



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

TRABAJO FIN DE GRADO

**COMPARACIÓN DE CICLOS SUB, SUPER Y**  
**ULTRACRÍTICOS PARA CENTRALES**  
**TERMOSOLARES**

Autor: María del Mar Notario Lorente  
Tutor: Domingo José Santana Santana

Leganés, Junio 2015



## RESUMEN

El presente proyecto fin de grado tiene como objetivo la comparación de ciclos subcríticos, supercríticos y ultracríticos en centrales termosolares. Para ello se ha realizado un programa que permite calcular las variables termodinámicas de interés (temperatura, presión, entalpía y gasto másico) en los puntos singulares del ciclo de producción de potencia, una vez introducidos los valores que permiten calcular el mismo. El programa calcula a su vez el rendimiento de la central y la potencia neta generada. Además del balance energético de cada ciclo de producción de potencia, el programa permite calcular los parámetros característicos de transferencia de calor de los intercambiadores cerrados que poseen los ciclos, así como sus dimensiones.

Se comparan en total diez ciclos: ciclo subcrítico condensado por agua o aire, supercrítico condensado por agua o aire y con un solo o doble recalentamiento y ultracrítico condensado por agua o aire y con un solo o doble recalentamiento, introduciendo en el programa las condiciones propias de cada uno de ellos. Los ciclos subcríticos trabajan con  $\sim 125$ bar en el foco caliente y el vapor alcanza los  $540^{\circ}\text{C}$ . Estos ciclos son los utilizados hasta hoy para centrales termosolares. En los ciclos supercríticos la presión se eleva hasta los 300bar y la temperatura del vapor alcanza los  $590^{\circ}\text{C}$ , mientras que en los ciclos ultracríticos estos parámetros aumentan hasta los 330bar y  $630^{\circ}\text{C}$ . Por tanto, en estos dos últimos casos, se produce una transición continua desde el estado líquido al estado vapor ya que el cambio de fase no se produce a la temperatura de saturación.

La utilización de mayores temperaturas permite mejorar la eficiencia que hoy día se tiene con los ciclos subcríticos:  $\sim 48\%$  en ultracríticos frente a  $\sim 38\%$  en subcríticos. Sin embargo la mayor parte de la mejora se obtiene al aumentar la temperatura a solo  $590^{\circ}\text{C}$ , propia de los supercríticos, con una rendimiento de  $\sim 46,5\%$ . Al condensar por aire los ciclos muestran peores resultados, disminuyendo sus rendimientos del orden de un 2%, mientras que los ciclos con doble recalentamiento aumentan su eficiencia en un 0,2%. Los ciclos super y ultracríticos constan de un mayor número de intercambiadores cerrados que los subcríticos. De esta forma, aunque las condiciones sean más extremas en super y ultracríticos, los intercambiadores no se diferencian apenas de los de los ciclos subcríticos ya que la carga se reparte entre un mayor número de ellos.

## ABSTRACT

The present project aims for making a comparison between subcritical, supercritical and ultracritical cycles for power towers. To do so, it has been created a program that allows the calculation of some variables (temperature, pressure, enthalpy and flow rate) in the singular points of the power plant cycles, once the values that make possible the calculation have been introduced. This program calculates also the efficiency and the power generated by the plant. Apart from the cycles' heat balance, the program allows the calculation of the characteristic parameters of the cycles' feedwater heaters, and also the dimensions of them.

In total ten cycles are compared: subcritical with wet and dry condenser cooling, supercritical with wet and dry condenser cooling and with only one and with two reheaters and ultracritical with wet and dry condenser cooling and with one and with two reheaters, introducing to make the comparison the specific thermal conditions of each cycle. Subcritical cycles work with 125bar in the hot focus and the steam reaches 540°C. Nowadays these are the cycles used in power towers. In supercritical cycles the pressure increases to 300bar and the steam reaches 590°C, whereas in ultracritical cycles these parameters increase to 330bar and 630°C. Therefore, in these two last cases, there is a continuous transition from liquid water to steam because of the phase change is not at the saturation temperature.

The use of higher temperatures lets improve the efficiency that nowadays subcritical cycles have: ~48% in ultracritical cycles versus ~38% in subcritical. However, most of the improvement can be expected by raising the temperature to only 590°C, typical of supercritical cycles, with an efficiency ~46,5%. With dry condenser cooling, the cycles get worse results, decreasing their efficiency ~2%, whereas cycles with two reheaters increase their efficiency ~0,2%. Supercritical and ultracritical cycles have more feedwater heaters than subcritical cycles. By this way, although the conditions are more extreme in super and ultracritical cycles, there isn't hardly any differences between super and ultracritical heat exchangers and subcritical heat exchangers because the load is divided in a higher number of them.

# ÍNDICE

<b>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>1.1. OBJETO DEL PROYECTO</b>	<b>1</b>
<b>1.2. ENERGÍA TERMOSOLAR PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA</b>	<b>2</b>
1.2.1. PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD TERMOELÉCTRICA	2
1.2.1.1. PRINCIPALES SISTEMAS	2
1.2.1.2. VISIÓN GENERAL EN EL MARCO MUNDIAL Y NACIONAL	4
1.2.2. CENTRALES TERMOSOLARES DE TORRE DE POTENCIA	6
1.2.2.1. FUNCIONAMIENTO	6
1.2.2.2. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UNA TORRE DE POTENCIA	7
1.2.2.3. ANTECEDENTES	11
<b>CAPITULO 2. CICLO DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA RANKINE</b>	<b>13</b>
<b>2.1. FUNCIONAMIENTO DEL CICLO DE VAPOR SIMPLE</b>	<b>13</b>
<b>2.2. MEJORAS DEL CICLO DE VAPOR SIMPLE</b>	<b>15</b>
2.2.1. SOBRECALENTAMIENTO	15
2.2.2. RECALENTAMIENTO	16
2.2.3. REGENERACIÓN	18
2.2.4. CALENTADORES CERRADOS (FEED WATER HEATERS CERRADOS)	20
2.2.4.1. CON DRENAJE HACIA ATRÁS	20
2.2.4.2. CON DRENAJE HACIA DELANTE	22
<b>2.3. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CICLO</b>	<b>25</b>
2.3.1. CALDERA	25
2.3.2. TURBINA	28
2.3.3. CONDENSADOR	30
2.3.4. BOMBAS	30
2.3.5. DESAIREADOR Y FEED WATER HEATERS	31
<b>CAPÍTULO 3. CÁLCULOS EN FWH</b>	<b>36</b>
<b>3.1. ESQUEMA DE TEMPERATURAS</b>	<b>36</b>
<b>3.2. COEFICIENTES CONVECTIVOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	<b>37</b>
3.2.1. LADO DE LOS TUBOS	37
3.2.2. LADO DE LA CARCASA	39
3.2.2.1. ZONAS DE DESRECALENTAMIENTO Y SUBENFRIAMIENTO	39
3.2.2.2. ZONA DE CONDENSACIÓN	41
<b>3.3. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE DESRECALENTAMIENTO RESIDUAL</b>	<b>43</b>
<b>3.4. POTENCIA TÉRMICA TRANSFERIDA</b>	<b>43</b>
<b>3.5. ÁREAS Y LONGITUDES DE TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	<b>45</b>
<b>CAPÍTULO 4. COMPARACIÓN DE CICLOS SUB, SUPER Y ULTRACRÍTICOS</b>	<b>48</b>
<b>4.1. CICLOS SUB, SUPER Y ULTRACRÍTICOS</b>	<b>48</b>

<b>4.2. RESULTADOS</b>	<b>50</b>
<b>4.3. CONCLUSIONES</b>	<b>115</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>118</b>

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Central de Ciclo Combinado con CCP .....	2
Ilustración 2. EURODISH en la Plataforma Solar de Almería .....	3
Ilustración 3. Central de torre de potencia PS10 en Sevilla .....	4
Ilustración 4. Desarrollo energía renovable por región (2006-2018).....	4
Ilustración 5. Producción de electricidad termosolar mundial (actual, en construcción y previsión futura) .....	5
Ilustración 6. Esquema de flujo en una central de torre de potencia con receptor de sales fundidas. ....	7
Ilustración 7. Esquema del receptor exterior de Solar One .....	9
Ilustración 8. Receptor de Solar Two.....	9
Ilustración 9. Campo de heliostatos y torre de la central Gemasolar en Sevilla.....	10
Ilustración 10. Almacenamiento Andasol, compuesto de dos tanques, uno para sales frías y otro para sales calientes. ....	11
Ilustración 11. Diagrama T-S del ciclo de vapor simple .....	14
Ilustración 12. Esquema del ciclo de vapor simple .....	15
Ilustración 13. Ciclo de vapor con sobrecalentador .....	16
Ilustración 14. Ciclo de vapor con sobrecalentamiento y recalentamiento .....	17
Ilustración 15. Esquema de ciclo de vapor con recalentamiento .....	18
Ilustración 16. Diagrama T-S del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento y regeneración con extracción a la presión del recalentamiento .....	19
Ilustración 17. Esquema del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento y regeneración con extracción a la presión del recalentamiento.....	19
Ilustración 18. Diagrama T-S del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con extracción a la presión del recalentamiento y un feedheater de alta y otro de baja con drenaje hacia atrás .....	21
Ilustración 19. Esquema del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con extracción a la presión del recalentamiento y un feedheater de alta y otro de baja con drenaje hacia atrás.....	22
Ilustración 20. Diagrama T-S del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con extracción a la presión del recalentamiento y un feedheater de alta y otro de baja con drenaje hacia delante .....	23
Ilustración 21. Esquema del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con extracción a la presión del recalentamiento y un feedheater de alta y otro de baja con drenaje hacia delante.....	23
Ilustración 22. Caldera subcrítica .....	25
Ilustración 23. Caldera ciclo subcrítico en centrales termosolares de sales fundidas ...	27
Ilustración 24. Caldera ciclo supercrítico en centrales termosolares de sales fundidas	28
Ilustración 25. Turbina de vapor .....	29
Ilustración 26. Condensador de superficie .....	30
Ilustración 27. Bomba centrífuga .....	31
Ilustración 28. Esquema desaireador (feed heater abierto) .....	32
Ilustración 29. Desaireador .....	33
Ilustración 30. Intercambiador tubo-carcasa convencional.....	34
Ilustración 31. Arquitectura de un feedwater heater .....	35

Ilustración 32. Diferentes secciones y temperaturas en un feed water heater .....	36
Ilustración 33. Diagrama de temperaturas en un feed water heater .....	36
Ilustración 34. Diagrama T-S ciclo subcrítico, supercrítico y ultracrítico .....	48
Ilustración 35. Datos de entrada: Ciclo subcrítico condensado por agua.....	52
Ilustración 36. Balance energía: Ciclo subcrítico condensado por agua .....	53
Ilustración 37. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo subcrítico condensado por agua .....	54
Ilustración 38. Potencia transferida en FWHs de ciclo subcrítico condensado por agua .....	54
Ilustración 39. Áreas de transferencia de calor en FWHs de ciclo subcrítico condensado por agua .....	55
Ilustración 40. Longitudes de transferencia de calor en FWHs de ciclo subcrítico condensado por agua .....	55
Ilustración 41. Geometría de la carcasa FWHs de ciclo subcrítico condensado por agua .....	56
Ilustración 42. Datos de entrada: Ciclo subcrítico condensado por aire .....	58
Ilustración 43. Balance energía: Ciclo subcrítico condensado por aire.....	59
Ilustración 44. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo subcrítico condensado por aire.....	60
Ilustración 45. Potencia transferida en FWHs de ciclo subcrítico condensado por aire	60
Ilustración 46. Áreas de transferencia de calor en FWHs de ciclo subcrítico condensado por aire .....	61
Ilustración 47. Longitudes de transferencia de calor en FWHs de ciclo subcrítico condensado por aire.....	61
Ilustración 48. Geometría de la carcasa FWHs de ciclo subcrítico condensado por aire	62
Ilustración 49. Datos de entrada: Ciclo supercrítico condensado por agua .....	64
Ilustración 50. Balance energía: Ciclo supercrítico condensado por agua.....	65
Ilustración 51. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico condensado por agua .....	66
Ilustración 52. Potencia transferida en FWHs de ciclo supercrítico condensado por agua .....	66
Ilustración 53. Áreas de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico condensado por agua .....	67
Ilustración 54. Longitudes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico condensado por agua .....	67
Ilustración 55. Geometría de la carcasa FWHs de ciclo supercrítico condensado por agua .....	68
Ilustración 56. Datos de entrada: Ciclo supercrítico condensado por aire .....	70
Ilustración 57. Balance energía: Ciclo supercrítico condensado por aire .....	71
Ilustración 58. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico condensado por aire.....	72
Ilustración 59. Potencia transferida en FWHs de ciclo supercrítico condensado por aire .....	72
Ilustración 60. Áreas de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico condensado por aire.....	73
Ilustración 61. Longitudes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico condensado por aire.....	73

Ilustración 62. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo supercrítico condensado por aire .....	74
Ilustración 63. Datos de entrada: Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	76
Ilustración 64. Balance energía: Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	77
Ilustración 65. Coeficientes de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	78
Ilustración 66. Potencia transferida en FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	78
Ilustración 67. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	79
Ilustración 68. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	79
Ilustración 69. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	80
Ilustración 70. Datos de entrada: Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	82
Ilustración 71. Balance energía: Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	83
Ilustración 72. Coeficientes de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	84
Ilustración 73. Potencia transferida en FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	84
Ilustración 74. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	85
Ilustración 75. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	85
Ilustración 76. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	86
Ilustración 77. Datos de entrada: Ciclo ultracrítico condensado por agua.....	88
Ilustración 78. Balance de energía: Ciclo ultracrítico condensado por agua.....	89
Ilustración 79. Coeficientes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por agua.....	90
Ilustración 80. Potencia transferida en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por agua .....	90
Ilustración 81. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por agua.....	91
Ilustración 82. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por agua.....	91
Ilustración 83. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo ultracrítico condensado por agua .....	92
Ilustración 84. Datos de entrada: Ciclo ultracrítico condensado por aire.....	94
Ilustración 85. Balance energía: Ciclo ultracrítico condensado por aire.....	95
Ilustración 86. Coeficientes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por aire.....	96

Ilustración 87. Potencia transferida en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por aire .....	96
Ilustración 88. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por aire.....	97
Ilustración 89. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por aire.....	97
Ilustración 90. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo ultracrítico condensado por aire .....	98
Ilustración 91. Datos de entrada: Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	101
Ilustración 92. Balance energía: Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	102
Ilustración 93. Coeficientes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	103
Ilustración 94. Potencia transferida en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	103
Ilustración 95. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	104
Ilustración 96. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	104
Ilustración 97. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua .....	105
Ilustración 98. Datos de entrada: Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	108
Ilustración 99. Balance energía: Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	109
Ilustración 100. Coeficientes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire .....	110
Ilustración 101. Potencia transferida en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire .....	110
Ilustración 102. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire .....	111
Ilustración 103. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire.....	111
Ilustración 104. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire .....	112

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Desarrollo en España de electricidad termosolar.....	6
Tabla 2. Velocidades máximas del agua circulando por el interior de tubos.....	39
Tabla 3. Condiciones de operación en ciclos sub, super y ultracríticos .....	48
Tabla 4. Rendimientos en ciclos condensados por agua.....	113
Tabla 5. Rendimientos en ciclos condensados por aire .....	113
Tabla 6. Potencias netas en ciclos condensados por agua.....	114
Tabla 7. Potencias netas en ciclos condensados por aire .....	114

## CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. OBJETO DEL PROYECTO

El objeto del presente proyecto es el análisis de ciclos de producción de potencia para su aplicación en centrales termosolares. El estudio y comparativa de estos ciclos y su viabilidad es muy interesante en un momento donde el uso y desarrollo de energías renovables es de gran interés en una sociedad cada día más concienciada sobre el gran potencial de su utilización. Cada día se genera más electricidad haciendo uso de centrales termosolares, por lo que es vital obtener el mayor rendimiento de las mismas, haciendo que sean lo más eficientes posibles y económicamente viables.

Se van a analizar las características termodinámicas de los distintos ciclos, haciendo hincapié en el rendimiento de cada uno de ellos. A día de hoy no hay ninguna central termosolar que produzca electricidad mediante ciclos super o ultracríticos. Sin embargo, como en centrales de carbón los ciclos supercríticos están dando muy buenos resultados, los estudios para su aplicación en energía termosolar ya han comenzado, siendo en unos años posible su instauración si se demuestra que son viables.

Para poder llevar a cabo la comparación, se ha realizado un programa de cálculo que permite obtener los parámetros en cada uno de los puntos significativos del ciclo de producción de potencia, y que genera los diagramas de flujo correspondientes a cada ciclo, haciendo más sencilla al lector la visión de la planta en su conjunto. Así mismo, el programa permite obtener todos los parámetros relevantes de los intercambiadores de calor cerrados que utiliza la central simulada (potencia calorífica transferida, área de transferencia, longitud de transferencia, coeficientes de transferencia de calor, etc.).

Con ayuda del programa, en este proyecto se pretende comparar cada tipo de ciclo, tanto condensando por aire como condensando por agua, ya que es interesante una u otra opción dependiendo del lugar geográfico donde se llevase a cabo la instalación. La comparativa se realiza entre ciclo Rankine subcrítico con temperatura de la sal en el receptor de la torre de potencia de 565°C, ciclo Rankine supercrítico con temperatura de sal

600°C, y ciclo Rankine ultracrítico con temperatura de sal 650°C en el receptor de la torre.

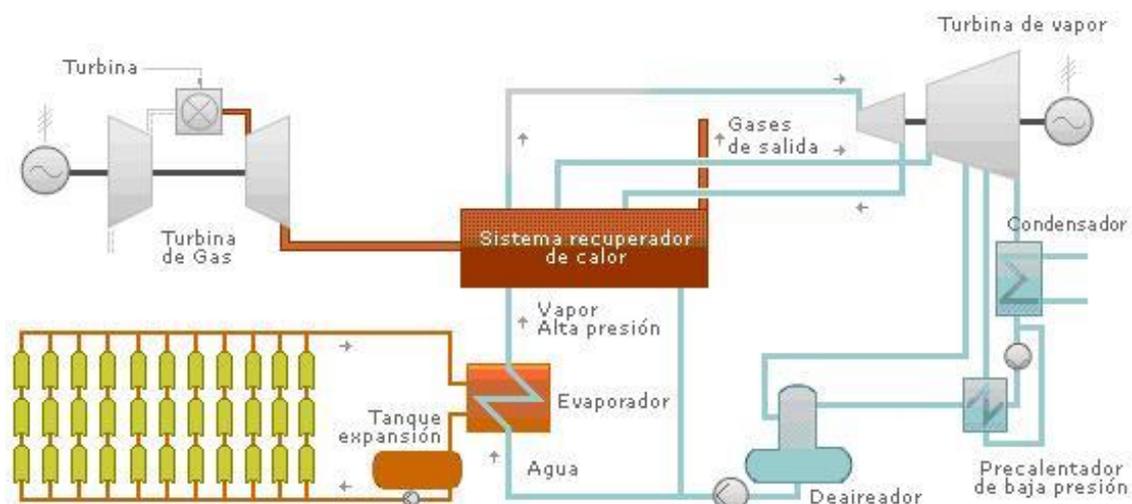
## 1.2. ENERGÍA TERMOSOLAR PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

### 1.2.1. PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD TERMOELÉCTRICA

#### 1.2.1.1. PRINCIPALES SISTEMAS

La radiación solar se puede aprovechar tanto para generar calor como para producir electricidad. Para la generación de electricidad se utilizan centrales de torre central, plataformas solares de discos Stirling o centrales de concentración lineal.

Las centrales de concentración lineal utilizan como componente principal el colector cilindro parabólico de concentración (CCP) o lentes de Fresnel. En ellos el concentrador refleja la radiación solar que se refleja en él hacia el tubo absorbedor, donde se transforma en energía térmica calentando el fluido que lo recorre (normalmente aceite). Pueden trabajar hasta temperaturas del orden de 400°C, temperatura suficiente para generar el vapor que moverá las turbinas para producir la electricidad.



**Ilustración 1. Central de Ciclo Combinado con CCP**

La tecnología de Discos Stirling es una tecnología que permite trabajar con altas temperaturas y altas relaciones de concentración, siendo una tecnología muy eficiente. Sin embargo, hoy día tiene ciertas limitaciones: es una tecnología muy costosa y cada disco tiene una potencia unitaria inferior a los 25kW, lo que no la hace compatible con algunas aplicaciones. Funciona gracias a un disco parabólico que focaliza la radiación solar en la región focal del paraboloide, donde se sitúa el receptor que la transforma en energía térmica calentando al fluido de trabajo (helio, nitrógeno, hidrógeno o aire), y que transfiere esta energía al motor Stirling.



**Ilustración 2. EURODISH en la Plataforma Solar de Almería**

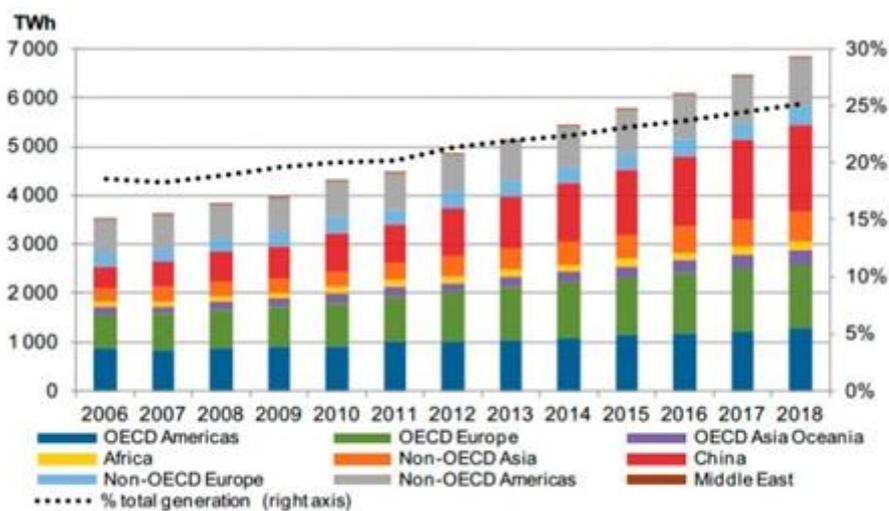
Las centrales de torre de potencia dirigen la radiación solar que se reflejan mediante heliostatos hacia el punto más alto de una torre, donde se transforma en energía térmica. Se pueden alcanzar temperaturas de 500-600°C, aunque con los receptores más desarrollados pueden alcanzarse incluso hasta los 1000-1400°C. El funcionamiento de este sistema, al ser los ciclos para el mismo el objeto de estudio de este proyecto, se estudia en detalle en el punto 1.2.2.



