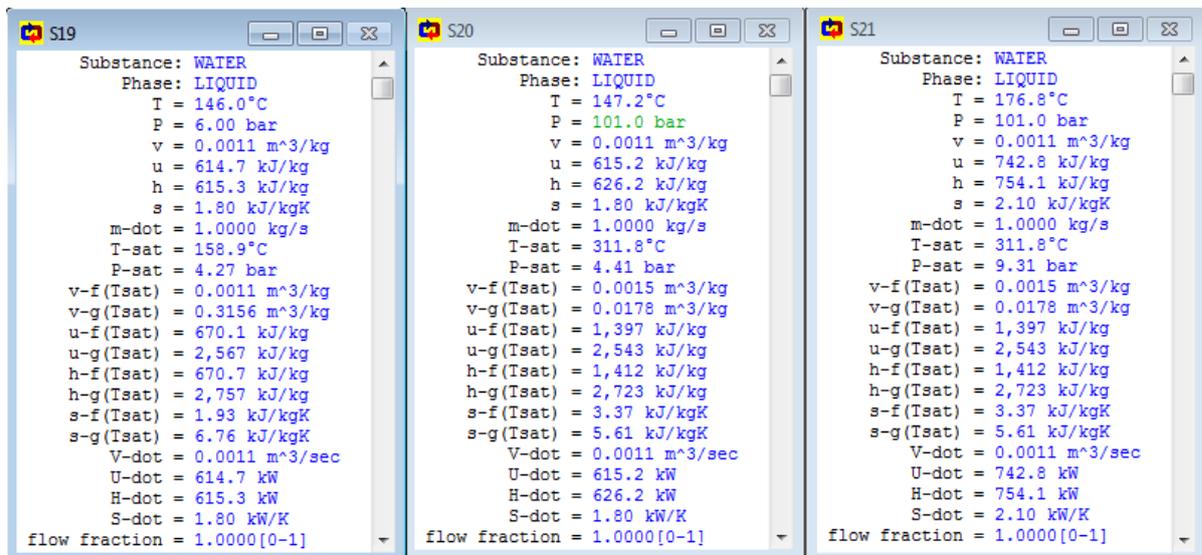
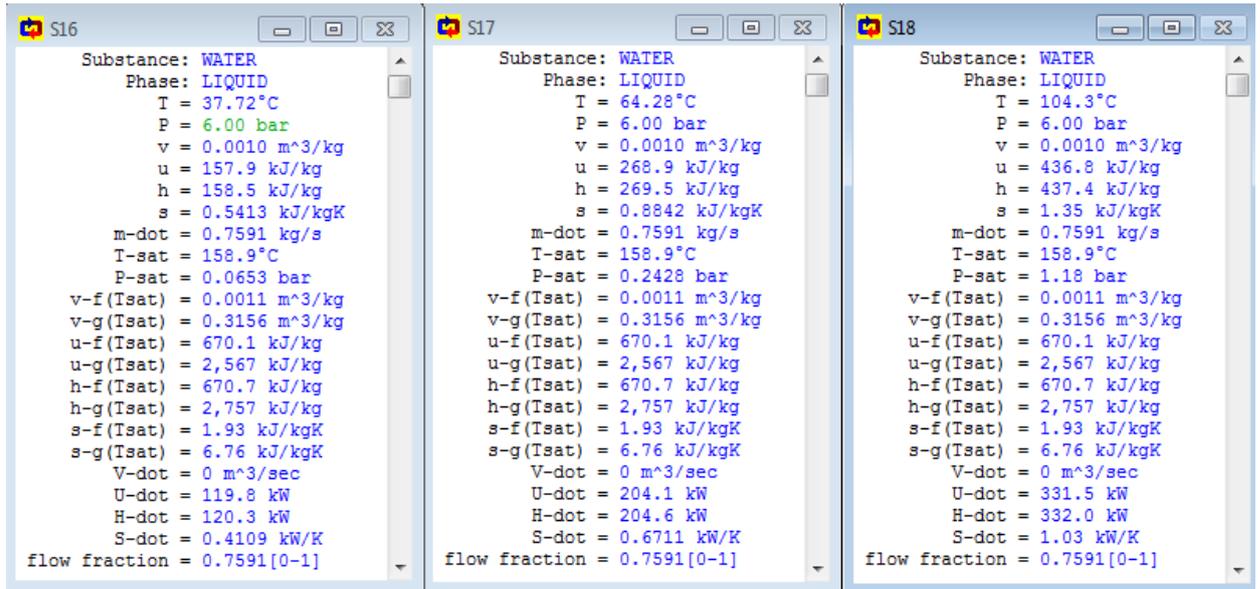
CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.