**Ilustración 3. Central de torre de potencia PS10 en Sevilla**

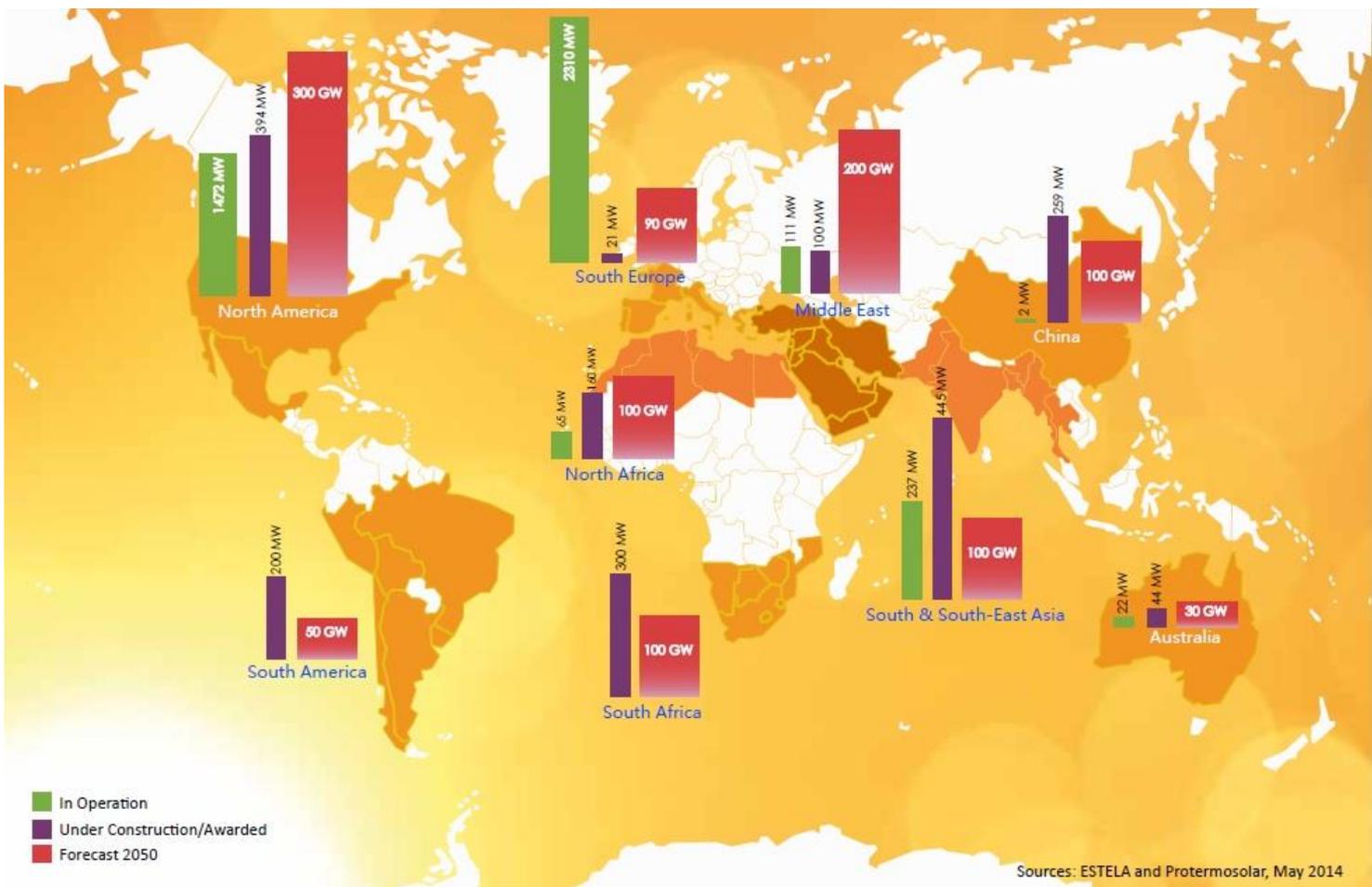
### 1.2.1.2. VISIÓN GENERAL EN EL MARCO MUNDIAL Y NACIONAL

La demanda de electricidad está previsto que crezca del orden de un 2,4% en el período 2015-2030, según la Agencia Internacional de la Energía (*IEA International Energy Agency*), aproximadamente unos 14.500 TWh en este mismo período. Estos datos muestran que cada vez la dependencia de la energía eléctrica es mayor, pese a la concienciación que existe con respecto al ahorro energético. Las energías renovables han experimentado un crecimiento progresivo en los últimos años, llegando a alcanzar un porcentaje del 20% y se espera que siga aumentando. En la siguiente figura se puede ver su crecimiento en cada región del planeta:



**Ilustración 4. Desarrollo energía renovable por región (2006-2018)**

Dentro de las energías renovables, la energía termosolar toma cada día más importancia. Mundialmente se generan 4.200MW con energía termosolar, pero se calcula que para 2050 la producción mundial se multiplicará por 250, llegando a cubrir más de la cuarta parte de demanda eléctrica mundial. En España la producción de electricidad de origen termosolar ha experimentado un gran desarrollo en los últimos años, alcanzando en 2014 los 4.958GWh (alrededor del 1.9% nacional). Los datos de Abril de 2015 (Fuente: Protermosolar), indican que actualmente en España hay operativas 50 centrales con 2300 MW en operación. Con ello se está cubriendo en 2015 el 3% de la demanda nacional.



**Ilustración 5. Producción de electricidad termosolar mundial (actual, en construcción y previsión futura)**

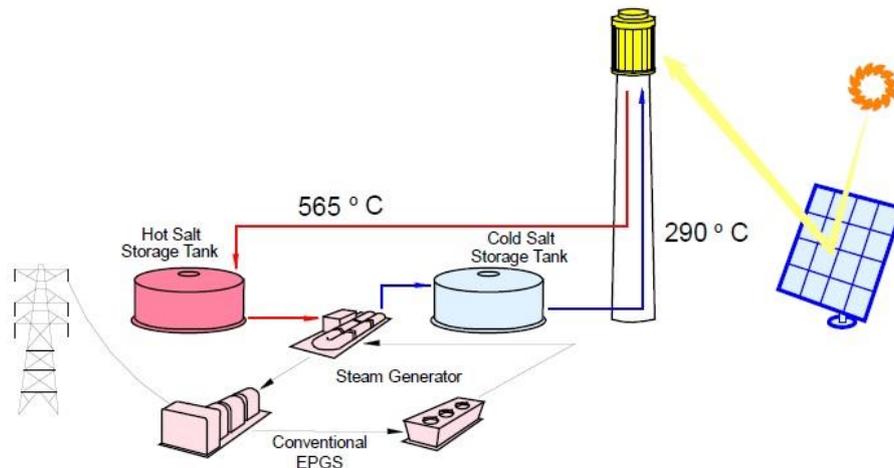
AÑO	GWh
2009	130
2010	692
2011	1832
2012	3444
2013	4442
2014	4958

**Tabla 1. Desarrollo en España de electricidad termosolar**

## 1.2.2. CENTRALES TERMOSOLARES DE TORRE DE POTENCIA

### 1.2.2.1. FUNCIONAMIENTO

Una central de torre de potencia tiene la función de generar energía eléctrica a través de radiación solar. La radiación solar se refleja mediante espejos denominados helióstatos en un receptor situado en el punto más alto de una torre. En el receptor se produce la transformación de radiación solar en energía térmica, calentando el fluido de trabajo que se almacena a alta temperatura en el tanque de almacenamiento para fluido caliente. Este fluido, que suele ser sales (40% de  $\text{KNO}_3$  y 60 % de  $\text{NaNO}_3$ ), es extraído del tanque de almacenamiento para generar vapor dentro de un generador de vapor especial para este tipo de proceso. Este vapor es el que alimenta a la turbina dentro de un ciclo Rankine, con el que se produce la electricidad. El fluido de trabajo una vez enfriado retorna a través del tanque de almacenamiento para fluido frío hacia el receptor.



**Ilustración 6. Esquema de flujo en una central de torre de potencia con receptor de sales fundidas.**

#### 1.2.2.2. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UNA TORRE DE POTENCIA

##### ○ RECEPTOR

El receptor recibe la radiación solar reflejada por los heliostatos y la transforma en energía térmica, por lo que está sometido a muy altas temperaturas y elevado flujo incidente, por lo que se debe prestar especial atención a las pérdidas térmicas que en él se producen y a los materiales de los que está construido.

En las centrales de producción de potencia se pueden utilizar distintos tipos de receptores:

-Atendiendo a la forma de intercambio térmico:

-Intercambio directo: El fluido se encuentra expuesto directamente a la radiación y la absorbe.

-Intercambio indirecto: Un componente intermedio es el que transforma la radiación solar en calor y se lo transmite al fluido térmico.

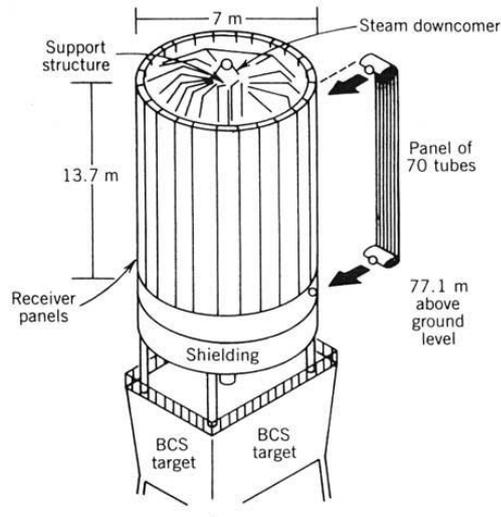
-Atendiendo a la manera y orientación en la que se produce la absorción de la radiación:

- Receptor de cavidad: Los tubos se encuentran situados dentro de una cavidad, estando más protegidos y pudiendo alcanzar mayores temperaturas de trabajo.

-Receptor volumétrico: A través de una matriz porosa circula el fluido de trabajo, normalmente se utiliza en receptores que trabajan con aire, no para sales, que absorbe la radiación solar. La radiación la absorbe una mayor superficie por lo que esto se traduce en una reducción del flujo incidente lo que permite trabajar a mayores temperaturas. Con estos receptores tan avanzados se pueden alcanzar temperaturas de hasta 1000-1400°C.

-Receptor de lecho fluido: En este tipo de receptores la temperatura de trabajo puede ser incluso mayor, siendo más indicado para la industria química solar que para la generación de electricidad. Consiste en la utilización de partículas de un material refractario en contacto directo con el fluido térmico.

- Receptor exterior: El fluido circula a través de unos tubos situados en el ambiente. Al encontrarse en contacto directo las pérdidas térmicas son elevadas y no puede trabajar a temperaturas excesivamente elevadas ni con relaciones de concentración muy grandes. Además, para que la temperatura que alcancen los tubos no sea excesivamente alta y se quemen, lo que se hace es enfocar en varios puntos la radiación reflejada por el campo de heliostatos, disminuyendo la interceptación de la radiación solar reflejada. Sin embargo, sí se utilizan para alcanzar temperaturas de alrededor de 560°C, temperatura apropiada para un ciclo de Rankine.



**Ilustración 7. Esquema del receptor exterior de Solar One**



**Ilustración 8. Receptor de Solar Two**

○ TORRE

La torre puede estar construida de distintos materiales, los más comunes metal y hormigón. Tiene la función de situar al receptor a la altura necesaria para conseguir su optimización.

○ CAMPO DE HELIOSTATOS

Los heliostatos van a reflejar la radiación solar en el receptor. Se constituye de espejos (facetas) que son la parte reflectante del heliostato y que no son totalmente planas para optimizar la imagen reflejada sobre el receptor. Los heliostatos constan de un sistema de seguimiento a dos

ejes: azimutal y de elevación, que permiten que el ángulo de incidencia, que es el ángulo que forman la normal al plano del heliostato y el rayo solar, sea nulo.

Se ha comprobado que la dimensión del heliostato conviene que sea mayor de  $50\text{m}^2$ , ya que de esta forma se reduce significativamente su precio (el conjunto facetas-estructura supone algo más de un 65% de la inversión inicial de la instalación). Sin embargo, tampoco conviene que sus dimensiones sean excesivamente grandes, ya que entonces el efecto del viento desestabiliza más la estructura.



**Ilustración 9. Campo de heliostatos y torre de la central Gemasolar en Sevilla**

#### ○ SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE SALES FUNDIDAS

Existen centrales que no tienen sistema de almacenamiento. Sin embargo, en las centrales que sí que constan del sistema de almacenamiento es uno de los elementos más importantes. Aumentan las horas de funcionamiento de la central, para que siga funcionando cuando no recibe radiación solar con el calor almacenado en el tanque, y adaptan la producción de energía a la demanda.



**Ilustración 10. Almacenamiento Andasol, compuesto de dos tanques, uno para sales frías y otro para sales calientes.**

### 1.2.2.3. ANTECEDENTES

Solar One fue el primer proyecto de central termosolar de torre central a gran escala. Se llevó a cabo en California, Estados Unidos, por el DOE (Department of Energy) de EEUU y producía  $10\text{MW}_e$  usando como fluido de trabajo agua que en el receptor se transformaba en vapor (tecnología agua-vapor). La planta estuvo operativa desde 1982 a 1988, y durante este periodo llegó a alcanzar un 95% de disponibilidad durante su último año de operación. La torre donde los heliostatos reflejaban la radiación solar tenía una altura aproximada de 90m y el campo de heliostatos contaba con 1818 espejos, cada uno de aproximadamente  $40\text{m}^2$ . Esta tecnología es usada actualmente en otras centrales como PS10 y PS20, creadas por el grupo Abengoa en Sanlúcar La Mayor cerca de Sevilla, que producen  $11\text{MW}_e$  y  $20\text{MW}_e$  respectivamente, y Sierra Plant Tower creada por eSolar que produce  $5\text{MW}_e$ .

Después del proyecto Solar One, una segunda generación fue creada. Solar One fue rediseñada dando lugar a Solar Two. La central estuvo operativa entre 1996 y 1999, y gracias a las mejoras incluidas impulsó la comercialización de una segunda generación de torres de potencia. Utilizaba sales fundidas (40% de  $\text{KNO}_3$  y 60 % de  $\text{NaNO}_3$ ) en el receptor y un sistema de almacenaje para las mismas, ya que los resultados con sales mejoraban el uso del sistema agua-vapor de Solar One. El sistema de

almacenamiento resultaba con las sales más económico, y permitía almacenar mejor el calor para que la central continuara funcionando cuando hay nubes (la central ha tenido capacidad para continuar en funcionamiento unas 3 horas después del ocaso). El campo de heliostatos se amplió hasta 1926 heliostatos y el receptor intercambiaba  $40\text{MW}_t$  para generar  $10\text{MW}_e$ .

A nivel comercial, la primera central que aplicó el sistema de almacenamiento de sales fundidas en una central de torre, fue Gemasolar construida por Torresol Energy en Sevilla, capaz de generar  $19,9\text{MW}_e$ , tanto por el día como por la noche ya que su sistema de almacenamiento de sales es capaz de almacenar el calor durante 15 horas después del ocaso del sol. Intercambia una potencia térmica en el receptor de  $120\text{MW}_t$ , calentando las sales hasta algo más de  $500^\circ\text{C}$ .

Actualmente, SolarReserve construye la primera planta con una temperatura de las sales de  $565^\circ\text{C}$  a la salida del receptor, ampliando 14 veces la potencia térmica intercambiada en el receptor y la eléctrica producida con respecto a Solar Two.

La temperatura de salida de las sales del receptor puede aumentarse hasta los  $600^\circ\text{C}$  e incluso los  $650^\circ\text{C}$ . Como se ha comentado anteriormente, en este proyecto se va a realizar una comparativa entre estos ciclos.

## CAPÍTULO 2. CICLO DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA RANKINE

### 2.1. FUNCIONAMIENTO DEL CICLO DE VAPOR SIMPLE

En el ciclo de producción de potencia Rankine el fluido de trabajo es agua o vapor de agua dependiendo de las condiciones termodinámicas en las que se encuentra ésta en su paso por los distintos componentes del ciclo.

El ciclo de vapor simple está formado por los siguientes elementos:

- BOMBA DE CONDENSADO (1-2): Aumenta la presión desde la presión de condensación hasta la presión de la caldera. Si la compresión fuese adiabática y reversible (es decir, isentrópica) y considerando el agua líquido ideal caloríficamente perfecto, la potencia que necesitaría la bomba sería:

$$\dot{W}_{bideal} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

Y la potencia real conocido el rendimiento de la bomba:

$$\dot{W}_{breal} = \frac{\dot{W}_{bideal}}{\eta_b}$$

Por lo que en realidad la bomba tiende a llevar al agua a entropía (y temperatura) mayores. La potencia que consume la bomba suele despreciarse frente a la potencia generada por la turbina, puesto que un líquido en comprimirse necesita mucha menos energía que la que proporciona un gas al expandirse (del orden del 0.1%).

- CALDERA (2-3): La caldera proporciona calor al líquido que sale de la bomba de condensados y cambia el estado termodinámico del agua de líquido a vapor. La presión a la que se suele producir este proceso en un ciclo simple está entre 80-150 bares.

La potencia térmica que la caldera proporciona al agua es:

$$\dot{Q}_{caldera} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$$

En este proceso habrá una pérdida de carga, sin embargo para los cálculos se considera despreciable.

- TURBINA (3-4): En la turbina se extrae potencia calorífica del vapor para luego convertirla en mecánica que se puede utilizar para distintos fines, como producir electricidad. Si la expansión

fuese adiabática y reversible (es decir, isentrópica) la potencia que se extrae de la turbina es:

$$\dot{W}_{ideal} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

Sin embargo, el proceso no es ideal y el vapor a la salida de la turbina incrementa su entropía.

$$\dot{W}_{treal} = \dot{W}_{ideal} \cdot \eta_T$$

- CONDENSADOR (4-1): En el condensador el vapor pasa a estado líquido, saliendo líquido saturado del mismo que luego pasará por la bomba. La temperatura de condensación suele estar en torno a los 40°C siendo mayor (~50°C) si el agua de refrigeración se obtiene enfriándola por aire en vez de por agua.

El calor de condensación que sale del ciclo en ocasiones se aprovecha para otros procesos que lo necesiten (cogeneración), y es:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1)$$

El rendimiento del ciclo se calcula:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{treal} - \dot{W}_{breal}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{(h_3 - h_4') - (h_2' - h_1)}{(h_3 - h_2')} = 1 - \frac{(h_4' - h_1)}{(h_3 - h_2')}$$

(donde los superíndices ' pertenecen a los puntos reales)

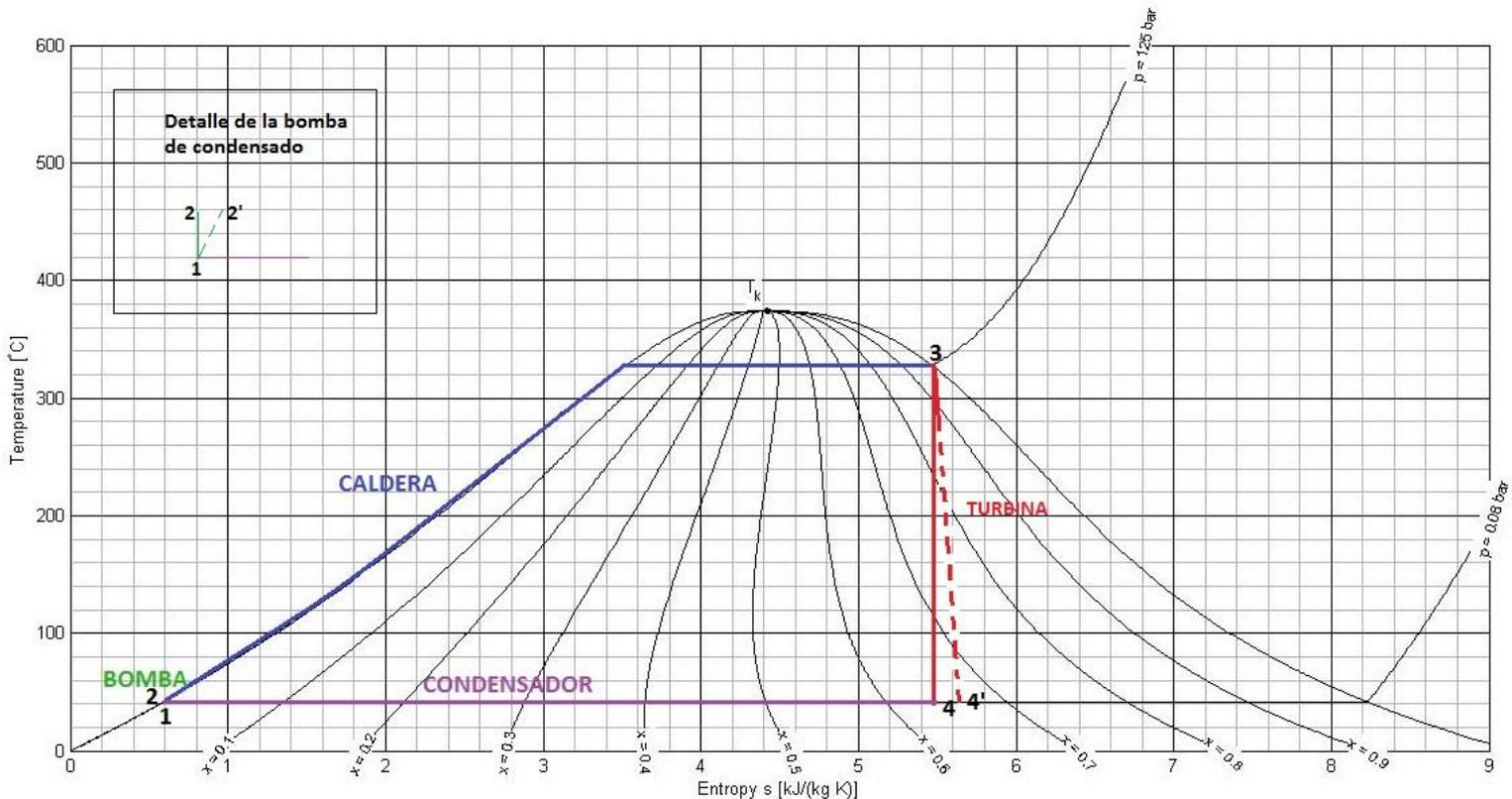
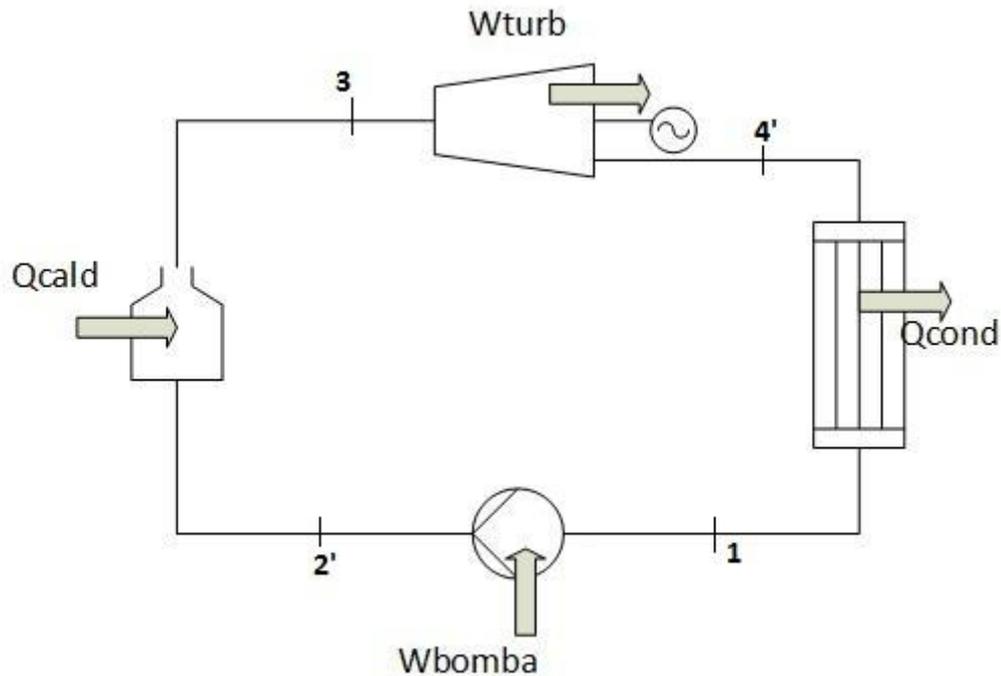


Ilustración 11. Diagrama T-S del ciclo de vapor simple



**Ilustración 12. Esquema del ciclo de vapor simple**

Este ciclo aprovecha poco la temperatura del foco caliente, obteniendo un rendimiento aproximado del 33%. Además, tras pasar por la turbina el título de vapor es muy bajo (en la figura 0.55), lo que indica que el 45% del vapor estaría en fase líquida, provocando daños por corrosión y erosión en la turbina.

Es por ello que a este ciclo se le han llevado a cabo diferentes mejoras que incrementan su rendimiento y que se estudian a continuación.

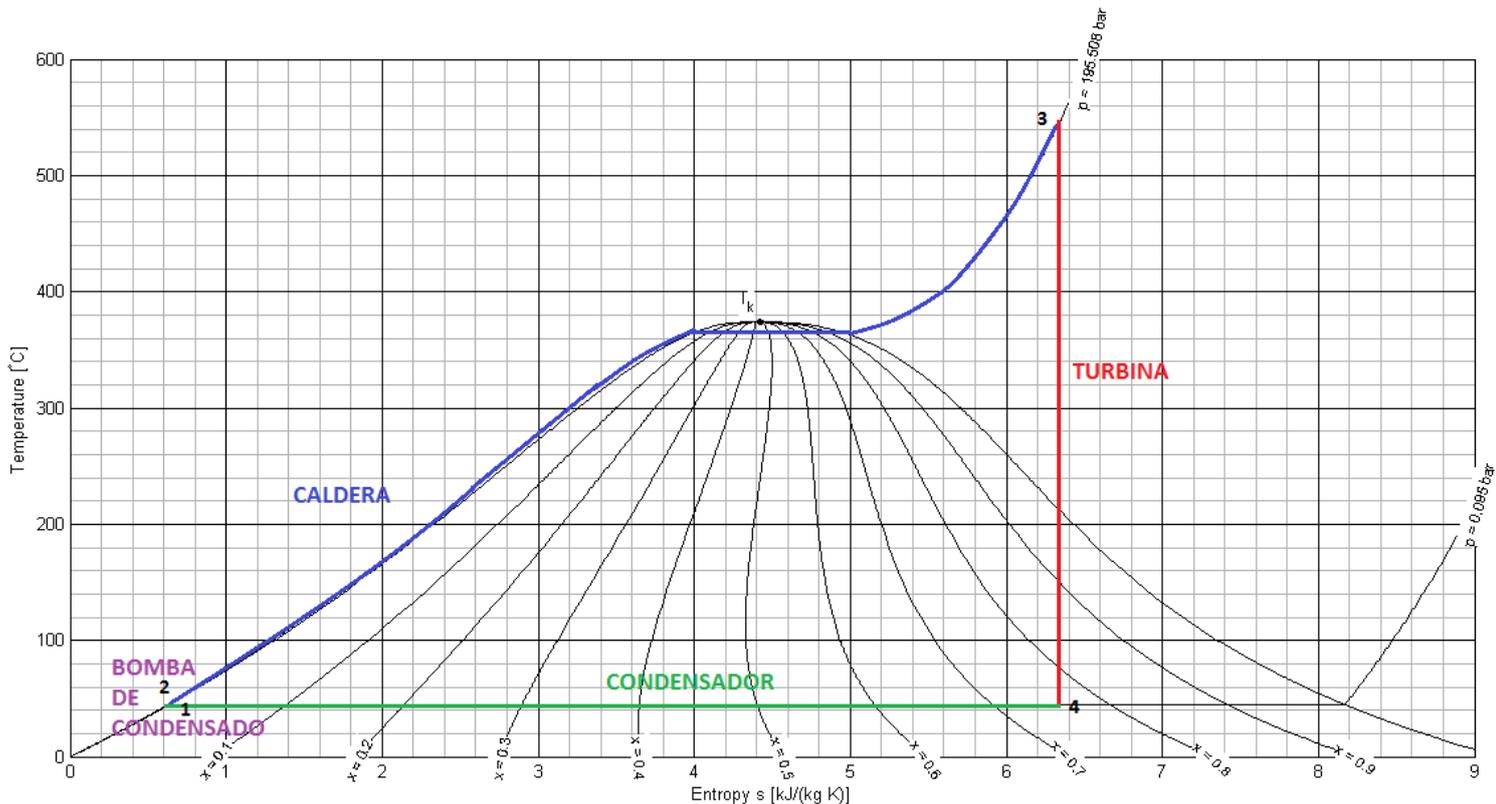
## 2.2. MEJORAS DEL CICLO DE VAPOR SIMPLE

### 2.2.1. SOBREALENTAMIENTO

El sobrecalentador es un intercambiador de calor gas-gas que forma parte de la caldera y sobrecalienta el vapor hasta unos 540°C (las temperaturas serán más altas en ciclos super y ultra críticos como se verá en el capítulo 4). El título de vapor a la salida de la turbina es mayor ahora que en el ciclo simple reduciendo los daños causados por la erosión y corrosión de las gotas de agua. Sin embargo, la caldera se ve sometida a una carga mayor ya que tendrá que ser capaz de proporcionar mayor calor al ciclo. Pese a

ello, con la introducción del sobrecalentador se aprovecha mucho más la energía del foco caliente aumentando la eficiencia del ciclo entorno al 3-4%.

En los diagramas T-S (temperatura-entropía) que se representan a continuación sólo se muestran los ciclos ideales para simplificar el esquema, si bien hay que tener en cuenta que en cada tramo de turbina y en cada bomba, como se ha dicho anteriormente, la entropía a la salida es mayor que la ideal, tal y como se ha mostrado en la ilustración 11.



**Ilustración 13. Ciclo de vapor con sobrecalentador**

El esquema del ciclo y la fórmula de rendimiento son exactamente iguales que en el ciclo simple ya que lo único que cambia es que la temperatura del vapor a la salida de la caldera aumenta.

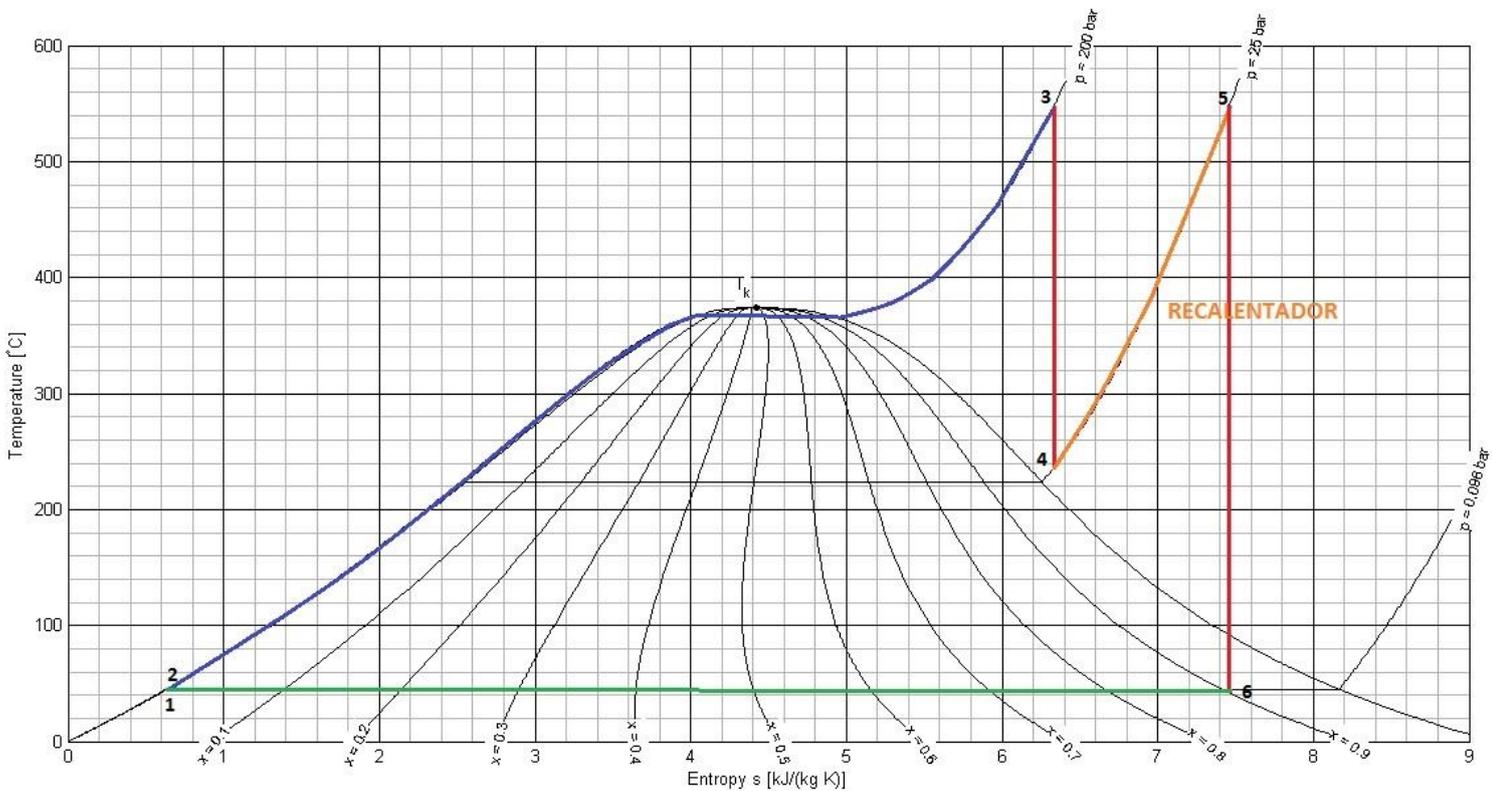
### 2.2.2. RECALENTAMIENTO

El recalentamiento consiste en hacer pasar el vapor, tras una primera etapa en la turbina, por un intercambiador gas-gas donde se vuelve a calentar, normalmente hasta una temperatura aproximada a la del

sobrecalentamiento, y luego vuelve a turbinarse. De esta forma, si el foco caliente sigue a alta temperatura tras salir del sobrecalentador, se aprovecha aún más su energía.

Con la introducción del recalentamiento la carga en la caldera aumenta. El título de vapor a la salida de la turbina es mayor y la eficiencia se mejora algo más de un 1%.

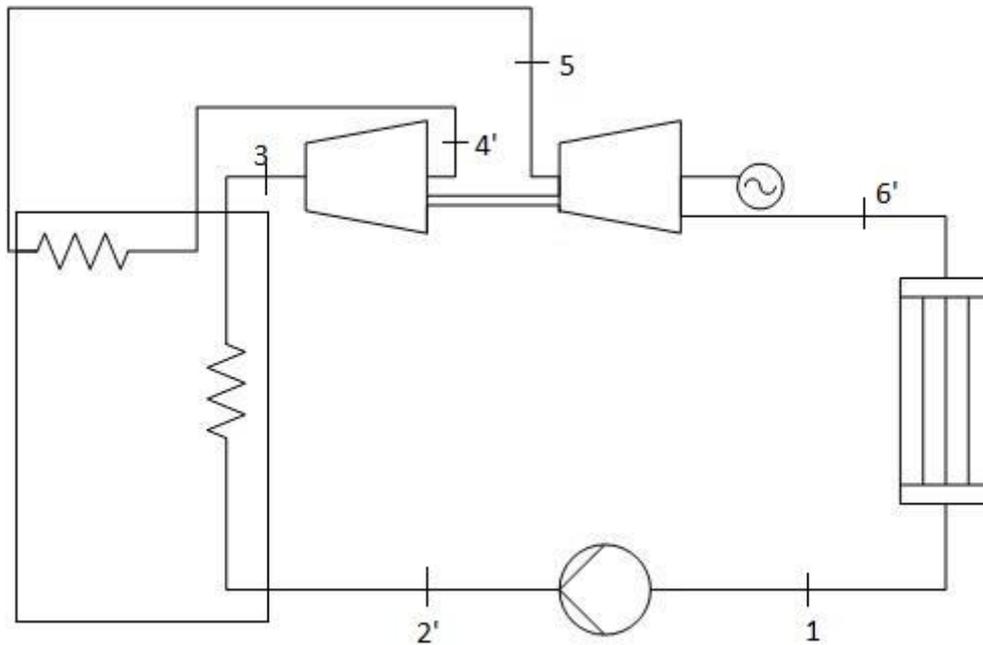
En ciclos supercríticos, que como se explicará posteriormente son ciclos donde la temperatura que alcanza el vapor llega a los 630°C a una presión de 300bares, dependiendo del combustible utilizado y de las circunstancias particulares del ciclo, a veces se realiza doble recalentamiento ya que puede aumentar el rendimiento del ciclo.



**Ilustración 14. Ciclo de vapor con sobrecalentamiento y recalentamiento**

Ahora el rendimiento del ciclo es:

$$\eta = \frac{(h_3 - h'_4) + (h_5 - h'_6) - (h'_2 - h_1)}{(h_3 - h'_2) + (h_5 - h'_4)}$$



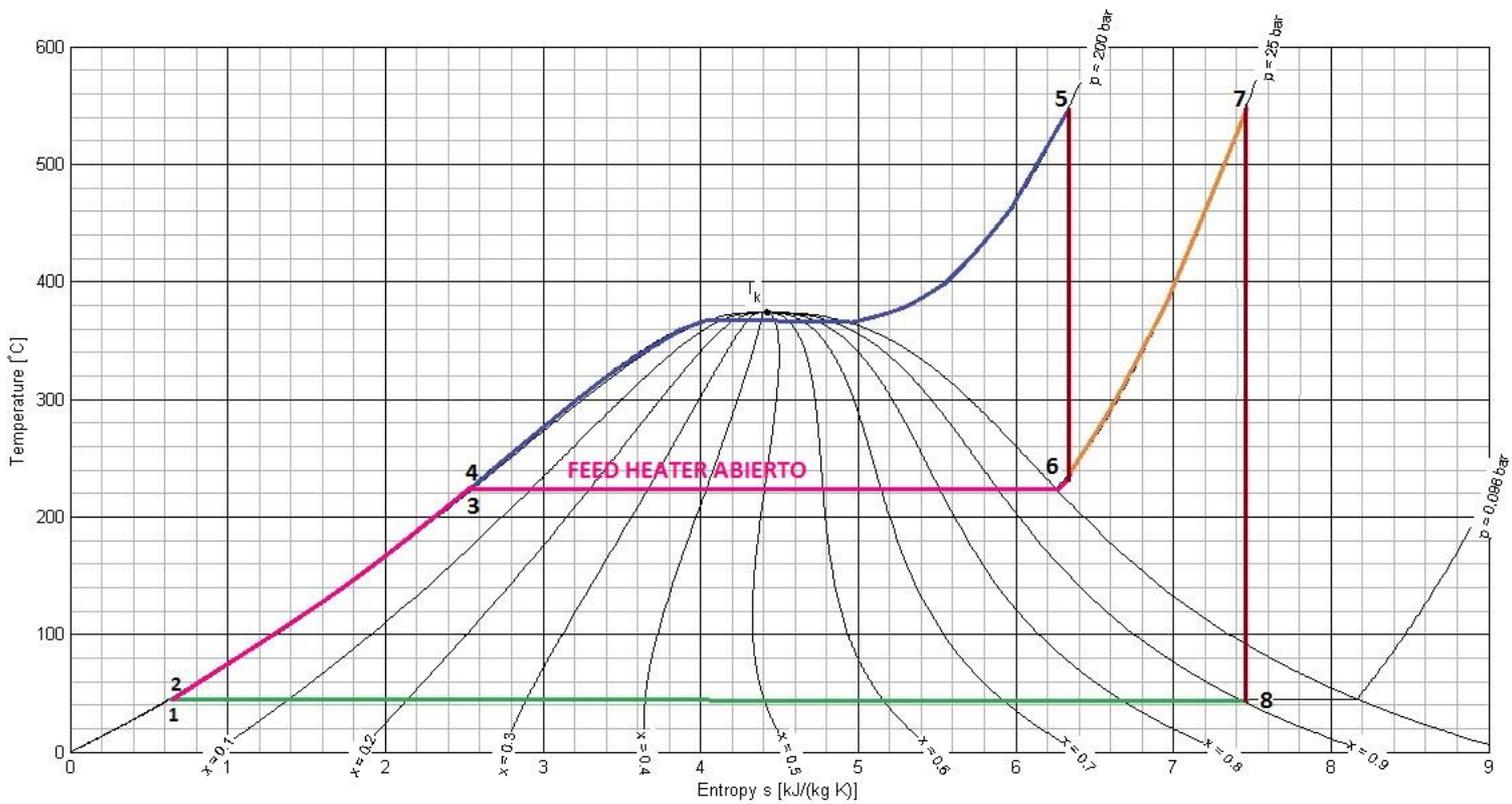
**Ilustración 15. Esquema de ciclo de vapor con recalentamiento**

### 2.2.3. REGENERACIÓN

La regeneración consiste en la introducción de un desaireador en el ciclo. Un desaireador es un intercambiador de calor abierto (feed heater abierto) donde se mezclan dos corrientes: vapor extraído de una turbina y agua de alimentación procedente del condensador. Su misión principal es purgar los gases disueltos en el agua de alimentación, que si entrasen a los haces vaporizadores de la caldera podrían causar daños en ellos. Aumenta la temperatura con la que el agua de alimentación entra a la caldera, disminuyendo su carga, y reduce la carga del condensador porque circula menos caudal por el mismo (se ha extraído vapor de la turbina), aumentando la eficiencia del ciclo en torno a un 1.5%.

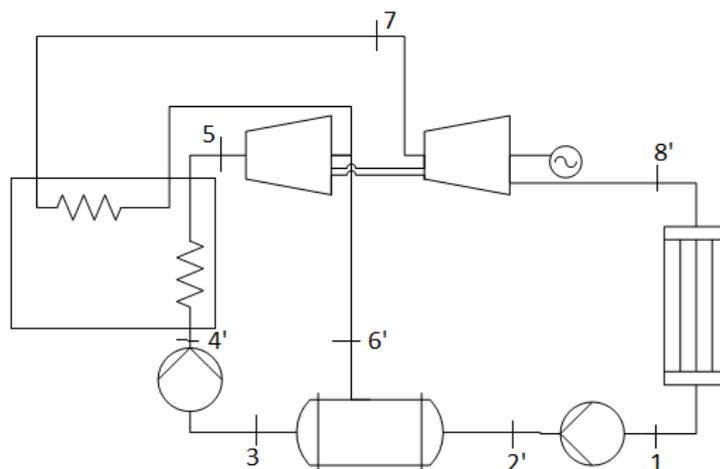
La introducción de este elemento obliga a introducir una bomba de alimentación tras el desaireador que aumente la presión hasta la que tenga la caldera, ya que para mezclarse las corrientes en el desaireador han de estar a la misma presión, luego la bomba de condensados sube la presión desde la presión de condensación hasta la de la extracción de la turbina que entra al desaireador.

El diagrama T-S del ciclo con la extracción para el desaireador a la presión del recalentamiento es el siguiente:



**Ilustración 16. Diagrama T-S del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento y regeneración con extracción a la presión del recalentamiento**

Y el esquema:



**Ilustración 17. Esquema del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento y regeneración con extracción a la presión del recalentamiento**

El rendimiento del ciclo en este caso sería:

$$\eta = \frac{(h_5 - h'_6) + (1 - x) \cdot (h_7 - h'_8) - (1 - x) \cdot (h'_2 - h_1) - (h'_4 - h_3)}{(h_5 - h'_4) + (1 - x) \cdot (h_7 - h'_6)}$$

Donde x es el porcentaje de gasto másico de vapor de la extracción al desaireador.

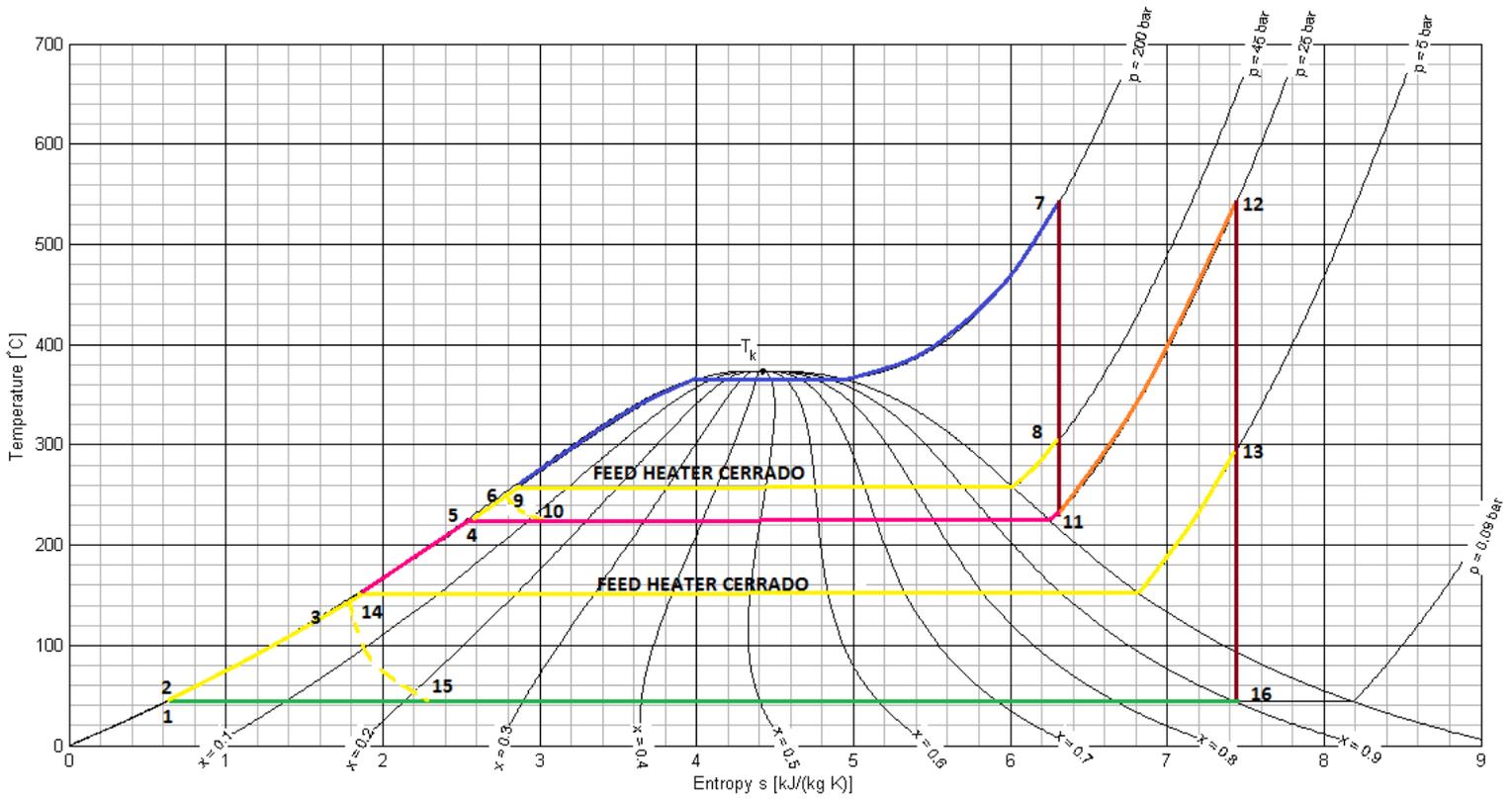
#### 2.2.4. CALENTADORES CERRADOS (FEED WATER HEATERS CERRADOS)

Son intercambiadores de calor cerrados, por tanto, al contrario que en el desaireador, el vapor de la extracción y el agua de alimentación no se mezclan. El vapor extraído de la turbina condensará en el intercambio de calor con el agua de alimentación, cediéndole su calor. Esta agua ha de ser drenada, ya que no se mezcla con la de alimentación. Al aumentar la temperatura que tiene el agua al entrar en la caldera, su carga se reduce. La carga del condensador también se ve reducida puesto que se disminuye el caudal que pasa por el mismo. Con la introducción de calentadores cerrados la eficiencia del ciclo puede aumentar en torno a un 10%.