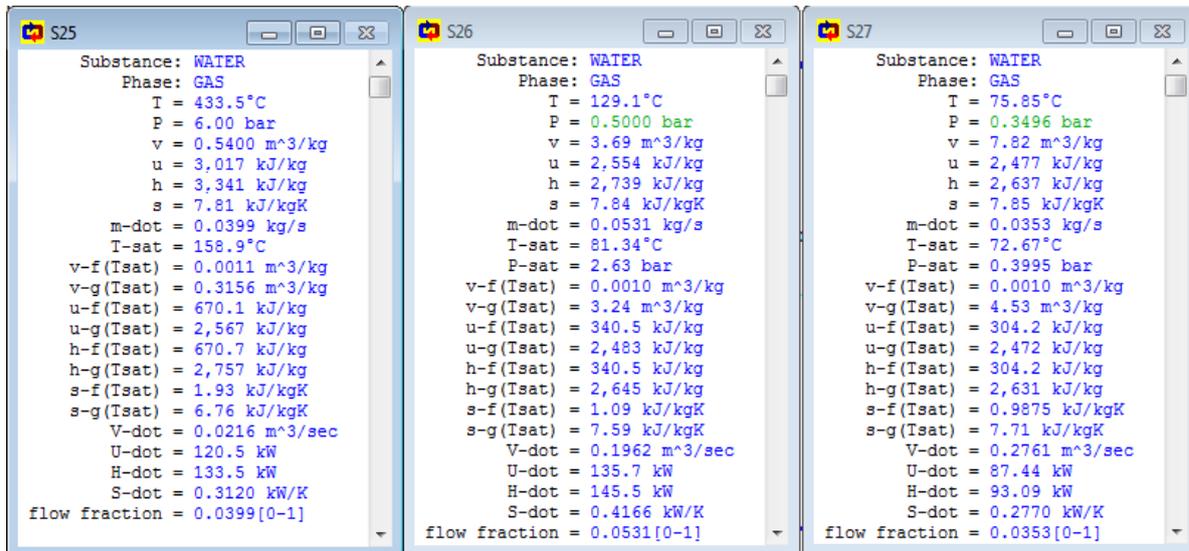
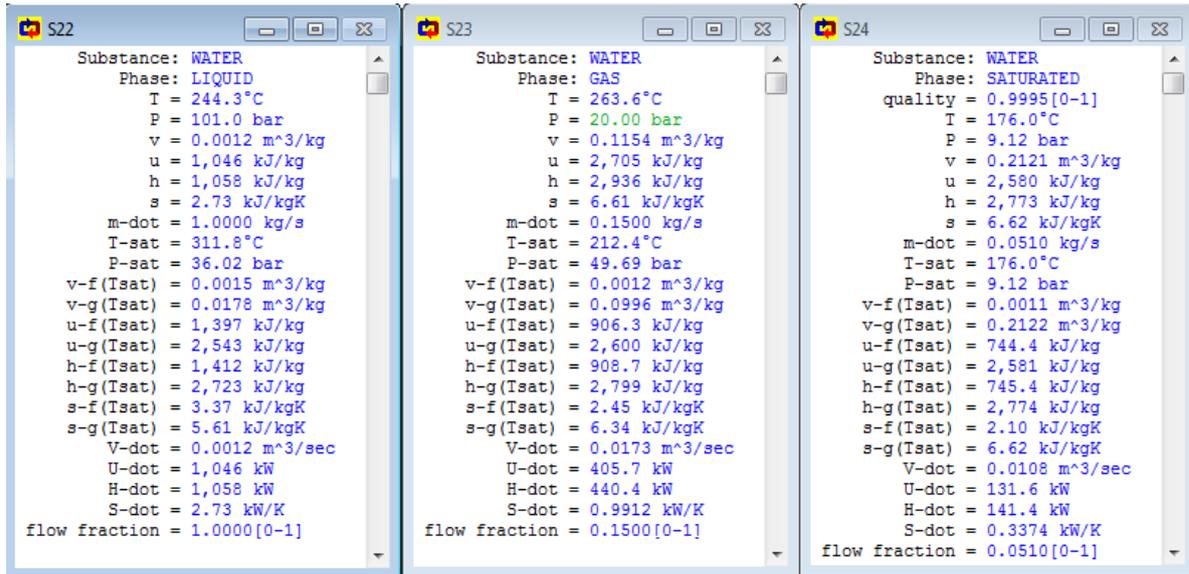
CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.



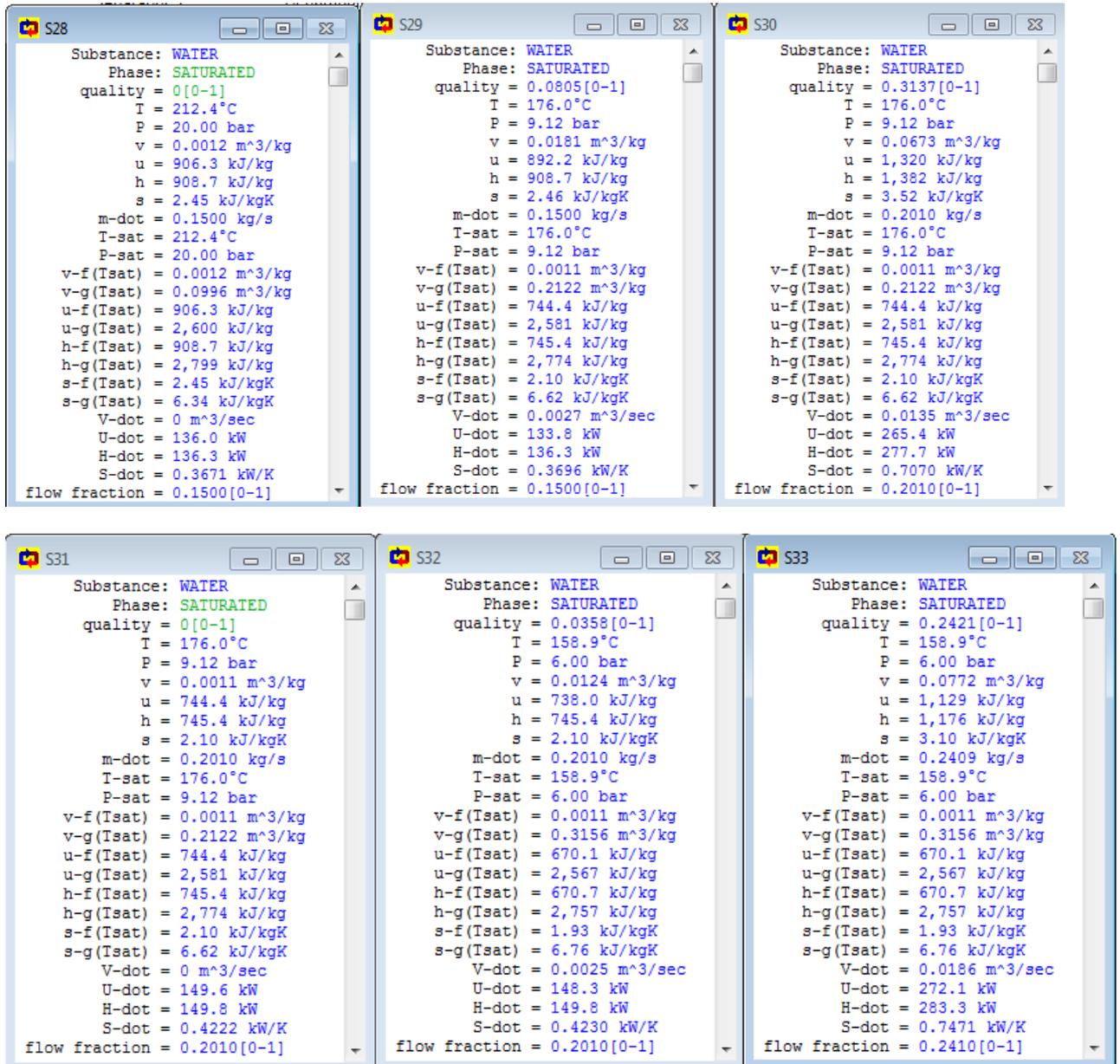
CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.