##### 2.2.4.1. CON DRENAJE HACIA ATRÁS

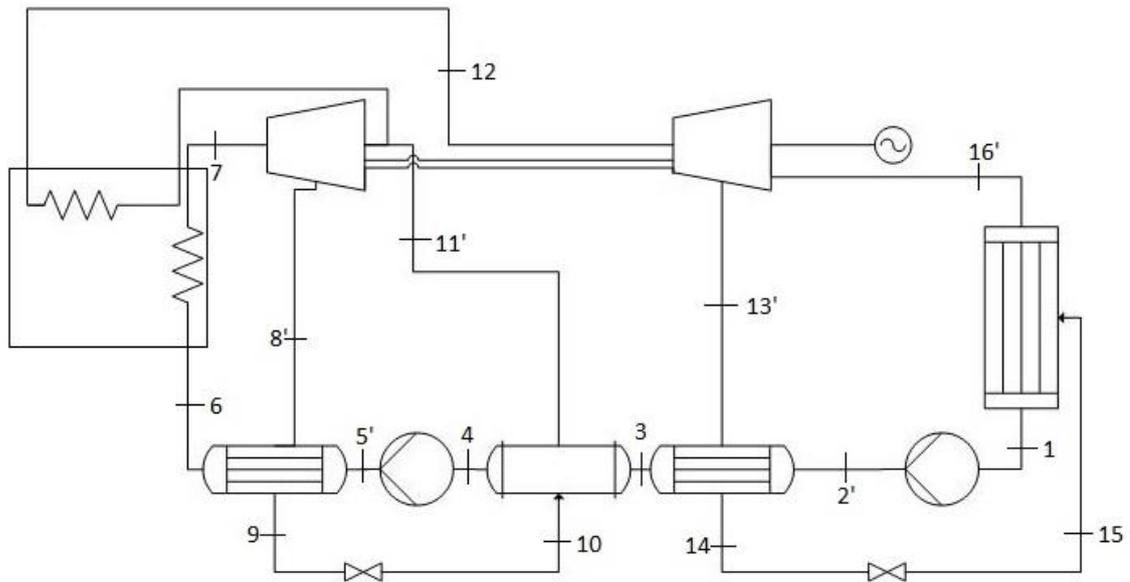
Son más utilizados que con drenaje hacia delante. Para drenar el agua hacia atrás, ya sea a otro feed heater, al desaireador, o al condensador, se necesita una válvula para disminuir la presión que tiene esa agua para drenaje (que es la presión de la extracción), hasta la presión a la que se encuentre el agua con la que se va a mezclar.

El diagrama T-S de un ciclo con sobrecalentamiento, recalentamiento, desaireador y dos calentadores cerrados con drenaje hacia atrás, uno en la parte de alta presión y otro en la parte de baja presión, es el siguiente:



**Ilustración 18. Diagrama T-S del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con extracción a la presión del recalentamiento y un feedheater de alta y otro de baja con drenaje hacia atrás**

Y el esquema:



**Ilustración 19. Esquema del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con extracción a la presión del recalentamiento y un feedheater de alta y otro de baja con drenaje hacia atrás**

Las temperaturas cumplen:  $T_6 < T_{8'}$  y  $T_5 < T_9$  en el feed heater cerrado de alta y  $T_3 < T_{13'}$  y  $T_2 < T_{14}$  en el de baja.

El rendimiento del ciclo es:

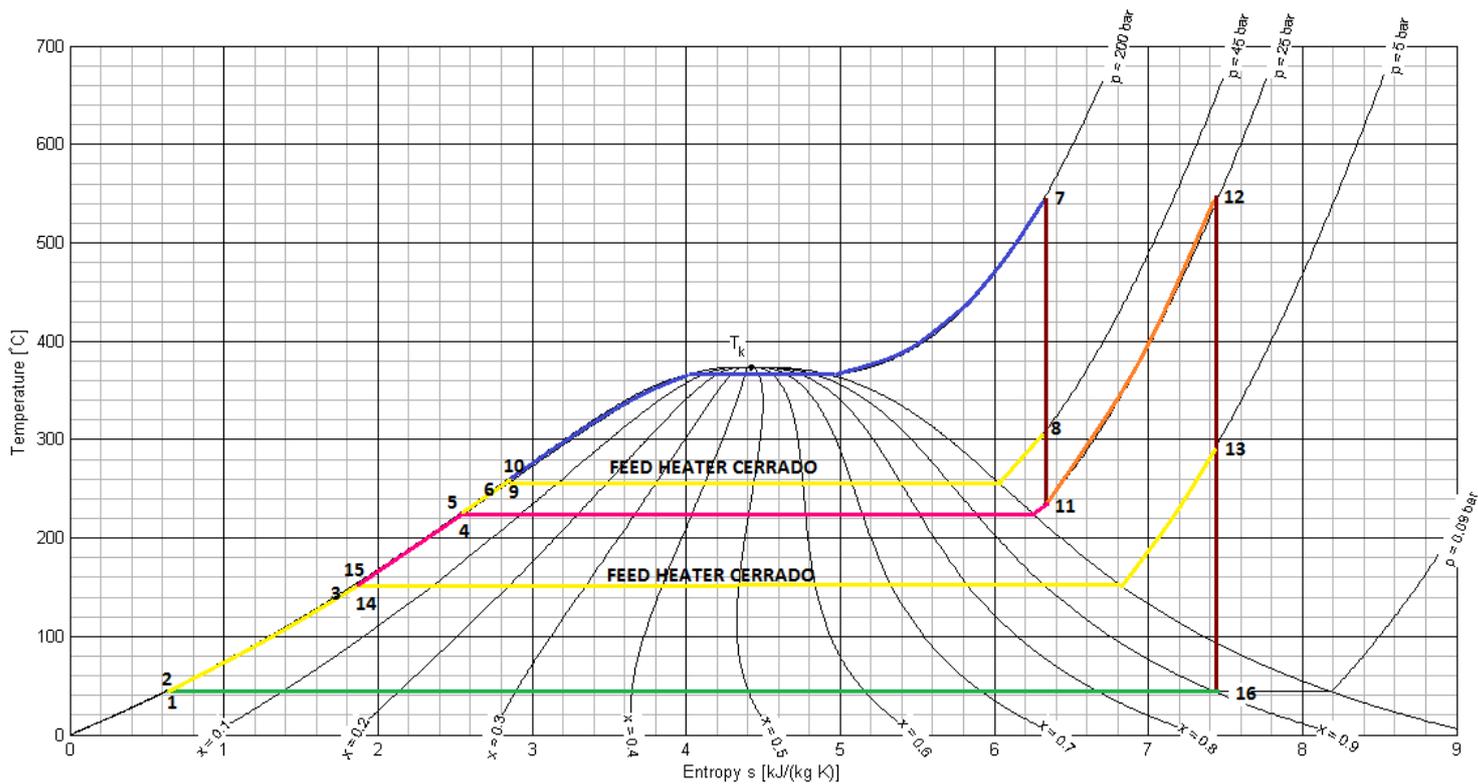
$$\eta = \frac{(h_7 - h_8) + (1-x) \cdot (h_8' - h_{11}') + (1-x-y) \cdot (h_{12} - h_{13}') + (1-x-y-z) \cdot (h_{13}' - h_{16}') - (1-x-y) \cdot (h_2' - h_1) - (h_5' - h_4)}{(h_7 - h_6) + (1-x-y) \cdot (h_{12} - h_{11}')}$$

Donde  $x$  es el porcentaje de gasto másico de vapor de la extracción al intercambiador cerrado de alta,  $y$  es el porcentaje de gasto másico de vapor de la extracción al desaireador y  $z$  el porcentaje de gasto másico de vapor de la extracción al intercambiador cerrado de baja presión.

#### 2.2.4.2. CON DRENAJE HACIA DELANTE

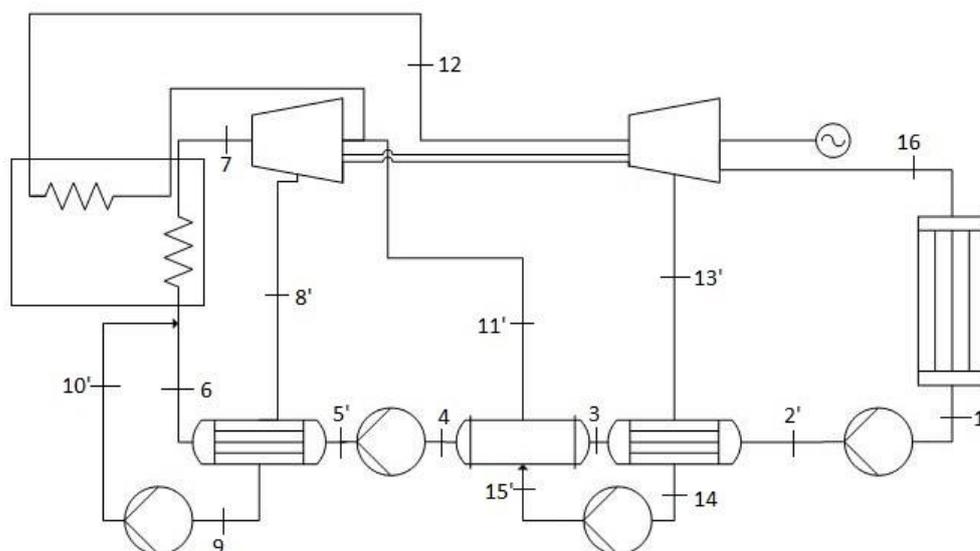
Para drenar el agua hacia delante se necesita de una bomba que suba la presión del agua de drenaje hasta la del agua de alimentación.

El mismo caso estudiado con feed heaters con drenaje hacia delante tiene un diagrama T-S:



**Ilustración 20. Diagrama T-S del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con extracción a la presión del recalentamiento y un feedheater de alta y otro de baja con drenaje hacia delante**

Y el esquema:



**Ilustración 21. Esquema del ciclo de vapor con sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con extracción a la presión del recalentamiento y un feedheater de alta y otro de baja con drenaje hacia delante**

Al igual que en el caso anterior, las temperaturas en los feed water heaters cumplen:  $T_6 < T_8$  y  $T_5 < T_9$  y la temperatura de entrada a la caldera estará entre  $T_{10}$  y  $T_6$  ya que estas corrientes se mezclan.

Y el rendimiento es:

$$\eta = \frac{(h_7 - h'_8) + (1-x) \cdot (h'_8 - h'_{11}) + (1-x-y) \cdot (h_{12} - h'_{13}) + (1-x-y-z) \cdot (h'_{13} - h'_{16}) - (1-x-y-z) \cdot (h'_2 - h_1) - z \cdot (h'_{15} - h_{14}) + (1-x) \cdot (h'_5 - h_4) - x \cdot (h'_{10} - h_9)}{(h_7 - h_6) + (1-x-y) \cdot (h_{12} - h'_{11})}$$

Donde  $x$  es el porcentaje de gasto másico de vapor de la extracción al intercambiador cerrado de alta,  $y$  es el porcentaje de gasto másico de vapor de la extracción al desaireador y  $z$  el porcentaje de gasto másico de vapor de la extracción al intercambiador cerrado de baja presión.

## 2.3. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CICLO

### 2.3.1. CALDERA

Para la producción de energía eléctrica ('utility') se utilizan calderas del tipo 'water-tube boiler'. El máximo vapor que pueden generar estas calderas es de aproximadamente 1250kg/s a 330 bar y 630°C como máximo (caso ultracrítico).

El punto crítico para la utilización de calderas subcríticas o supercríticas es la punta del domo del diagrama T-S del agua. A partir de este punto de 220.9 bares de presión y 647.3 K, el cambio de fase agua-vapor no se produce a la temperatura de saturación pasando por dentro de la campana de cambio de fase, si no que se produce una transición continua desde el estado líquido hasta el estado vapor.

#### -Caldera subcrítica

Se puede ver en la ilustración 22 los principales componentes de una caldera subcrítica:

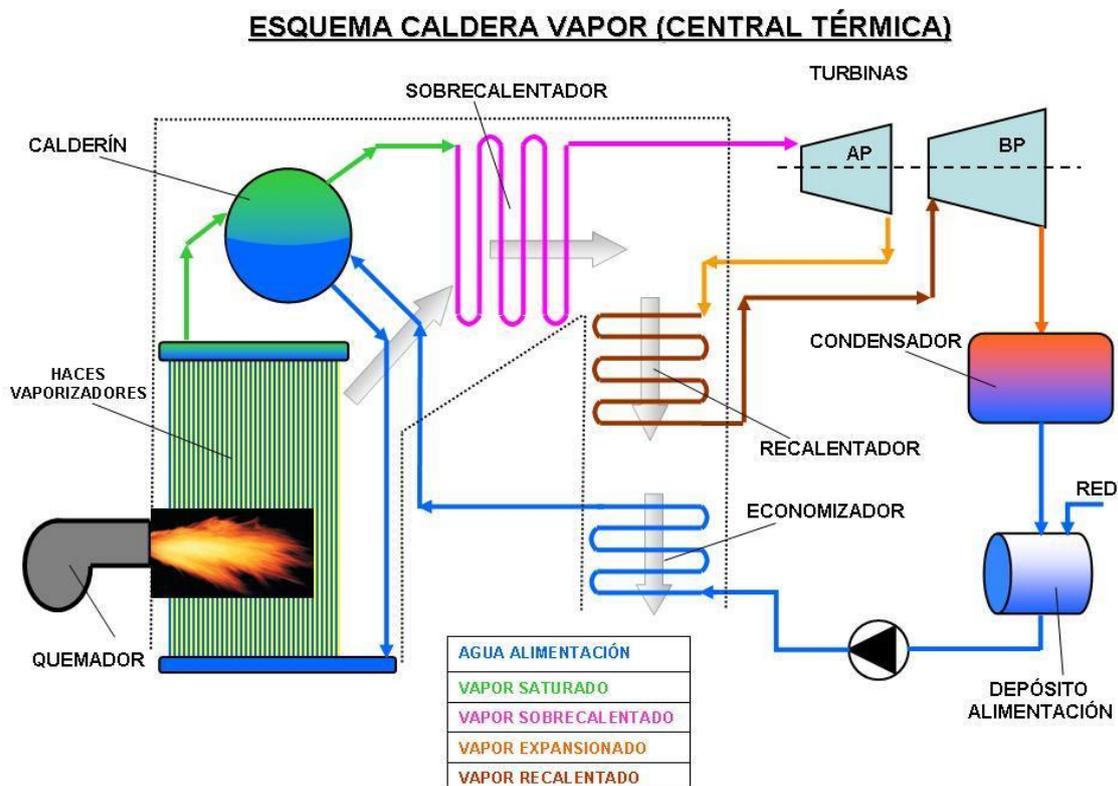


Ilustración 22. Caldera subcrítica

El agua de alimentación pasa por el economizador aprovechando la energía que aún tienen los gases de combustión. Después el agua pasará al calderín cuya función es separar el líquido del vapor. El agua líquida la hace pasar por los haces vaporizadores donde se genera el vapor. Tras su salida de los haces vaporizadores vuelve a pasar por el calderín y se repite el proceso. El vapor que sale del calderín se hace pasar por el sobrecalentador donde aumenta su temperatura gracias a la alta temperatura que aún tienen los gases de la combustión. Tras pasar por el sobrecalentador el vapor se turbiniza y se vuelve a dirigir a la caldera, esta vez para calentarse en el recalentador para volver a ser turbinizado luego. Los gases de escape tras el economizador suelen tener suficiente energía como para precalentar el oxígeno que se necesita para producir la combustión. Además el sistema consta de un atemperador que controla la temperatura del vapor.

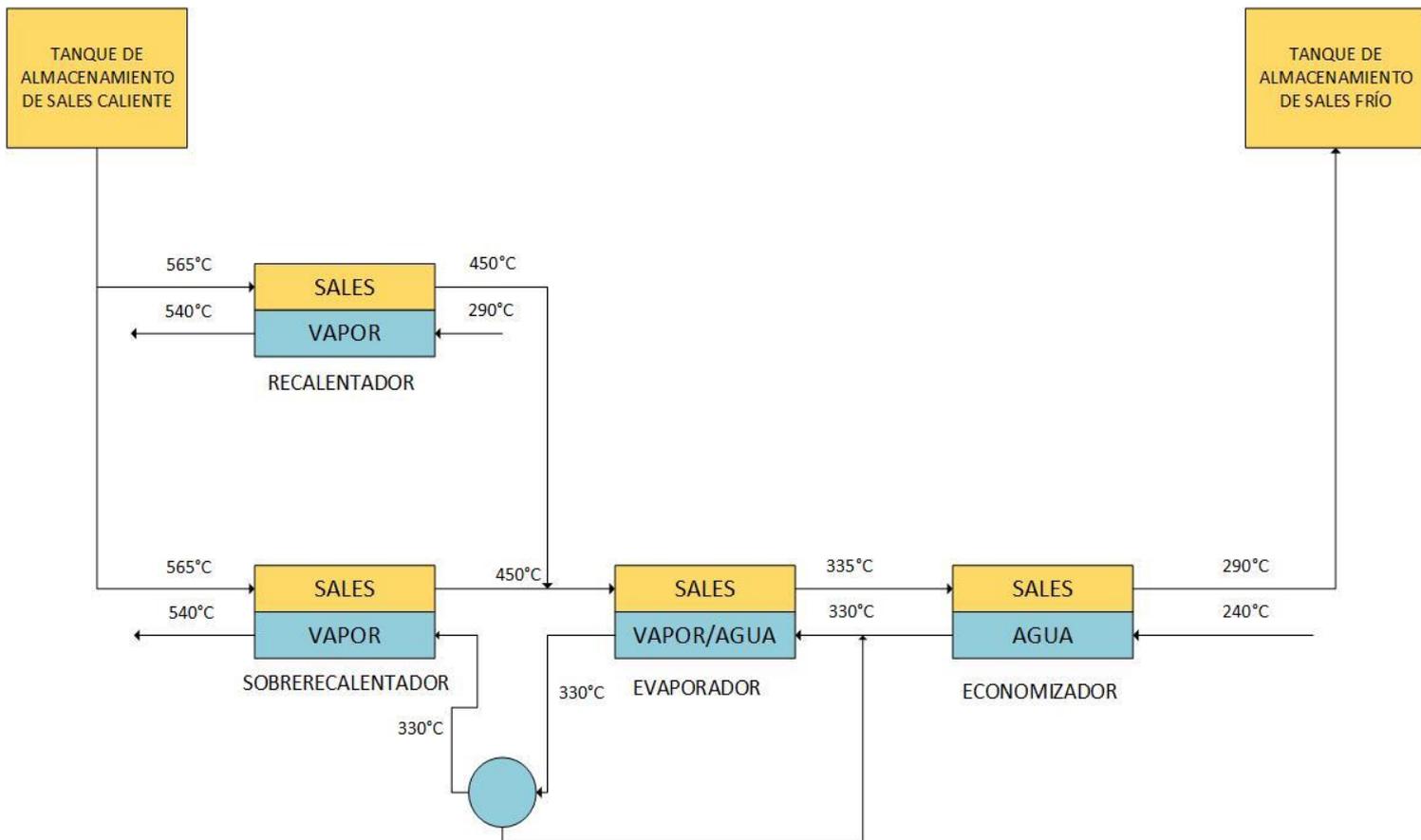
Este es el sistema típico utilizado en calderas que utilizan combustibles fósiles para generar el vapor. En el caso que se trata en este proyecto, donde son las sales fundidas las que han de transmitir el calor al fluido (agua) que recorre el ciclo de producción de potencia, la caldera tiene básicamente los mismos elementos que el estudiado en la ilustración 22, sólo que no existirá el hogar de la caldera donde se produce la combustión, y es sustituido por un intercambiador de calor sales-agua donde el agua se vaporiza.

Las sales procedentes del tanque de almacenamiento caliente a una temperatura de 565°C circulan en paralelo hacia el sobrecalentador y el recalentador donde el vapor se calienta, en el caso del recalentador, tras haber pasado por la turbina de alta. Las sales tienen la temperatura suficiente para generar el vapor de agua en el evaporador y para precalentar el agua de alimentación que procede del último feedwater heater. Luego, las sales se dirigen hacia el tanque de almacenamiento frío de sales y seguirán el circuito a través del receptor para volverse a calentar.

Al igual que en una caldera convencional el agua por su parte recorre el circuito de manera contraria. Tras salir del último feedwater heater se recalienta hasta la temperatura de saturación, luego recorre el evaporador y después pasa por un calderín donde el agua no evaporada se enviará de nuevo al evaporador y el vapor hacia el sobrecalentador. El

vapor una vez turbinado regresa para circular por el recalentador y aumentar de nuevo su temperatura.

El esquema (con temperaturas aproximadas) sería el siguiente:



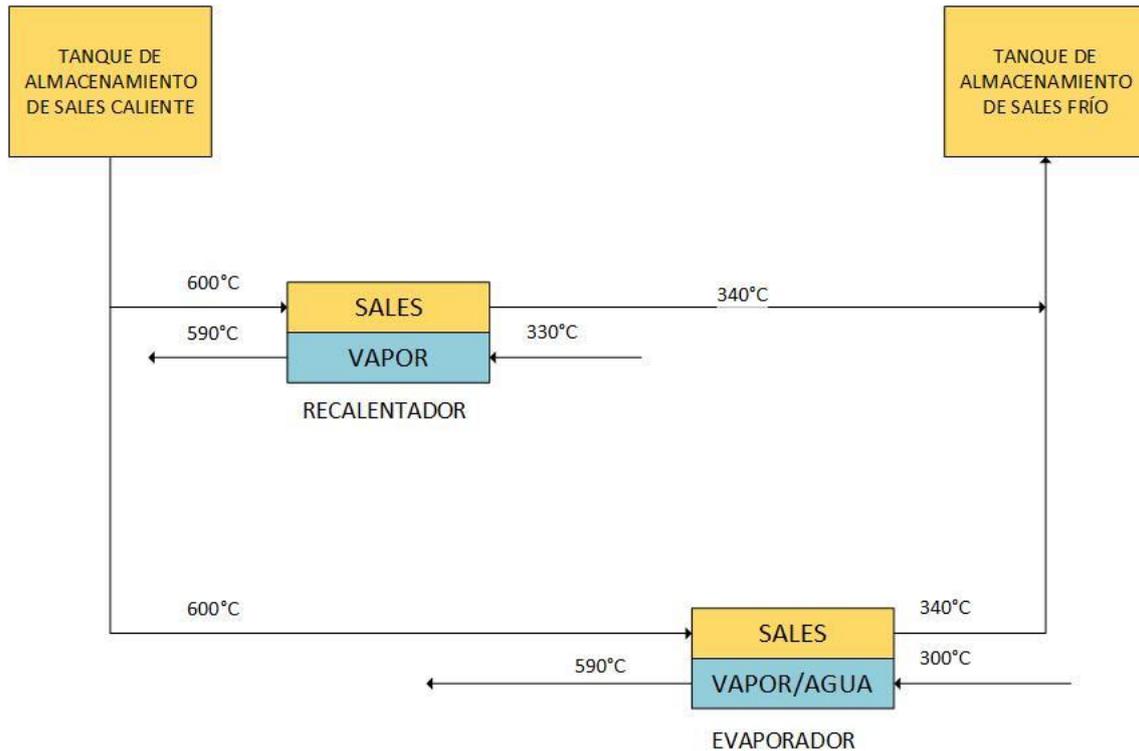
**Ilustración 23. Caldera ciclo subcrítico en centrales termosolares de sales fundidas**

### -Caldera supercrítica

Las calderas supercríticas generan vapor por encima de la presión crítica del agua (220.9 bares). Por encima del punto crítico el cambio de agua líquida a vapor se produce de manera suave, siendo menor entonces el coeficiente de transferencia de calor que en el caso subcrítico y aumentando por tanto la temperatura en el evaporador, que ya no va a ser constante. Se diferencian principalmente en la configuración del evaporador, que es de un solo paso y sin calderín. Los tubos tienen mayor

riesgo de sobrecalentamiento porque se produzca el secado total del flujo (en subcríticos no se secan los tubos, el título de vapor se procura que esté entre 0.25 y 0.5), por lo que los materiales deben ser más resistentes y el caudal debe tener un mayor control. Tecnológicamente éstas son más complejas.

El esquema, más simple puesto que no hay régimen de ebullición del agua quedaría:



**Ilustración 24. Caldera ciclo supercrítico en centrales termosolares de sales fundidas**

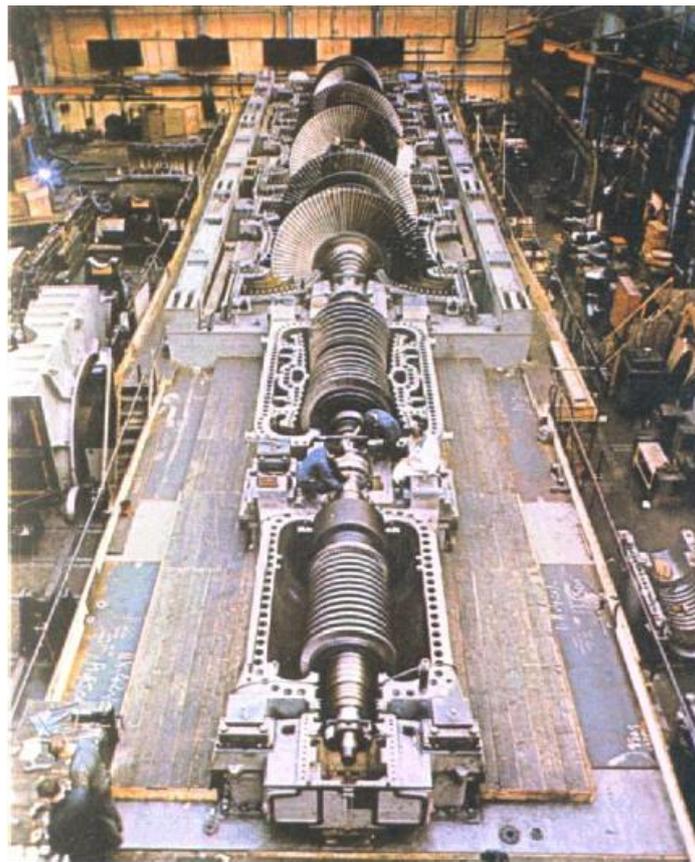
### 2.3.2. TURBINA

La turbina transforma la energía del vapor de agua en energía mecánica mediante la expansión del vapor, que luego se transforma en energía eléctrica. Se divide en distintas etapas: turbina de alta presión, de media y de baja.

Tanto en el primer escalón (estator-rotor) como en los últimos escalones de la turbina de vapor hay que tener en cuenta ciertas consideraciones. El primer escalón de la turbina de vapor se hace con álabes del rotor

simétricos (llamada turbina de acción) haciendo que todo el salto de presiones sea producido por el estator. De esta manera se evita que por la gran diferencia de presiones adelante y atrás del rotor el vapor quiera pasar por la holgura que queda entre el rotor y la carcasa y evite pasar por el rotor, ya que si esto pasara no se aprovecharía su energía. Por la misma razón de que el fluido va a querer ir siempre por el camino más “fácil” usualmente se le coloca un diafragma al estator de este primer escalón, obligando al vapor a pasar a través de los álabes del mismo. En los últimos álabes de la turbina de vapor puede haber gotas que se hayan condensado. Esto puede ser muy dañino para los álabes de la turbina, por lo que se realizan ranuras en el borde de ataque del rotor para que se centrifuguen y se hacen unos canales en el cuerpo del álabe para succionar las gotas.

El rendimiento de la turbina disminuye conforme avanzamos de mayor a menor presión.



**Ilustración 25. Turbina de vapor**

### 2.3.3. CONDENSADOR

El condensador es el foco frío del ciclo de producción de potencia. El vapor a la salida de las turbinas se encuentra en condiciones cercanas a la saturación. Este vapor, tras salir de la turbina, se introduce en el condensador donde cambia de fase. Las condiciones en el condensador son las de saturación, es decir, la presión es la de saturación a la temperatura de condensación. El calor latente de cambio de fase es evacuado al exterior mediante un fluido de trabajo: aire o agua.

Si el fluido de trabajo que refrigera el agua de alimentación es agua (condensador de superficie), la temperatura de condensación es menor que al refrigerar por aire ya que con aire el foco frío está a la temperatura seca y con agua está a la temperatura de bulbo húmedo. La eficiencia es mayor al refrigerar por agua ya que aumenta cuanto menor es la temperatura del foco frío. Refrigerar con agua requiere de una torre de refrigeración húmeda donde ese agua que refrigera el agua de alimentación es enfriada una vez que ha recibido el calor procedente de la condensación del vapor. La utilización de torres de refrigeración húmedas requiere un mantenimiento permanente para prevenir la legionella. Si el agua de alimentación es refrigerada por aire es necesario un ventilador para forzar al aire a atravesar el circuito.



**Ilustración 26. Condensador de superficie**

### 2.3.4. BOMBAS

En el ciclo Rankine se necesitan dos bombas, una tras el condensador y otra tras el desaireador, si es que lo hay (véanse esquemas del capítulo

2.2.). Si hay intercambiadores de calor cerrados con drenaje hacia delante también se necesitará una bomba que incremente la presión.

Se suelen utilizar bombas centrífugas, capaces de aumentar mucho la presión del fluido pero no tanto de manejar grandes caudales.



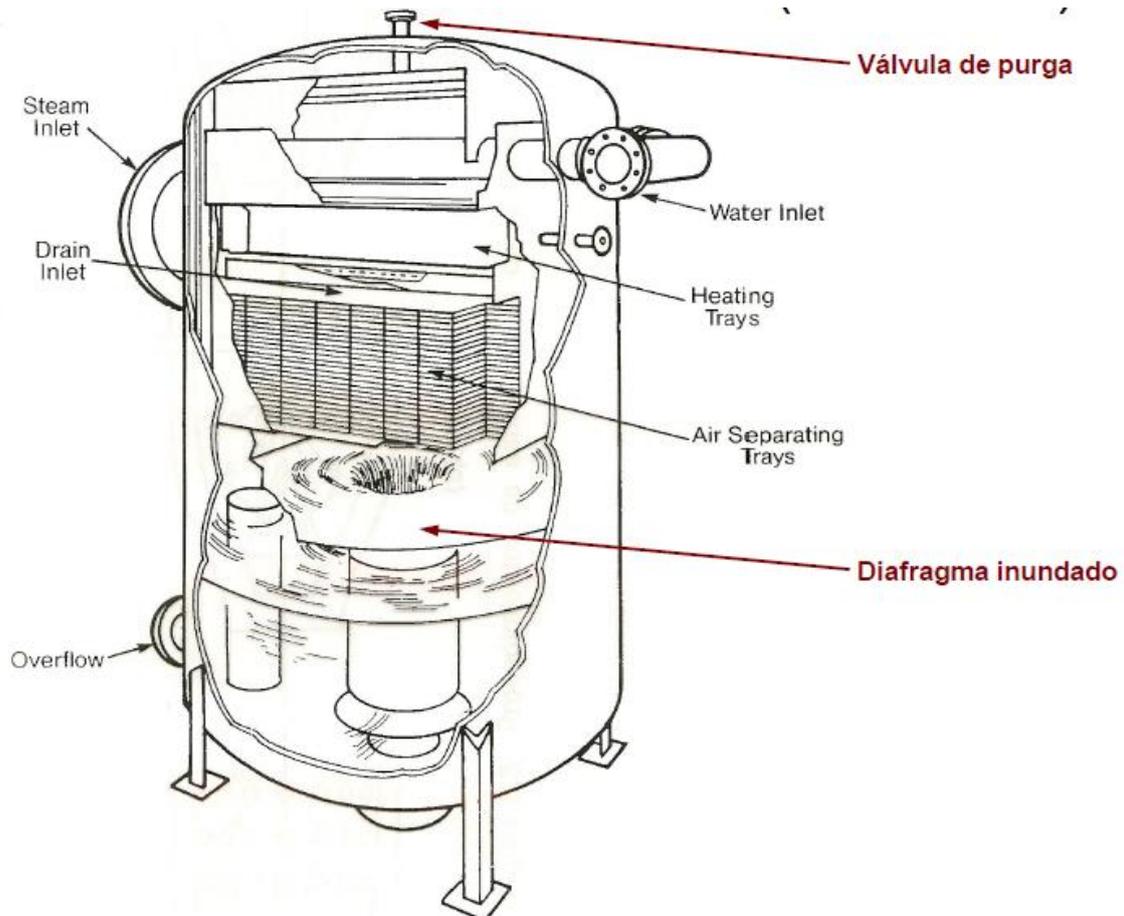
**Ilustración 27. Bomba centrífuga**

#### 2.3.5. DESAIREADOR Y FEED WATER HEATERS

##### -Desaireador

Es inevitable que en el condensador le entre aire al agua de alimentación. Aunque esta cantidad sea extremadamente pequeña el aire hay que purgarlo puesto que si entrase a los haces vaporizadores de la caldera éstos se oxidarían y dejaría de funcionar correctamente.

El desaireador (o feed heater abierto) sirve precisamente para extraer este aire del agua de alimentación.



**Ilustración 28. Esquema desaireador (feed heater abierto)**

El agua líquida de alimentación (con el aire en sí disuelto) entra al desaireador introduciéndose en el mismo mediante 'sprays'. Esto se hace para que la superficie por unidad de volumen sea mayor, produciéndose un mejor intercambio de calor y masa con el vapor extraído a alta temperatura de la turbina. Al aumentar la temperatura del agua de alimentación la solubilidad del aire disuelto en ella disminuye. Con la intención de aumentar aún más el intercambio de calor y masa se colocan unas bandejas en el cuerpo del desaireador debajo de los sprays, ya que con las bandejas se aumenta (al igual que con los sprays) el tiempo de residencia. El diafragma inundado tiene la función de reducir la absorción de aire que pudiera tener el agua al caer de las bandejas para ser extraída y purgada del desaireador. Mediante la válvula de purga se extrae el aire del desaireador, aunque inevitablemente también va a salir una pequeñísima cantidad de vapor de agua que habrá que reponer.



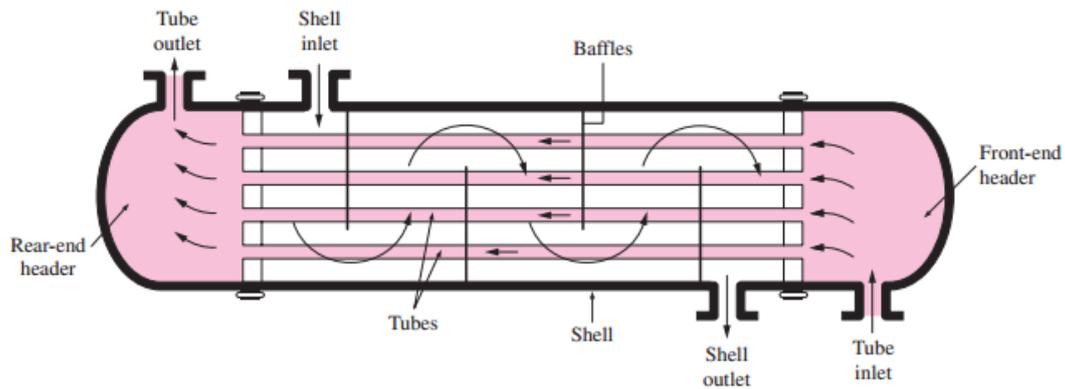
**Ilustración 29. Desaireador**

#### -Feed heater cerrado (FWH)

La misión de los feed heaters cerrados es aprovechar el calor de pequeñas cantidades de vapor extraídas de las turbinas para calentar el agua de alimentación del ciclo disminuyendo la carga de la caldera y del condensador, aumentando de esta manera el rendimiento del ciclo.

Son intercambiadores de calor tubo-carcasa. Por los tubos circula el agua de alimentación en convección forzada que va a aumentar su temperatura a una presión determinada. En el lado de la carcasa se introduce el sangrado de la turbina y el drenaje de otro feed heater (si es que lo tiene), por tanto, una de las diferencias con un intercambiador tubo-carcasa convencional es que puede tener más de una entrada.

Al conjunto de feedwater heaters de un ciclo se le suele denominar tren de calentadores.



**Ilustración 30. Intercambiador tubo-carcasa convencional**

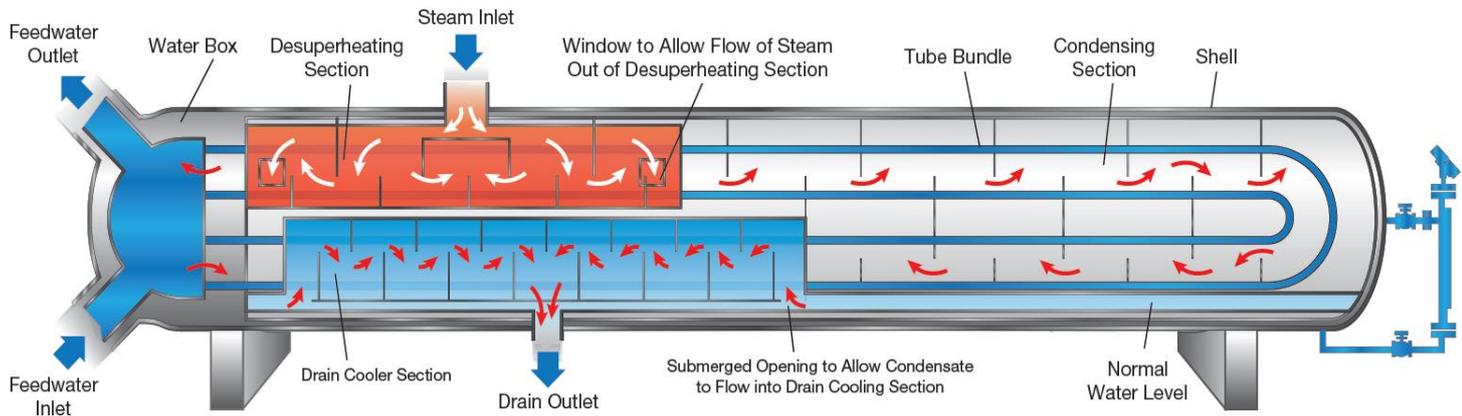
Generalmente los FWH tienen tres zonas de intercambio si pertenecen a la zona de alta: desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento; y solo condensación y subenfriamiento en los de baja cuando la extracción de la turbina esté saturada y no sobrecalentada. En cada una de las zonas el coeficiente de transferencia de calor  $U$  es constante y el calor transferido total será la suma del calor transferido en cada una de ellas:

$$\sum Q = Q_{desrecalentamiento} + Q_{condensación} + Q_{subenfriamiento}$$

donde:  $Q_i = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_i$

En ninguna de las tres zonas es necesario utilizar el factor multiplicativo de corrección  $F$  que se añade a la fórmula anterior que se utiliza para corregir la potencia calorífica transferida en el caso que el intercambio no se produzca con los flujos en contracorriente. En las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento los fluidos van a contracorriente ( $F=1$ ) y la zona de condensación hay un cambio de fase ( $F=1$ ).

En los intercambiadores tubo-carcasa se introducen baffles que según la separación que tengan entre ellos van a modificar la velocidad del fluido. Al aumentar la velocidad del fluido y su turbulencia el coeficiente de transferencia de calor también aumenta. Los baffles fuerzan el movimiento del fluido en la dirección perpendicular a los ejes de los tubos. Mientras que en un intercambiador tubo-carcasa corriente la longitud entre baffles se mantiene constante, en un feed heater la longitud entre baffles es diferente en cada zona para optimizar en cada una de ellas la transferencia de calor. La zona de condensación no tiene baffles.



**Ilustración 31. Arquitectura de un feedwater heater**

## CAPÍTULO 3. CÁLCULOS EN FWH

### 3.1. ESQUEMA DE TEMPERATURAS

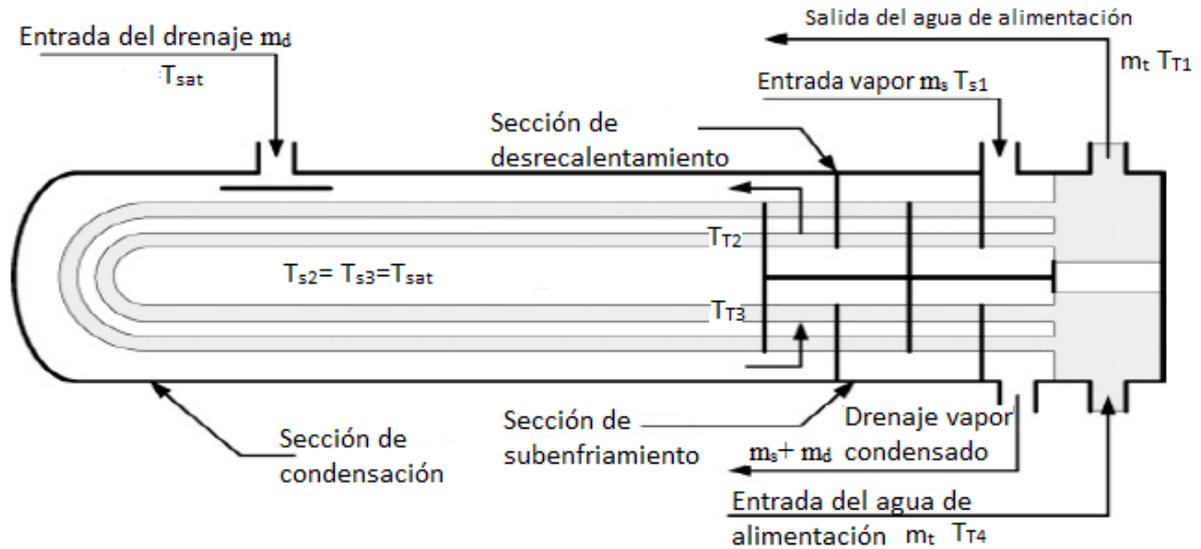


Ilustración 32. Diferentes secciones y temperaturas en un feed water heater

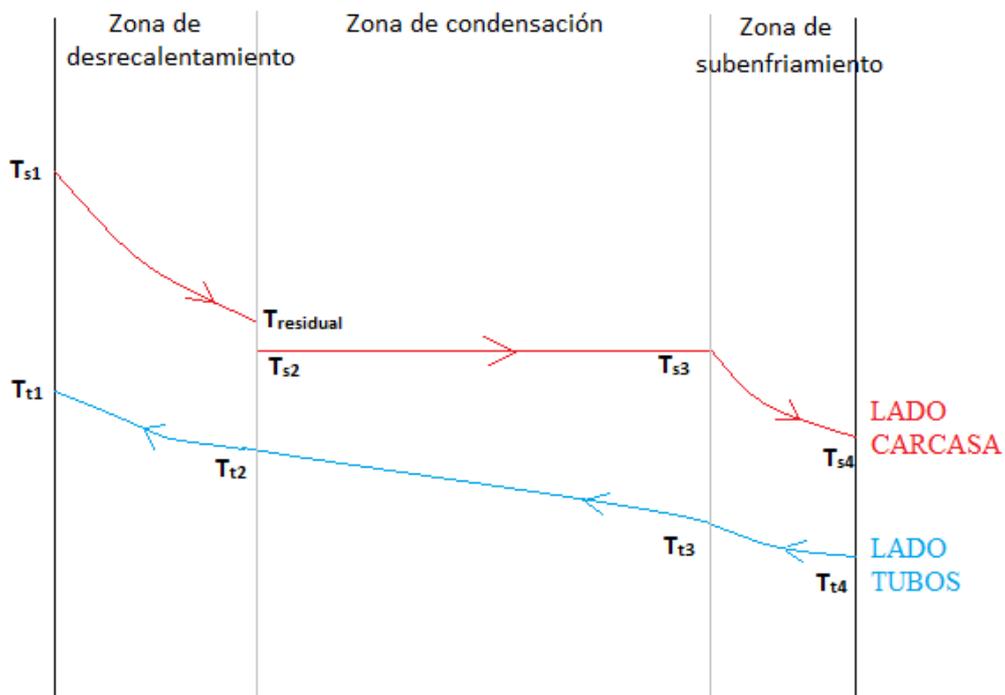


Ilustración 33. Diagrama de temperaturas en un feed water heater

Existen dos parámetros característicos del punto de operación de un FWH:

- Terminal Temperature Difference (TTD):

$$TTD = T_{SAT} - T_{T1}$$

Un incremento de TTD implica por tanto una reducción de la transferencia de calor, mientras que un decremento implica una mejora. Los valores típicos en intercambiadores de alta con desrecalentamiento están entre  $-3^{\circ}\text{C}$  y  $-5^{\circ}\text{C}$ , mientras que si no tienen sobrecalentamiento están entre  $-3^{\circ}\text{C}$  y  $0^{\circ}\text{C}$ . Para feed heaters de baja presión TTD ronda los  $5^{\circ}\text{C}$ .

- Drain Cooler Approach (DCA):

$$DCA = T_{S4} - T_{T4}$$

Su valor suele estar entre los  $5^{\circ}\text{C}$  y  $10^{\circ}\text{C}$  para asegurar el nivel de agua.

Es necesario hacer un desrecalentamiento residual para evitar que la condensación del vapor se produzca en la zona de desrecalentamiento. De ahí que aparezca la  $T_{residual}$  en la imagen ilustración 33.

### 3.2. COEFICIENTES CONVECTIVOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El estudio de los coeficientes de transferencia de calor en el lado de los tubos y en el lado de la carcasa ha de realizarse de manera independiente. Además, en el lado de la carcasa las correlaciones para la zona de condensación son diferentes de las zonas donde no hay cambio de fase.

A continuación se estudian las correlaciones necesarias para calcularlos:

#### 3.2.1. LADO DE LOS TUBOS

Para calcular el coeficiente convectivo en el lado de los tubos en las tres zonas se utilizan las correlaciones de flujo interno sin cambio de fase.

Si el flujo es laminar completamente desarrollado:

-Para flujo de calor constante:

$$Nu_D = \frac{h_i \cdot D_i}{k} = 4.36 \quad (1)$$

-Para temperatura en la superficie de los tubos constante:

$$Nu_D = \frac{h_i \cdot D_i}{k} = 3.66 \quad (2)$$

Si el flujo es turbulento completamente desarrollado:

-Correlaciones de Dittus boelter:

$$Nu_D = \frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0.023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (3)$$

$$0.7 < Pr < 160$$

$$Re > 10000$$

$$\frac{L}{D} > 10$$

Siendo n=0.4 si La temperatura en la superficie de los tubos es mayor que la temperatura media del fluido en el interior de los tubos y n=0.3 si es menor.

- Correlaciones de Gnielinski:

$$Nu_D = \frac{h_i \cdot D_i}{k} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4)$$

$$0.5 < Pr < 2000$$

$$3000 < Re < 5 \cdot 10^6$$

$f$  =factor de fricción (Petukov)

$$f = (0,79 \cdot \ln Re_D - 1.64)^{-2}$$

Por las condiciones de operación la correlación más utilizada es la (3).

Donde:

$h$ =coeficiente de transferencia de calor  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$Nu$ =Número de Nusselt

$k$ =conductividad térmica del fluido  $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

$\rho$ =densidad del fluido  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$\mu$ =viscosidad del fluido  $[Pa \cdot s]$

$c_p$ =calor específico a presión constante  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$Re$ =Número de Reynolds

$Pr$ =Número de Prandtl

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_i}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$

$v$  es la velocidad que tiene el fluido que circula por el interior de los tubos. Dependiendo del tipo de material del que sean los tubos la velocidad máxima del agua que los recorre es la mostrada en la tabla 2.