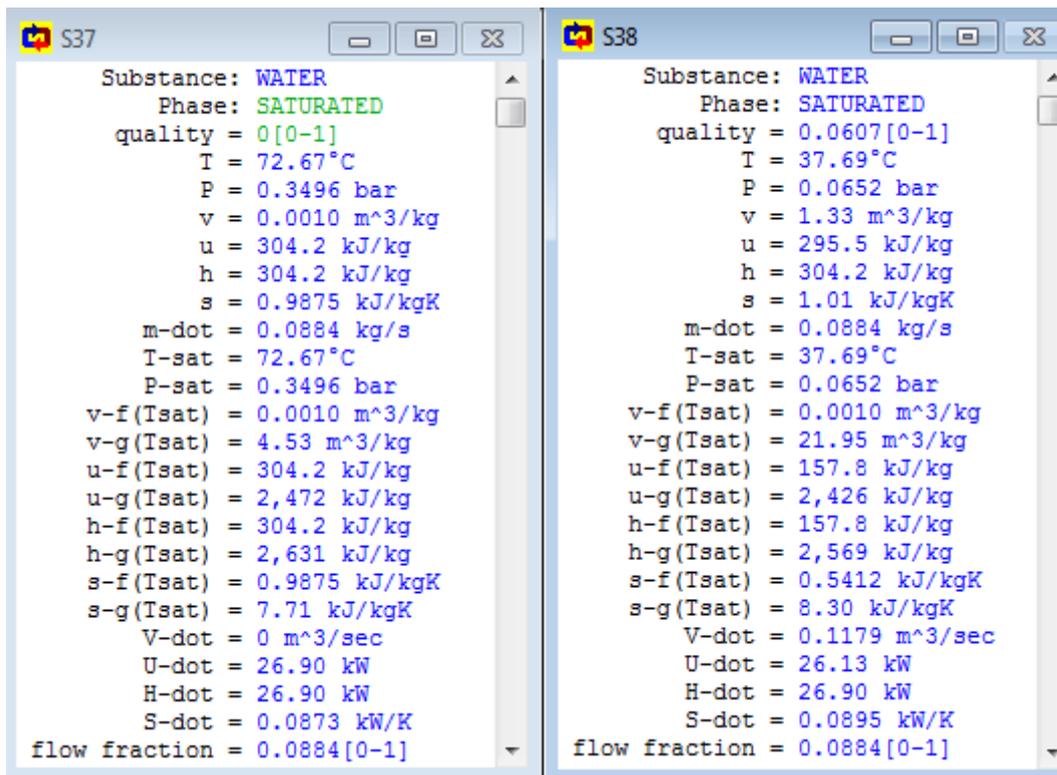
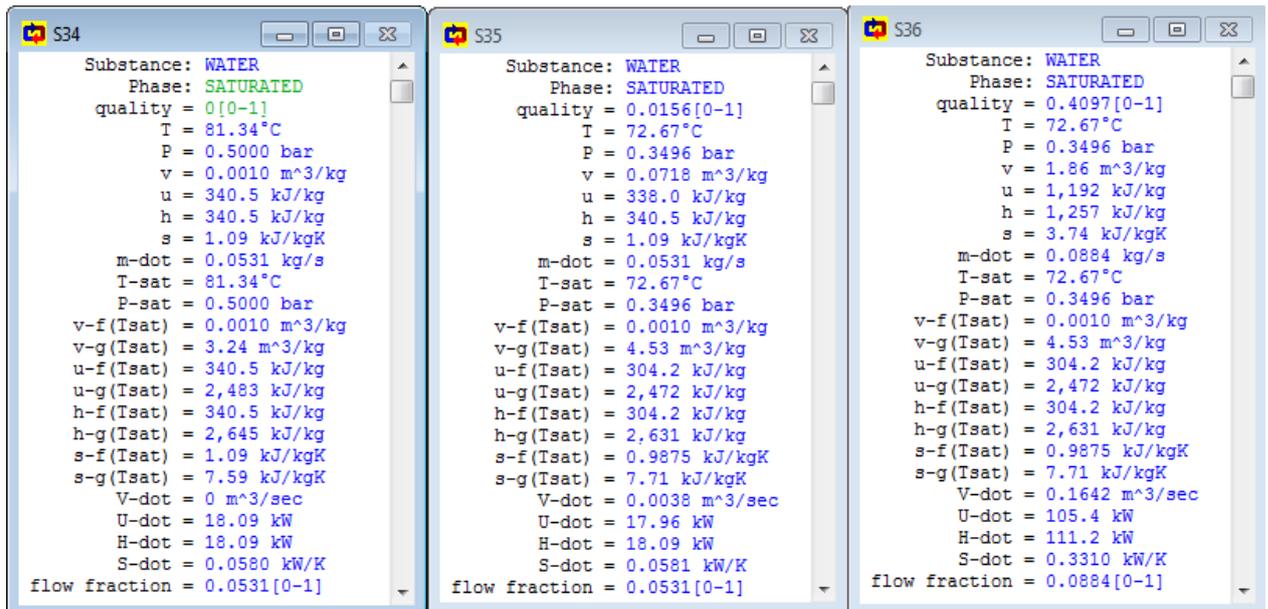
CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.



CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.



CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR ÓPTIMO.



CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR ÓPTIMO.

```
CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 59.80%
eta-thermal = 46.56%
Tmax = 500.0°C
Tmin = 37.69°C
Pmax = 101.0 bar
Pmin = 0.0652 bar
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -11.36 kW
Power out = 1,352 kW
net-power = 1,340 kW
back-work-ratio = 0.8402%
work-ratio = 99.16%
Q-dot in = 2,879 kW
Q-dot out = -1,539 kW
net Q-dot = 1,340 kW
```

```
Caldera
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = 2,315 kJ/kg
delta-P = 0 bar
delta h = 2,315 kJ/kg
delta-s = 3.87 kJ/kgK
m-dot = 1.0000 kg/s
Q-dot = 2,315 kW
flow fraction = 1.0000[0-1]
```

```
Recalentamiento
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = 706.3 kJ/kg
delta-P = 0 bar
delta h = 706.3 kJ/kg
delta-s = 1.19 kJ/kgK
m-dot = 0.7990 kg/s
Q-dot = 564.4 kW
flow fraction = 0.7990[0-1]
```

CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3
<p>Modeled as: not ISENTROPIC                      Modeled as: ADIABATIC                      Modeled as: Make Assumption                      q = 0 kJ/kg                      Tout-s = 260.0°C                      delta-P = -81.00 bar                      delta h = -437.0 kJ/kg                      delta hs = -446.0 kJ/kg                      delta-s = 0.0166 kJ/kgK                      m-dot = 1.0000 kg/s                      h-out-s = 2,927 kJ/kg                      Shaft Power = 437.0 kW                      Q-dot = 0 kW                      PR = 5.05                      eta-s = 98.00%                      flow fraction = 1.0000[0-1]                      spec shaft-work = 437.0 kJ/kg                      spec work-s = 446.0 kJ/kg</p>	<p>Modeled as: not ISENTROPIC                      Modeled as: ADIABATIC                      Modeled as: Make Assumption                      q = 0 kJ/kg                      Tout-s = 176.0°C                      delta-P = -10.88 bar                      delta h = -162.6 kJ/kg                      delta hs = -165.9 kJ/kg                      delta-s = 0.0074 kJ/kgK                      m-dot = 0.8500 kg/s                      h-out-s = 2,770 kJ/kg                      Shaft Power = 138.2 kW                      Q-dot = 0 kW                      PR = 2.19                      eta-s = 98.00%                      flow fraction = 0.8500[0-1]                      quality-out-s = 0.9979[0-1]                      spec shaft-work = 162.6 kJ/kg                      spec work-s = 165.9 kJ/kg</p>	<p>Modeled as: not ISENTROPIC                      Modeled as: ADIABATIC                      Modeled as: Make Assumption                      q = 0 kJ/kg                      Tout-s = 432.1°C                      delta-P = -3.12 bar                      