Material	Velocidad (m/s)
Acero	3
Acero inoxidable	4,5
Aluminio	1,8
Cobre	1,8
Cuproníquel	3-4,5
Titanio	15

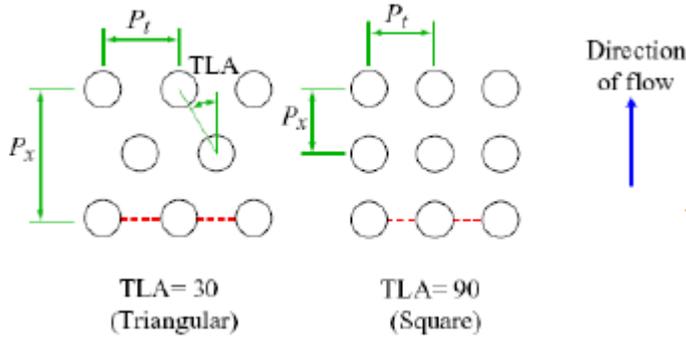
**Tabla 2. Velocidades máximas del agua circulando por el interior de tubos**

La velocidad mínima es de aproximadamente 1 m/s, de manera que los depósitos en suspensión sean aceptables.

### 3.2.2. LADO DE LA CARCASA

#### 3.2.2.1. ZONAS DE DESRECALENTAMIENTO Y SUBENFRIAMIENTO

Para calcular el coeficiente convectivo en el lado de la carcasa hay que tener en cuenta que en el desrecalentamiento el fluido es vapor (gas) y en el subenfriamiento es agua (líquida), y que en estas zonas no hay cambio de fase. En ambos casos se utiliza la fórmula de Kern.



$$D_e = \begin{cases} \frac{4 \cdot \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot P_T^2 - \pi \cdot \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o}; & 30^\circ \text{ (Triang)} \\ \frac{4 \cdot \left( P_T^2 - \pi \cdot \frac{D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o}; & 90^\circ \text{ (Cuadrada)} \end{cases}$$

$$S_s = \frac{D_s}{P_T} \cdot (P_T - D_o) \cdot L_b$$

$$\text{Geometría triangular: } \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{P_T^2 \cdot N_T}{CF}$$

$$\text{Geometría cuadrada: } \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 = \frac{P_T^2 \cdot N_T}{CF}$$

$$N_T = \frac{m_t}{\pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \cdot v_i \cdot \rho_i}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_e}{\mu} = \frac{\frac{m}{S_s} \cdot D_e}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$

$$Nu = \frac{h_e \cdot D_e}{k}$$

$$Nu = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

donde:

$m$ =gasto másico que circula por la carcasa  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$

$m_t$ =gasto másico que circula por los tubos  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$

$N_T$ =número de tubos en la carcasa

$D_e$ =diámetro equivalente [m]

$D_s$ =diámetro de la carcasa [m]

$S_s$ =sección efectiva [m<sup>2</sup>]

$D_o$ =diámetro exterior del tubo [m]

$d_i$ =diámetro interior del tubo [m]

$v_i$ =velocidad del fluido en el interior de los tubos  $\left[ \frac{m}{s} \right]$

$\rho_i$ =densidad del fluido en el interior de los tubos  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$

$P_T$ =distancia entre los tubos [m] [Ver esquema dibujado arriba para geometría cuadrada o triangular]

$L_b$ =distancia entre bafles [m]

CF=factor de corrección de las holguras debida al número de pasos: 0,93 para 1 paso y 0,9 para 2 pasos

$\rho, \mu, c_p, k$  son las propiedades del fluido

$h_e$ =coeficiente convectivo del lado de la carcasa  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

La longitud entre bafles, como se comentó en el capítulo anterior, es distinta en la zona de desrecalentamiento que en la de subenfriamiento para optimizar la transferencia de calor.

### 3.2.2.2. ZONA DE CONDENSACIÓN

Para esta zona se utiliza la correlación para condensación sobre columnas de N tubos:

$$\bar{h}_{DN} = \frac{\bar{h}_{D(1\ tubo)}}{N^{\frac{1}{4}}} = 0,729 \cdot \left[ \frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{lv}}{N \cdot \mu_l \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot D} \right]^{\frac{1}{4}}$$

donde:

$$h'_{lv} = h_{lv} \cdot (1 + 0,68 \cdot Ja)$$

$$Ja = \frac{c_{pl} \cdot (T_{sat} - T_s)}{h_{lv}}$$

$\rho_l$ =densidad en fase líquido  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$\mu_l$ =viscosidad en fase líquido [Pa·s]

$k_l$ =conductividad térmica del fluido en fase líquido  $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

$h_{lv}$ =entalpía de cambio de fase  $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$\rho_v$ =densidad en fase gas  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$T_{sat}$ =Temperatura de saturación [K]

$T_s$ =Temperatura de la superficie de los tubos [K]

D=Diámetro exterior de los tubos [m]

N=Número de tubos

Las propiedades del líquido se calculan para  $\frac{T_{sat}+T_s}{2}$  y las del vapor a  $T_{sat}$

Para calcular  $T_s$  hay que realizar un proceso iterativo de la siguiente forma:

Se estima  $T_s \approx T_{sat} - 10$

Con ello se calcula  $\bar{h}_{DN}$  y con el coeficiente convectivo exterior en la carcasa en la zona de condensación ya se pueden calcular los coeficientes globales U y  $U_{cond}$ .

$$U = \left( \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot k_t} \right)^{-1}$$
$$U_{cond} = \left( \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot k_t} + \frac{1}{\bar{h}_{DN}} \right)^{-1}$$

Igualando:  $U_{cond} \cdot A \cdot (T_{sat} - \bar{T}_t) = U \cdot A \cdot (\bar{T}_t - T_s)$

Y despejando:

$$T_s = \bar{T}_t - \frac{U_{cond} \cdot (T_{sat} - \bar{T}_t)}{\left( \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot k_t} \right)^{-1}}$$

$k_t$ =conductividad térmica del material de los tubos  $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$

$\bar{T}_t$ =Temperatura media de los tubos [K]

Una vez obtenido  $T_s$  se itera hasta que coincida con el estimado.

### 3.3. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE DESRECALENTAMIENTO RESIDUAL

Para evitar que la condensación se produzca en la zona de desrecalentamiento hay un recalentamiento residual. La temperatura de desrecalentamiento residual [Ver ilustración 33] se calcula de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} h_{edes} \cdot (T_{residual} - T_{sat}) &= U_{des} \cdot (T_{residual} - T_{t2}) \\ (m \cdot c_p)_v \cdot (T_{s1} - T_{residual}) &= (m \cdot c_p)_l \cdot (T_{t1} - T_{t2}) \end{aligned}$$

Y despejando  $T_{residual}$  del sistema de ecuaciones:

$$T_{residual} = \frac{T_{sat} - \frac{U_{des}}{h_{edes}} \cdot \left( T_{t1} - T_{s1} \cdot \frac{(m \cdot c_p)_v}{(m \cdot c_p)_l} \right)}{1 - \frac{U_{des}}{h_{edes}} \cdot \left( 1 - \frac{(m \cdot c_p)_v}{(m \cdot c_p)_l} \right)}$$

La nomenclatura utilizada para las temperaturas se corresponde con la señalada en la ilustración 33.

$h_{edes}$  =coeficiente convectivo en la carcasa en la zona de desrecalentamiento  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

$h_{ides}$  =coeficiente convectivo en los tubos en la zona de desrecalentamiento  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

$U_{des}$  =coeficiente de transferencia global en el desrecalentamiento  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$   
y se calcula:

$$U_{des} = \left( \frac{1}{h_{ides}} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot k_t} + \frac{1}{h_{edes}} \right)^{-1}$$

### 3.4. POTENCIA TÉRMICA TRANSFERIDA

El fluido que circula por la carcasa (según la zona vapor, agua o ambos), le cede calor al fluido más frío (agua de alimentación) que circula por los tubos. Al igual que en el apartado anterior la nomenclatura de temperaturas se corresponde con la indicada en la ilustración 33.

### -Zona de desrecalentamiento

$$Q_{des} = \dot{m}_w \cdot cp_{destubos} \cdot (T_{t1} - T_{t2}) \\ = \dot{m}_{vext} \cdot cp_{descarc} \cdot (T_{s1} - T_{residual}) \quad (W)$$

En los feedwater heaters de baja, si el vapor de la extracción se encuentra en condiciones de saturación, no habrá desrecalentamiento. Además, si la temperatura de desrecalentamiento residual obtenida es mayor que la temperatura de entrada del vapor esto nos indica que se condensa desde el inicio, de manera que tampoco hay desrecalentamiento.

### -Zona de condensación

En los tubos:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w \cdot cp_{condtubos} \cdot (T_{t2} - T_{t3}) \quad (W)$$

En la carcasa si hay desrecalentamiento el calor de condensación es el de cambio de fase más el sensible residual.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{vext} \cdot (h_{lv} + c_{prs} \cdot (T_{residual} - T_{sat})) \quad (W)$$

Si no hay desrecalentamiento y la extracción está saturada:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{vext} \cdot x_{vext} \cdot h_{lv} \quad (W)$$

Si además el feed water heater recibe el agua del drenaje de otro feed heater a las ecuaciones anteriores hay que añadirles la condensación de la parte del vapor que entra por ese drenaje, de tal forma que las fórmulas anteriores quedarían:

$$\dot{Q}_{cond} = (\dot{m}_{vext} + x_d \cdot \dot{m}_d) \cdot h_{lv} + \dot{m}_{vext} \cdot c_{prs} \cdot (T_{residual} - T_{sat}) \quad (W)$$

$$\dot{Q}_{cond} = (\dot{m}_{vext} \cdot x_{vext} + \dot{m}_d \cdot x_d) \cdot h_{lv} \quad (W)$$

### -Zona de subenfriamiento

En los tubos:

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m}_w \cdot cp_{subtubos} \cdot (T_{t3} - T_{t4}) \quad (W)$$

En la carcasa, si no hay drenaje de otro feed heater:

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m}_{vext} \cdot cp_{subcarc} \cdot (T_{s3} - T_{s4}) \quad (W)$$

En la carcasa, si hay drenaje de otro feed water heater:

$$\dot{Q}_{sub} = (\dot{m}_{vext} + \dot{m}_d) \cdot cp_{subcarc} \cdot (T_{s3} - T_{s4}) \quad (W)$$

donde:

$cp_{subtubos}$  = calor específico medio del agua que recorre los tubos en la zona de subenfriamiento  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$cp_{subcarc}$  = calor específico medio del fluido que recorre la carcasa en la zona de desrecalentamiento  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$cp_{condtubos}$  = calor específico medio del agua que recorre los tubos en la zona de condensación  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$c_{prs}$  = calor específico medio del vapor entre la temperatura residual y la temperatura de saturación como vapor saturado  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$cp_{destubos}$  = calor específico medio del agua que recorre los tubos en la zona de desrecalentamiento  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$cp_{descarc}$  = calor específico medio del vapor de la extracción en la zona de desrecalentamiento  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$\dot{m}_d$  = gasto másico del drenaje de otro feed heater  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{m}_w$  = gasto másico de agua que recorre los tubos  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{m}_{vext}$  = gasto másico de vapor extraído de la turbina  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$x_{vext}$  = título de vapor de la corriente de la extracción (0 líquido saturado, 1 vapor saturado)

$x_d$  = título de vapor del drenaje de otro feed heater (0 líquido saturado, 1 vapor saturado)

$h_{lv}$  = entalpía de cambio de fase  $\left[\frac{J}{kg}\right]$

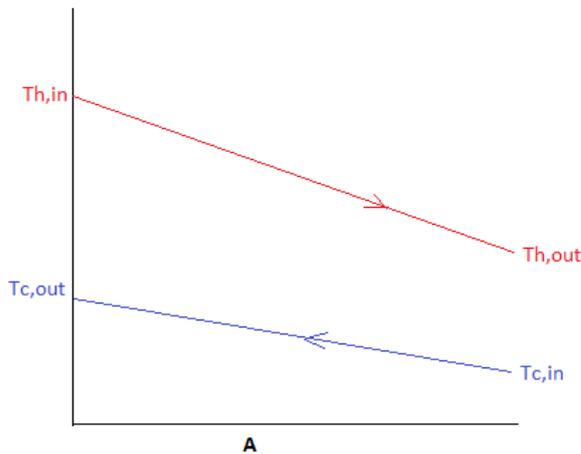
### 3.5. ÁREAS Y LONGITUDES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En un intercambiador con fluidos en contracorriente la potencia térmica se puede expresar como:  $Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$ . Como se comentó en el capítulo anterior, en un intercambiador con una disposición que no sea contracorriente se necesita corregir la potencia transferida con un coeficiente F que se obtiene de unas tablas:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

Sin embargo, este coeficiente F no es necesario estudiarlo en el caso de un feed heater porque en las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento los fluidos sí que van en contracorriente, y en la zona de condensación como hay cambio de fase F también toma valor 1.

Para calcular el área de transferencia es necesario calcular el incremento de temperatura logarítmico medio  $\Delta T_{lm}$  en cada una de las zonas. Se calcula de la forma:



$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Una vez calculadas las potencias, los incrementos de temperatura logarítmicos medios y los coeficientes globales de transferencia de calor, éstos últimos calculados con los coeficientes convectivos tal y como se indicó en el capítulo 3.2. con la fórmula indicada a continuación, se puede calcular el área de transferencia en cada una de las zonas.

$$U = \left( \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right)}{2 \cdot k_t} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{lm}} \text{ (m}^2\text{)}$$

Y una vez determinada el área de transferencia en el desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento se puede calcular la longitud de cada zona y la longitud de la carcasa.

$$L_{des} = \frac{A_{des}}{\pi \cdot d_o \cdot N_t} \text{ (m)} \quad L_{cond} = \frac{A_{des}}{\pi \cdot d_o \cdot N_t \cdot N_p} \text{ (m)} \quad L_{sub} = \frac{A_{sub}}{\pi \cdot d_o \cdot N_t} \text{ (m)}$$

Teniendo en cuenta que si el número de tubos que se ha calculado es el correspondiente a las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento, es decir, el que se vería dividiendo la carcasa en dos por la mitad, la longitud de transferencia en la zona de condensación tiene que ser dividida por el número de pasos  $N_p$  (en este caso 2 pasos).

La longitud de la carcasa queda entonces:

$$L_s = L_{cond} + \frac{L_{des} + L_{sub}}{2}$$

## CAPÍTULO 4. COMPARACIÓN DE CICLOS SUB, SUPER Y ULTRACRÍTICOS

### 4.1. CICLOS SUB, SUPER Y ULTRACRÍTICOS

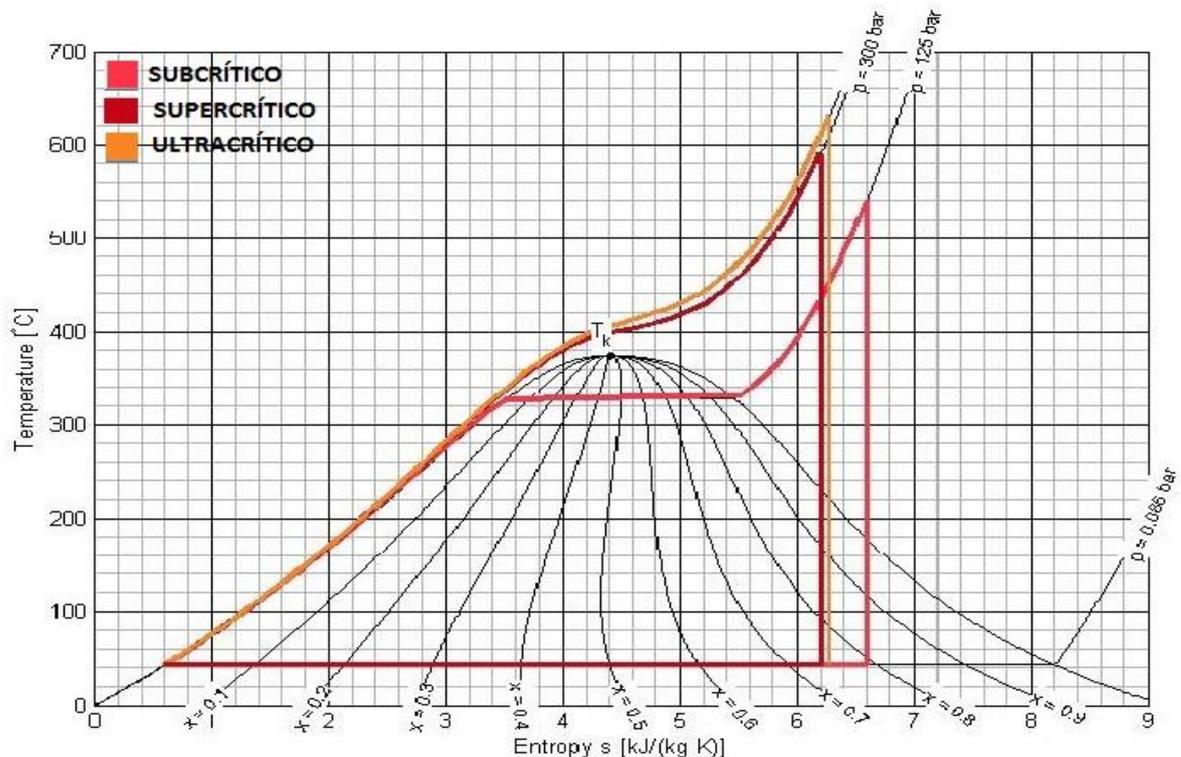
El estudio comparativo se ha realizado entre ciclos sub, super y ultracríticos para centrales termosolares con almacenamiento de sales. Las condiciones de operación de estos ciclos son:

	$T_{\text{sales}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{vapor}} (^{\circ}\text{C})$	Presión (bar)
Subcrítico	565	540	125
Supercrítico	600	590	300
Ultracrítico	650	630	330

**Tabla 3. Condiciones de operación en ciclos sub, super y ultracríticos**

$T_{\text{sales}}$  es la temperatura de salida de las sales del receptor de la central y  $T_{\text{vapor}}$  la temperatura del vapor una vez producido el intercambio térmico.

El diagrama T-S de estos ciclos es:



**Ilustración 34. Diagrama T-S ciclo subcrítico, supercrítico y ultracrítico**

Las condiciones son más extremas en el caso de super y ultracríticos por lo que los materiales, al estar sometidos a mayores presiones y temperaturas, han de ser más resistentes y soportar mayores tensiones en este tipo de ciclos. Especialmente el diseño del receptor requiere especial atención en el material que lo constituye puesto que es el elemento que soporta mayores temperaturas.

Como ya se explicó en el apartado 2.3.1., la caldera es distinta en ciclos sub y supercríticos también debido a esta mayor exigencia de los ciclos supercríticos.

El tren de calentadores en ciclos super y ultracríticos es mayor que en ciclos subcríticos. Esto se hace de esta manera para que los feed heaters no estén sometidos a demasiada carga en ciclos super y ultra debido a las altas presiones que tienen que soportar. Aumentando el número de feedheaters realizando para ello un mayor número de extracciones de las turbinas, se disminuye la carga de los mismos y también por tanto su tamaño.

A los ciclos super y ultracríticos se le podría realizar un doble recalentamiento con la intención de aprovechar la energía si la temperatura del foco caliente sigue siendo alta y de aumentar el título de vapor al final de la expansión para la presión de condensación dada, ya que, como se puede ver en la ilustración 34, el título de vapor es menor a la salida de la turbina en ciclos super y ultra que en subcríticos.

## 4.2. RESULTADOS

Para poder comparar los ciclos se ha realizado un programa de cálculo que permite al usuario del mismo realizar el tipo de ciclo que desee e introducir para ello unos datos de entrada. Además de poder elegir entre ciclos sub, super y ultracríticos, para estos dos últimos se da la opción de realizar uno o dos recalentamientos.

Los datos de entrada para el programa son:

- Potencia térmica transferida por las sales.
- Presión del generador de vapor y sobrecalentador y presión del recalentamiento.
- Temperatura tras sobrecalentamiento y recalentamiento.
- Presiones de las extracciones de las turbinas.
- Rendimiento isentrópico de cada etapa de turbina.
- Presiones tras las bombas de condensado y circulación.
- Temperatura de condensación.
- TTD y DCA de cada feedwater heater.

Para realizar la presente comparación se ha tomado una potencia térmica transferida por parte de las sales al fluido constante en todos los casos. Esto se ha realizado de este modo ya que únicamente se compara la parte del ciclo de producción de potencia.

Cada uno de los ciclos se analiza también para condensado por aire o por agua, ya que según el lugar geográfico donde se localizase la central sería de interés utilizar uno u otro. En un futuro es posible que se fomente el uso de aire para refrigerar el agua de alimentación para reducir así el consumo de agua.

Se procede a continuación al estudio de cada uno de los ciclos:

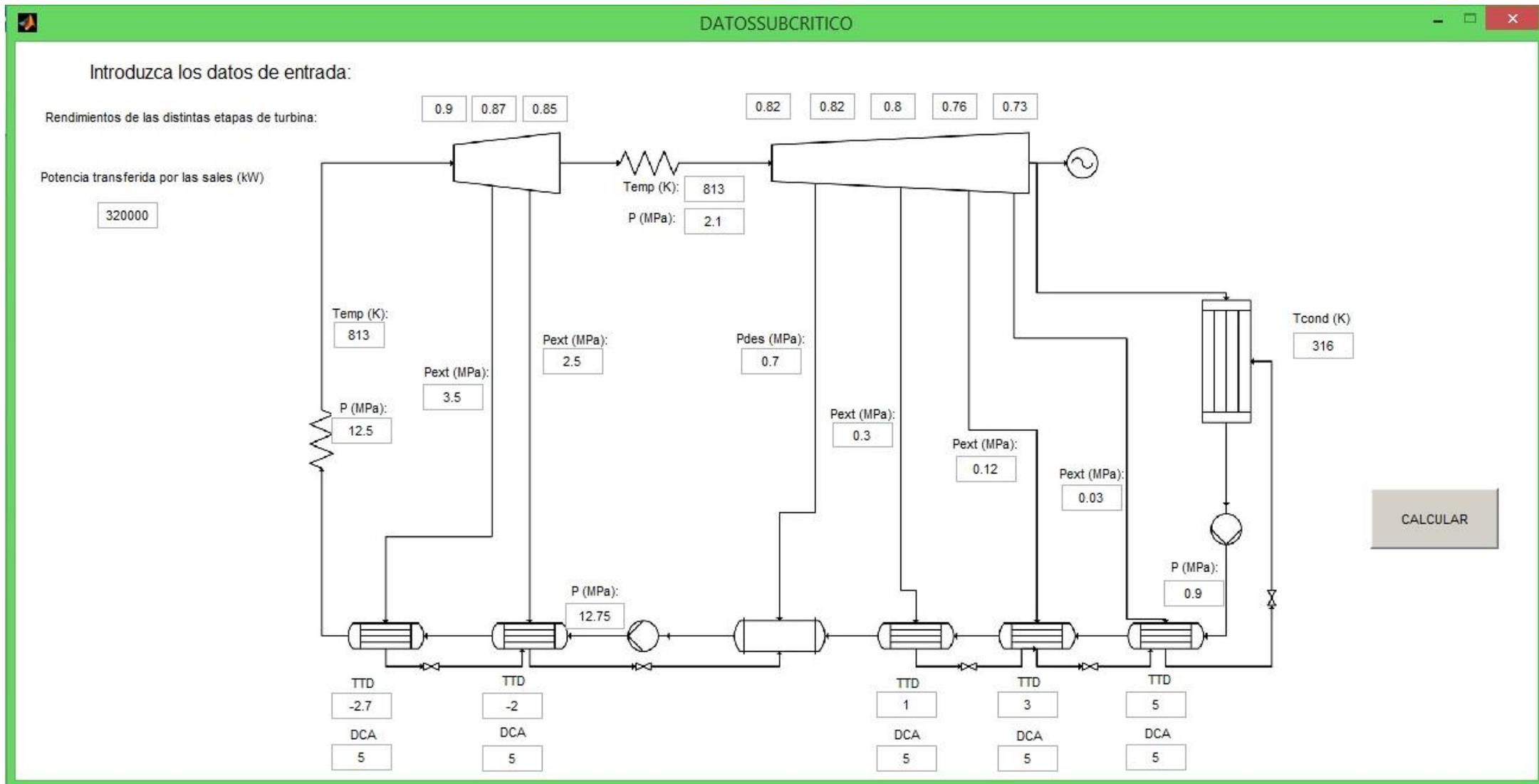
➤ Ciclo subcrítico condensado por agua

El ciclo subcrítico que se representa en las ilustraciones 35 y 36 alcanza tras el sobrerrecalentamiento y el recalentamiento una temperatura de 540°C, a 125 bar y 21 bar respectivamente. Consta de seis extracciones, cinco de ellas para feedwater heaters cerrados (FWH) y una para el desaireador. Tres de los FWH pertenecen a la zona de baja presión (extracciones a 0.3, 1.2 y 3 bares en orden ascendente) y los otros dos a la zona de alta (extracciones a 25 y 35 bares).

Con una potencia térmica transferida por las sales de 320 MW y una temperatura de condensación de 43°C (condensado por agua), se obtiene un rendimiento de 38,16 %. Por tanto, la central sería capaz de generar 122,12 MW. Para generar esta potencia el vapor necesario en el ciclo es 112 kg/s aproximadamente, de los cuales sólo atraviesan el condensador 90 kg/s, una vez realizadas las seis extracciones de las turbinas.

En las ilustraciones 37 y 38 se analizan los coeficientes de transferencia de calor y la potencia transferida en cada zona de cada FWH. La potencia térmica transferida en la zona de desrecalentamiento disminuye según se avanza a la zona de baja presión (del orden de 2500 kW en la zona de alta y llegando a no existir la zona de desrecalentamiento en la zona de baja). Mientras que los coeficientes de transferencia de calor en la zona de condensación en los FWH 2,3 y 4 son bastantes similares (en torno a 4 kW/(m<sup>2</sup>K)), la potencia térmica transferida en esta zona es mayor con diferencia en el segundo FWH de alta (aprox. 23 MW frente a 10-15 MW de los demás). La transferencia en la zona de subenfriamiento es baja comparada con la condensación en todos los intercambiadores, siendo la máxima de unos 5 MW también en el segundo FWH de alta.

Como se puede ver en las ilustraciones 39 y 40, el área y por tanto la longitud de transferencia de la zona de desrecalentamiento, disminuye al igual que la potencia conforme se baja en presión. La longitud más grande en esta zona es de aproximadamente unos 6 metros en el primer FWH de alta. Las longitudes de las zonas de condensación son bastante mayores que las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento, de 9-8m en la zona de alta y 5-6m en la zona de baja. Las longitudes totales, que se pueden ver en la ilustración 41, son unos 4 metros mayores en los intercambiadores cerrados de la zona de alta (12m en la zona de alta frente a 7-8m en la zona de baja).



**Ilustración 35. Datos de entrada: Ciclo subcrítico condensado por agua**

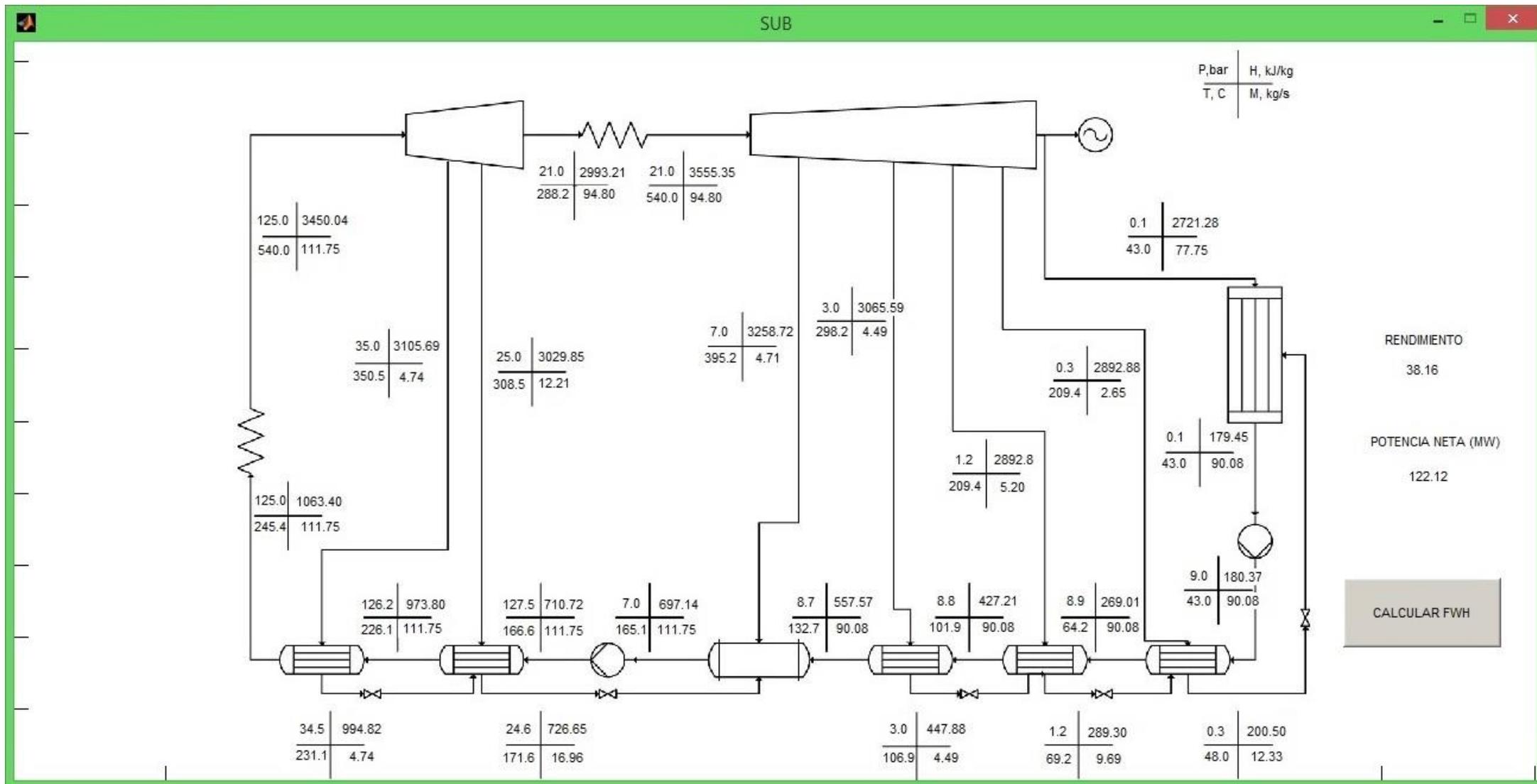
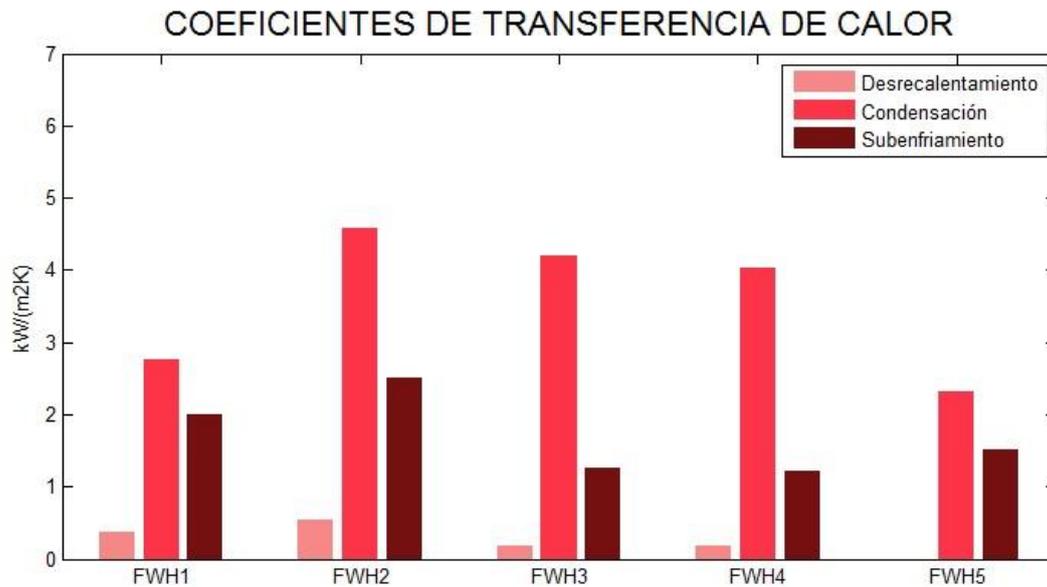
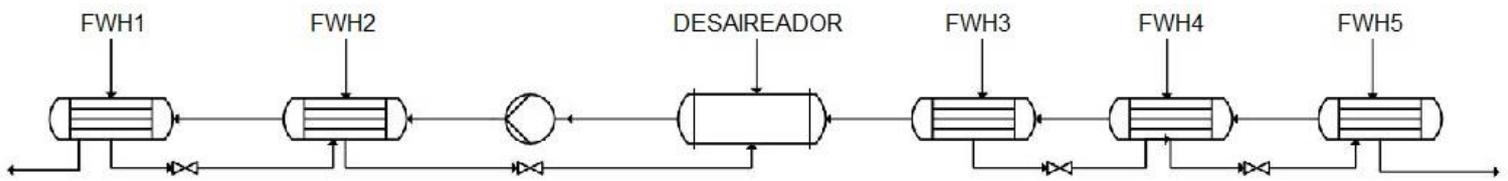
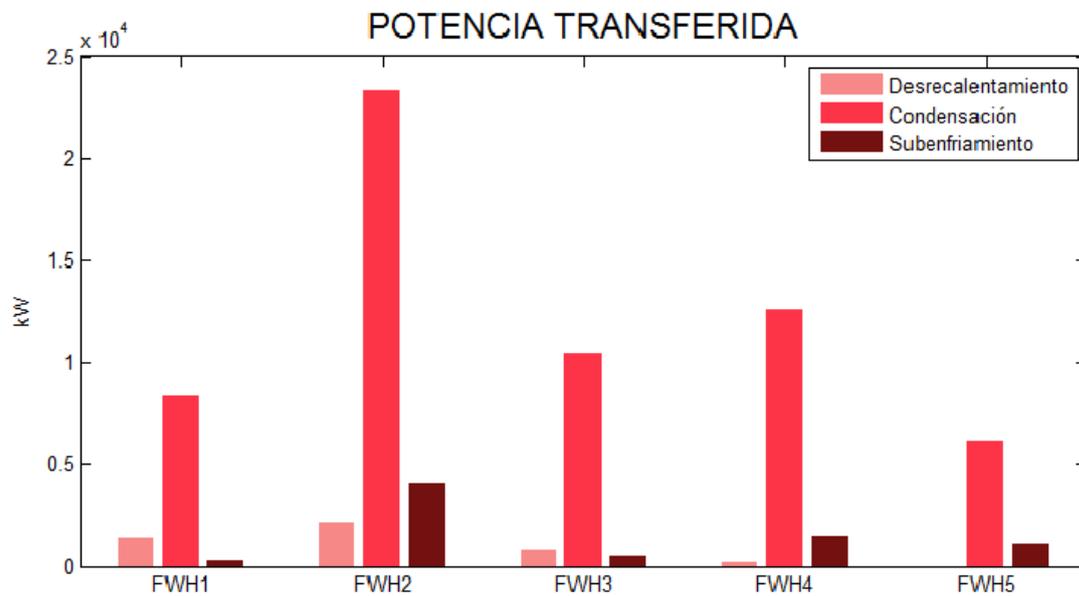


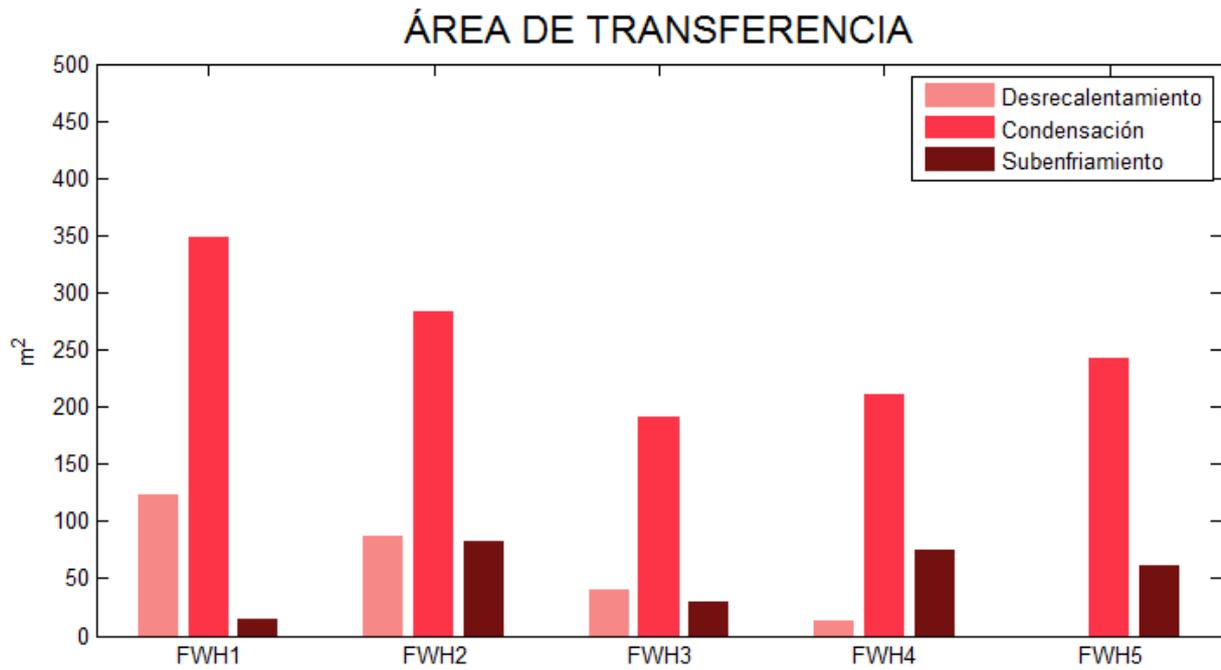
Ilustración 36. Balance energía: Ciclo subcrítico condensado por agua



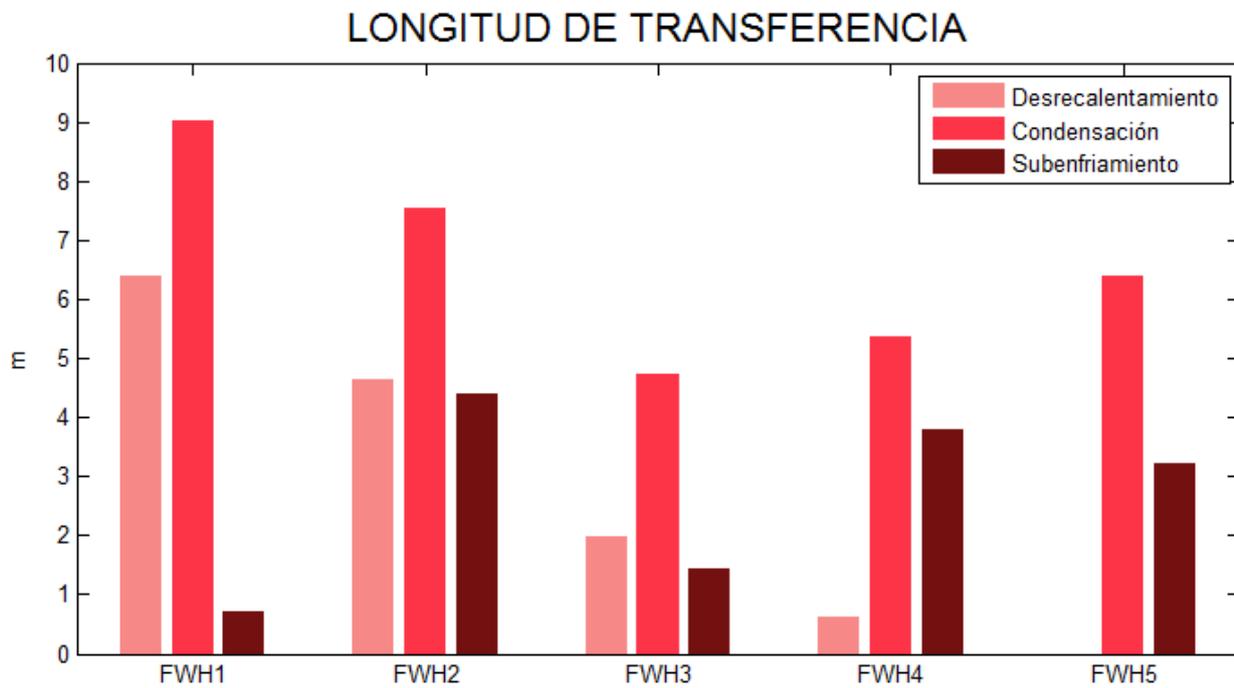
**Ilustración 37. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo subcrítico condensado por agua**



**Ilustración 38. Potencia transferida en FWHs de ciclo subcrítico condensado por agua**

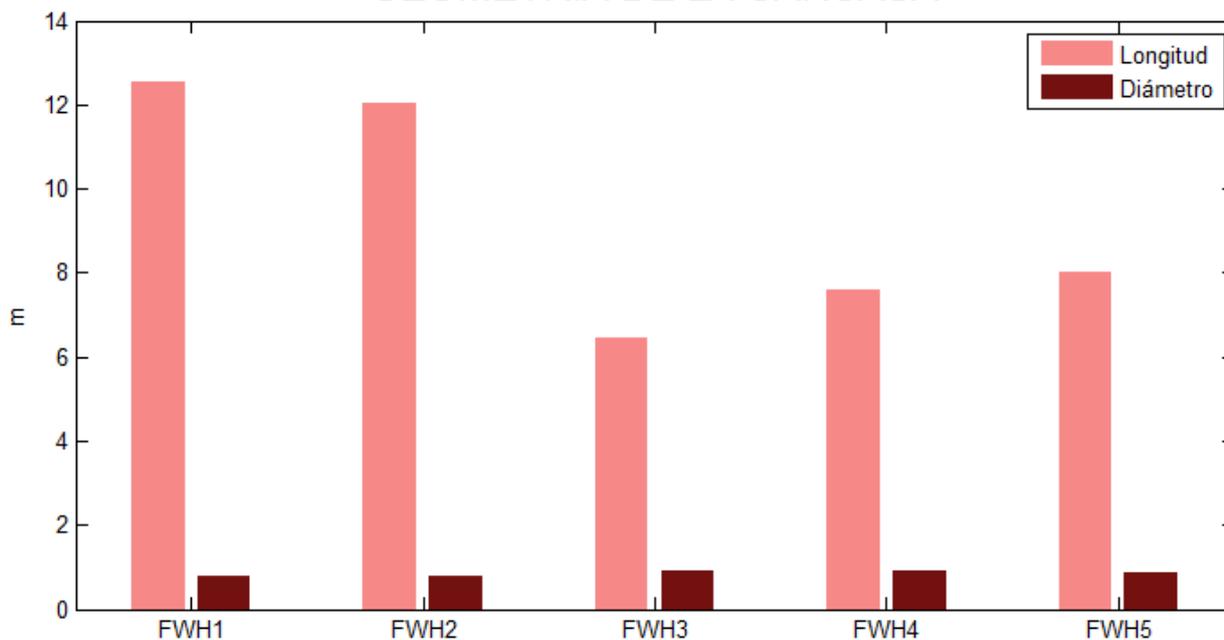


**Ilustración 39. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo subcrítico condensado por agua**



**Ilustración 40. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo subcrítico condensado por agua**

### GEOMETRÍA DE LA CARCASA



**Ilustración 41. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo subcrítico condensado por agua**

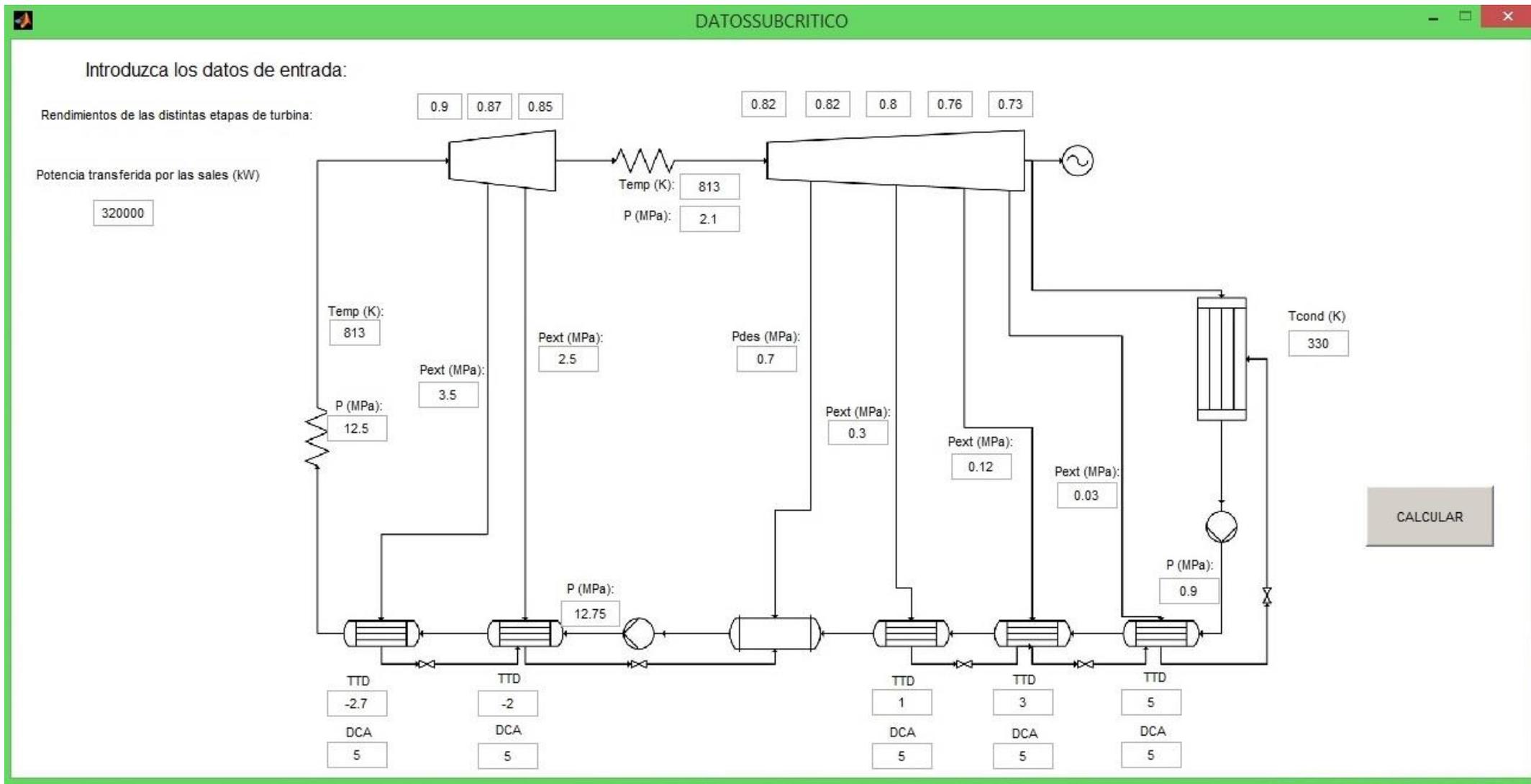
➤ Ciclo subcrítico condensado por aire

El ciclo subcrítico mostrado en las ilustraciones 42 y 43 tiene, al igual que el subcrítico condensado por agua analizado anteriormente, seis extracciones, cinco de ellas para feedwater heaters cerrados (FWH) y una para el desaireador. Tres de los FWH pertenecen a la zona de baja presión (extracciones a 0.3, 1.2 y 3 bares en orden ascendente) y los otros dos a la zona de alta (extracciones a 25 y 35 bares). Al tratarse de un ciclo subcrítico la temperatura tras sobre y recalentamiento es de 540°C con una presión de 125 y 21 bar, respectivamente.