delta h = -138.7 kJ/kg                      delta hs = -141.5 kJ/kg                      delta-s = 0.0040 kJ/kgK                      m-dot = 0.7990 kg/s                      h-out-s = 3,338 kJ/kg                      Shaft Power = 110.8 kW                      Q-dot = 0 kW                      PR = 1.52                      eta-s = 98.00%                      flow fraction = 0.7990[0-1]                      spec shaft-work = 138.7 kJ/kg                      spec work-s = 141.5 kJ/kg</p>

Turbina 4	Turbina 5	Turbina 6
<p>Modeled as: not ISENTROPIC                      Modeled as: ADIABATIC                      Modeled as: Make Assumption                      q = 0 kJ/kg                      Tout-s = 122.8°C                      delta-P = -5.50 bar                      delta h = -601.8 kJ/kg                      delta hs = -614.1 kJ/kg                      delta-s = 0.0308 kJ/kgK                      m-dot = 0.7590 kg/s                      h-out-s = 2,727 kJ/kg                      Shaft Power = 456.8 kW                      Q-dot = 0 kW                      PR = 12.00                      eta-s = 98.00%                      flow fraction = 0.7590[0-1]                      spec shaft-work = 601.8 kJ/kg                      spec work-s = 614.1 kJ/kg</p>	<p>Modeled as: not ISENTROPIC                      Modeled as: ADIABATIC                      Modeled as: Make Assumption                      q = 0 kJ/kg                      Tout-s = 74.76°C                      delta-P = -0.1504 bar                      delta h = -101.6 kJ/kg                      delta hs = -103.7 kJ/kg                      delta-s = 0.0063 kJ/kgK                      m-dot = 0.7059 kg/s                      h-out-s = 2,635 kJ/kg                      Shaft Power = 71.72 kW                      Q-dot = 0 kW                      PR = 1.43                      eta-s = 98.00%                      flow fraction = 0.7059[0-1]                      spec shaft-work = 101.6 kJ/kg                      spec work-s = 103.7 kJ/kg</p>	<p>Modeled as: not ISENTROPIC                      Modeled as: ADIABATIC                      Modeled as: Make Assumption                      q = 0 kJ/kg                      Tout-s = 37.69°C                      delta-P = -0.2844 bar                      delta h = -204.5 kJ/kg                      delta hs = -208.6 kJ/kg                      delta-s = 0.0134 kJ/kgK                      m-dot = 0.6706 kg/s                      h-out-s = 2,429 kJ/kg                      Shaft Power = 137.1 kW                      Q-dot = 0 kW                      PR = 5.36                      eta-s = 98.00%                      flow fraction = 0.6706[0-1]                      quality-out-s = 0.9417[0-1]                      spec shaft-work = 204.5 kJ/kg                      spec work-s = 208.6 kJ/kg</p>

CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

<b>Separador1</b> Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: NON-SATURATED Modeled as: not AT-SATURATION splitting fraction = 15.00%	<b>Separador2</b> Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: not NON-SATURATED Modeled as: AT-SATURATION splitting fraction = 6.00%	<b>Separador3</b> Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: NON-SATURATED Modeled as: not AT-SATURATION splitting fraction = 5.00%	<b>Intercambiador abie...</b> Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0.0262 kW/K
<b>Separador4</b> Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: NON-SATURATED Modeled as: not AT-SATURATION splitting fraction = 7.00%	<b>Separador5</b> Modeled as: ISO-PARAMETRIC Modeled as: NON-SATURATED Modeled as: not AT-SATURATION splitting fraction = 5.00%	<b>Mezclador1</b> Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0 kW/K	<b>Valvula1</b> delta-P = -10.88 bar delta-s = 0.0168 kJ/kgK
<b>Mezclador4</b> Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0 kW/K	<b>Mezclador3</b> Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = -0.0040 kW/K	<b>Mezclador2</b> Modeled as: ISOBARIC delta-S-dot = 0.0121 kW/K	<b>Valvula2</b> delta-P = -3.12 bar delta-s = 0.0042 kJ/kgK
		<b>Valvula3</b> delta-P = -0.1504 bar delta-s = 0.0013 kJ/kgK	<b>Valvula4</b> delta-P = -0.2844 bar delta-s = 0.0247 kJ/kgK

<b>Bomba baja presión</b> Modeled as: ADIABATIC Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: Make Assumption q = 0 kJ/kg Tout-s = 37.71°C delta-P = 5.93 bar delta h = 0.6790 kJ/kg delta hs = 0.6451 kJ/kg delta-s = 0 kJ/kgK m-dot = 0.7591 kg/s h-out-s = 158.5 kJ/kg Shaft Power = -0.5154 kW Q-dot = 0 kW PR = 92.02 eta-s = 95.00% flow fraction = 0.7591[0-1] spec shaft-work = -0.6790 kJ/kg spec work-s = -0.6451 kJ/kg	<b>Bomba alta presión</b> Modeled as: ADIABATIC Modeled as: not ISENTROPIC Modeled as: Make Assumption q = 0 kJ/kg Tout-s = 147.0°C delta-P = 95.00 bar delta h = 10.84 kJ/kg delta hs = 10.30 kJ/kg delta-s = 0.0013 kJ/kgK m-dot = 1.0000 kg/s h-out-s = 625.6 kJ/kg Shaft Power = -10.84 kW Q-dot = 0 kW PR = 16.83 eta-s = 95.00% flow fraction = 1.0000[0-1] spec shaft-work = -10.84 kJ/kg spec work-s = -10.30 kJ/kg
--	---

CENTRAL GENERACIÓN COMBUSTIÓN BIOMASA FORESTAL. DISEÑO CICLO AGUA-VAPOR  
ÓPTIMO.

Int.1

Modeled as: not ISOCHORIC-COLD-  
Modeled as: not ISOCHORIC-HOT-S  
Modeled as: ISOBARIC-COLD-SIDE  
Modeled as: ISOBARIC-HOT-SIDE  
Modeled as: Make Assumption

delta h cold-leg = 304.1 kJ/kg  
delta h hot-leg = 2,027 kJ/kg  
Q-dot = 304.1 kW

Int.2

Modeled as: not ISOCHORIC-COLD-  
Modeled as: not ISOCHORIC-HOT-S  
Modeled as: ISOBARIC-COLD-SIDE  
Modeled as: ISOBARIC-HOT-SIDE  
Modeled as: Make Assumption

delta h cold-leg = 127.9 kJ/kg  
delta h hot-leg = 636.4 kJ/kg  
Q-dot = 127.9 kW

Int.3

Modeled as: not ISOCHORIC-COLD-  
Modeled as: not ISOCHORIC-HOT-S  
Modeled as: ISOBARIC-COLD-SIDE  
Modeled as: ISOBARIC-HOT-SIDE  
Modeled as: Make Assumption

delta h cold-leg = 167.9 kJ/kg  
delta h hot-leg = 2,398 kJ/kg  
Q-dot = 127.4 kW

Int.4

Modeled as: not ISOCHORIC-COLD-  
Modeled as: not ISOCHORIC-HOT-S  
Modeled as: ISOBARIC-COLD-SIDE  
Modeled as: ISOBARIC-HOT-SIDE  
Modeled as: Make Assumption

delta h cold-leg = 111.0 kJ/kg  
delta h hot-leg = 953.1 kJ/kg  
Q-dot = 84.28 kW