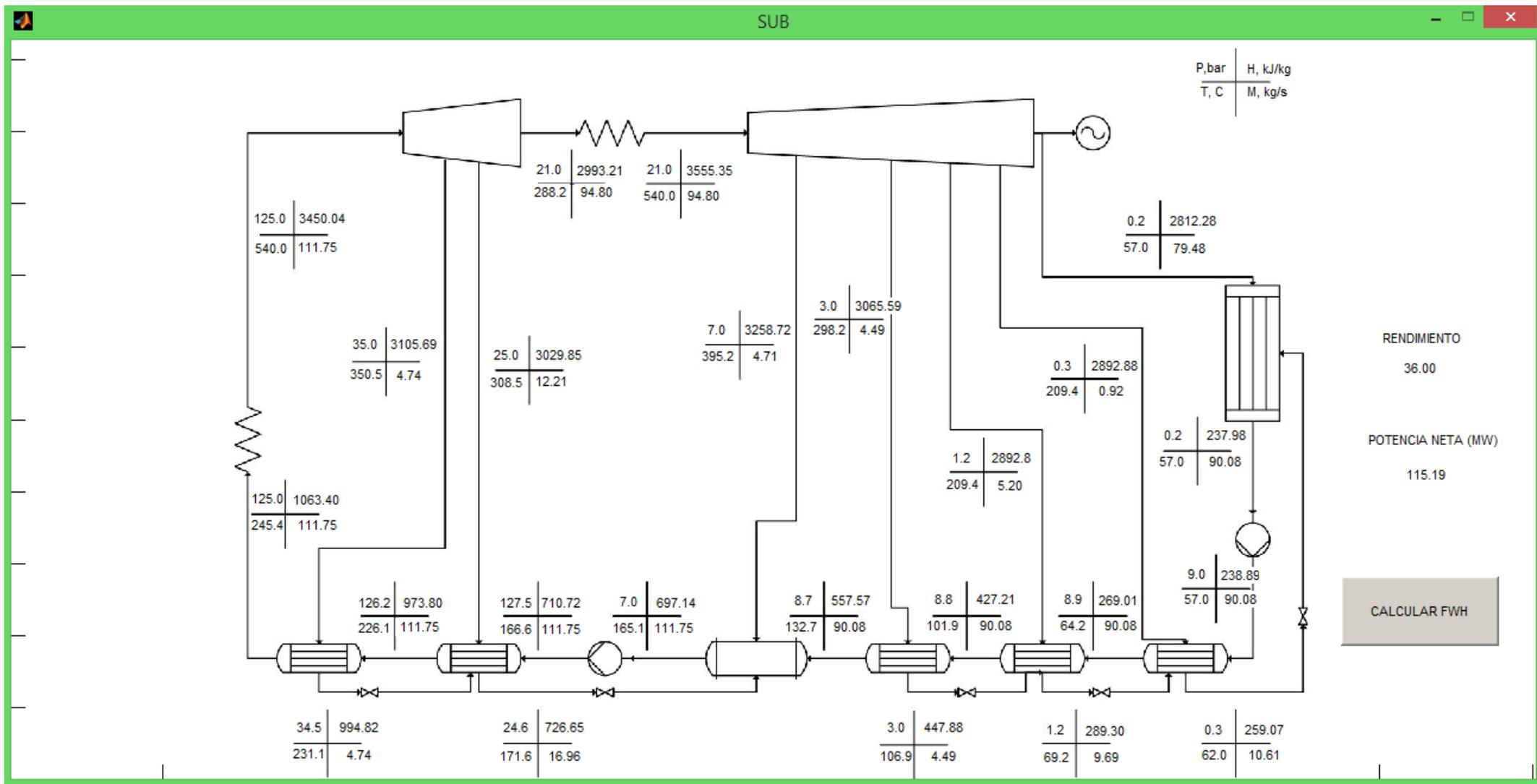
La potencia transferida por las sales se mantiene para este análisis en 320MW. La única variable que se modifica por tanto para calcular el ciclo es la temperatura de condensación que aumenta de 43°C en condensado por agua, a 57°C para condensado por aire.

Con este cambio el rendimiento del ciclo es del 36%, algo más de un 2% menor que condensando a 43°C, y la potencia neta generada 115,19 MW. Puesto que las entalpías a la entrada y la salida de la primera etapa de caldera y más tarde en el recalentador siguen siendo las mismas, y como el porcentaje en las extracciones a mayor presión que el recalentamiento por unidad de masa de vapor se mantienen iguales que en el mismo ciclo condensado por agua, el gasto másico de vapor que requiere el ciclo de producción de potencia se mantiene constante: 111,75 kg/s.

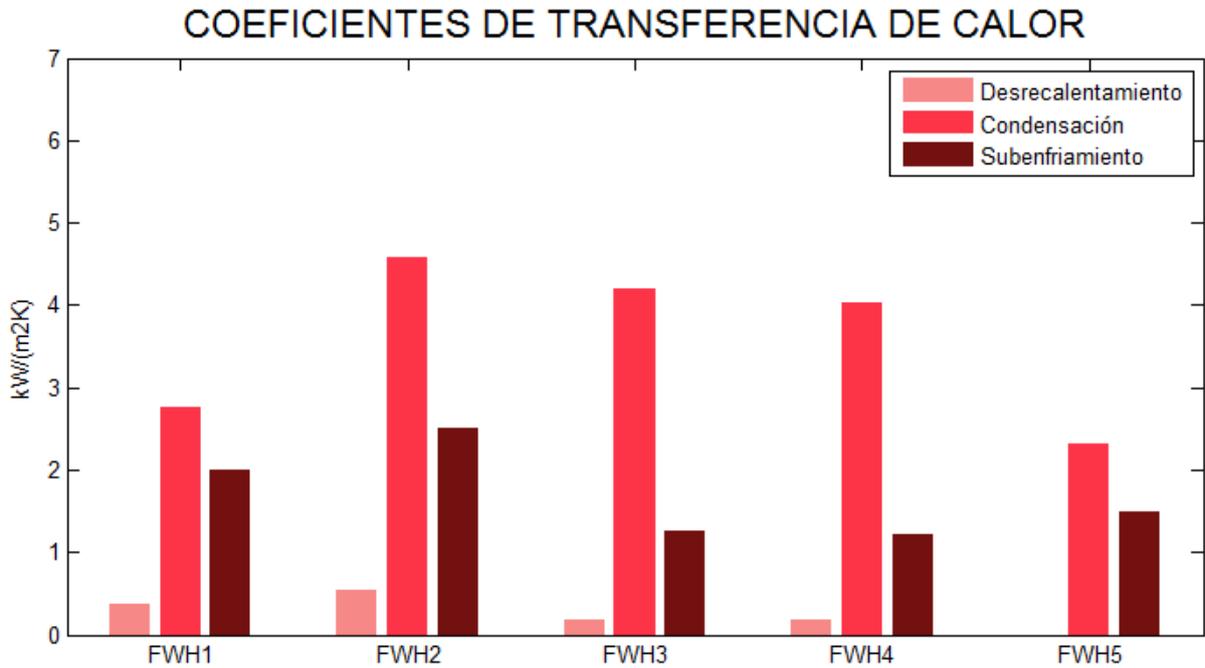
En cuanto a los intercambiadores de calor cerrados, el FWH que se ve afectado por el cambio en la temperatura de condensación es el de más baja presión, que se encuentra situado tras la bomba de condensados. En este FWH se han mantenido constantes los parámetros TTD y DCA de manera que al aumentar la temperatura a la que entra el agua de alimentación en él, aumenta de igual modo la temperatura de salida del vapor ya condensado y subenfriado de la carcasa que será drenado al condensador. Mientras los coeficientes de transferencia de calor en las zonas de condensación y subenfriamiento (no tiene desrecalentamiento) se mantienen iguales que el condensado por agua, la potencia transferida en estas zonas es menor al condensar por aire, del orden de un 60 % menor en ambas zonas. Las longitudes de intercambio en estas zonas se ven reducidas algo menos de la mitad, reduciéndose por tanto la longitud del intercambiador de unos 8m a algo más de 4m.



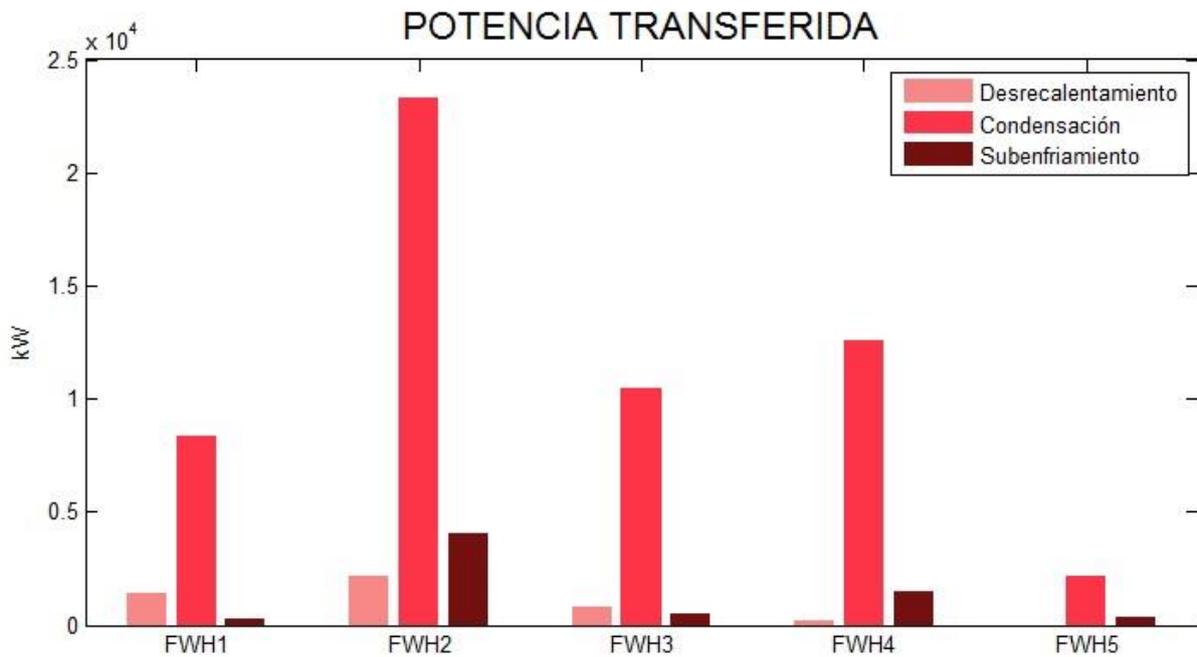
**Ilustración 42. Datos de entrada: Ciclo subcrítico condensado por aire**



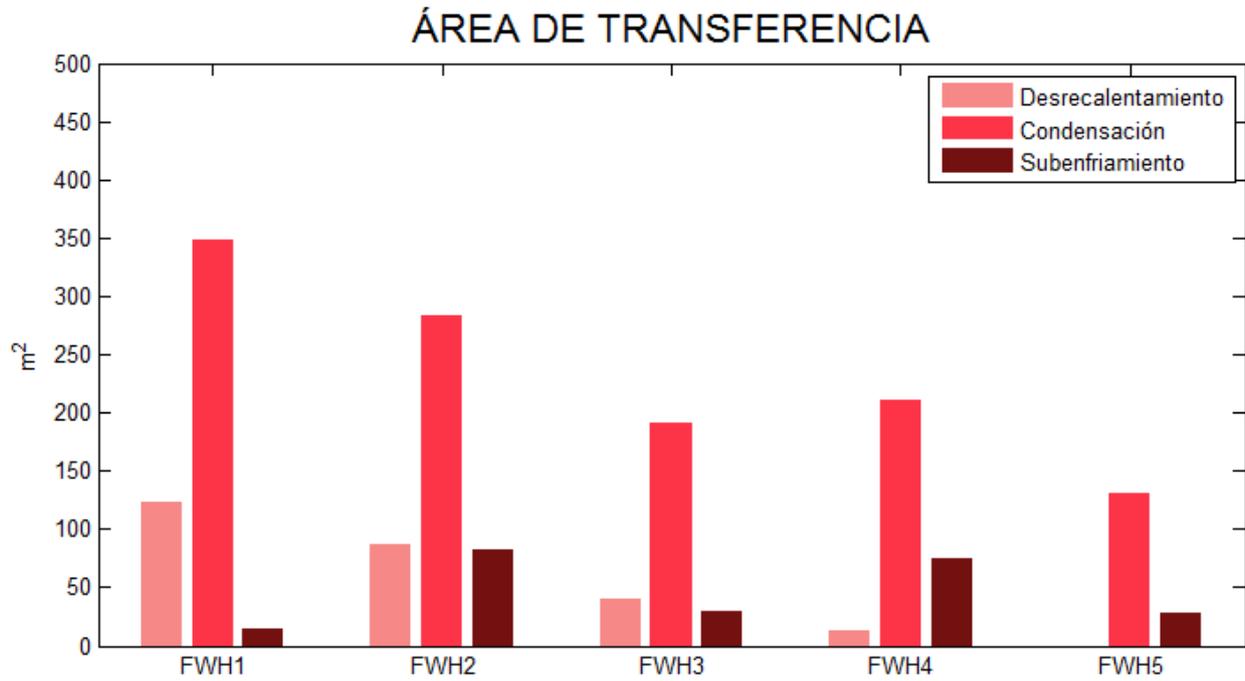
**Ilustración 43. Balance energía: Ciclo subcrítico condensado por aire**



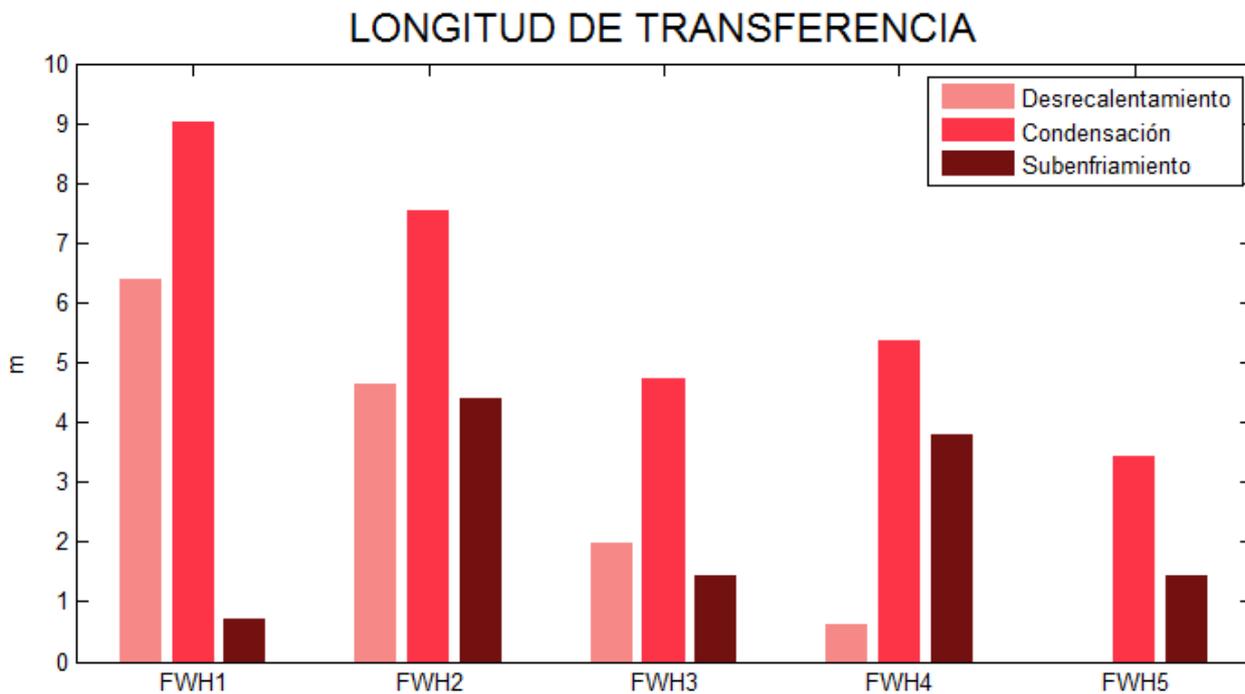
**Ilustración 44. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo subcrítico condensado por aire**



**Ilustración 45. Potencia transferida en FWHs de ciclo subcrítico condensado por aire**

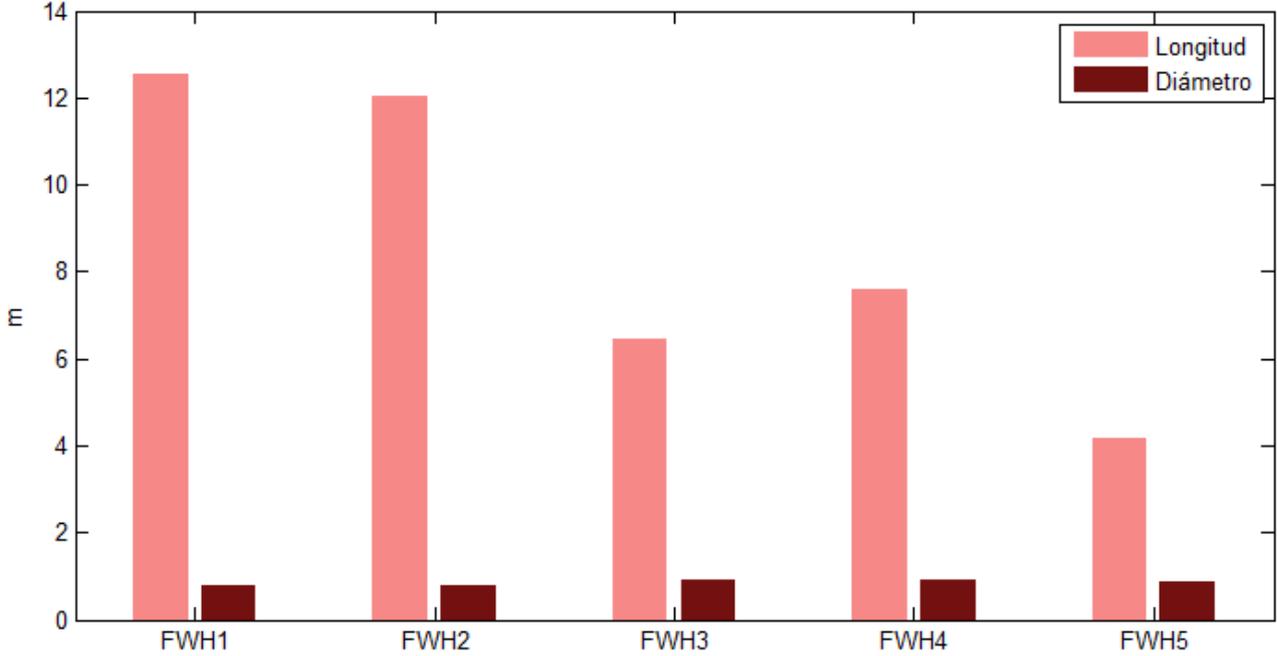


**Ilustración 46. Áreas de transferencia de calor en FWHe de ciclo subcrítico condensado por aire**



**Ilustración 47. Longitudes de transferencia de calor en FWHe de ciclo subcrítico condensado por aire**

### GEOMETRÍA DE LA CARCASA



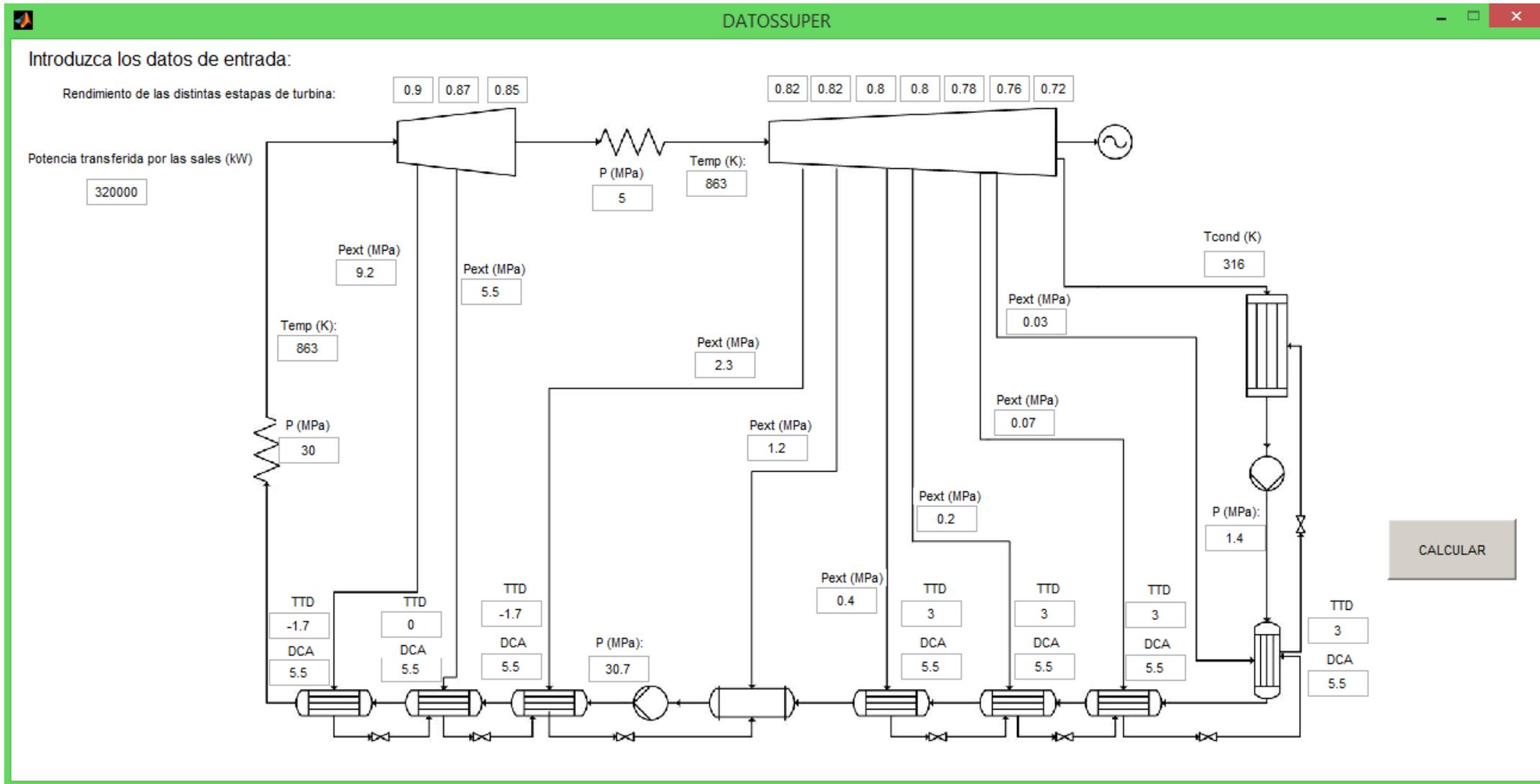
**Ilustración 48. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo subcrítico condensado por aire**

➤ Ciclo supercrítico condensado por agua

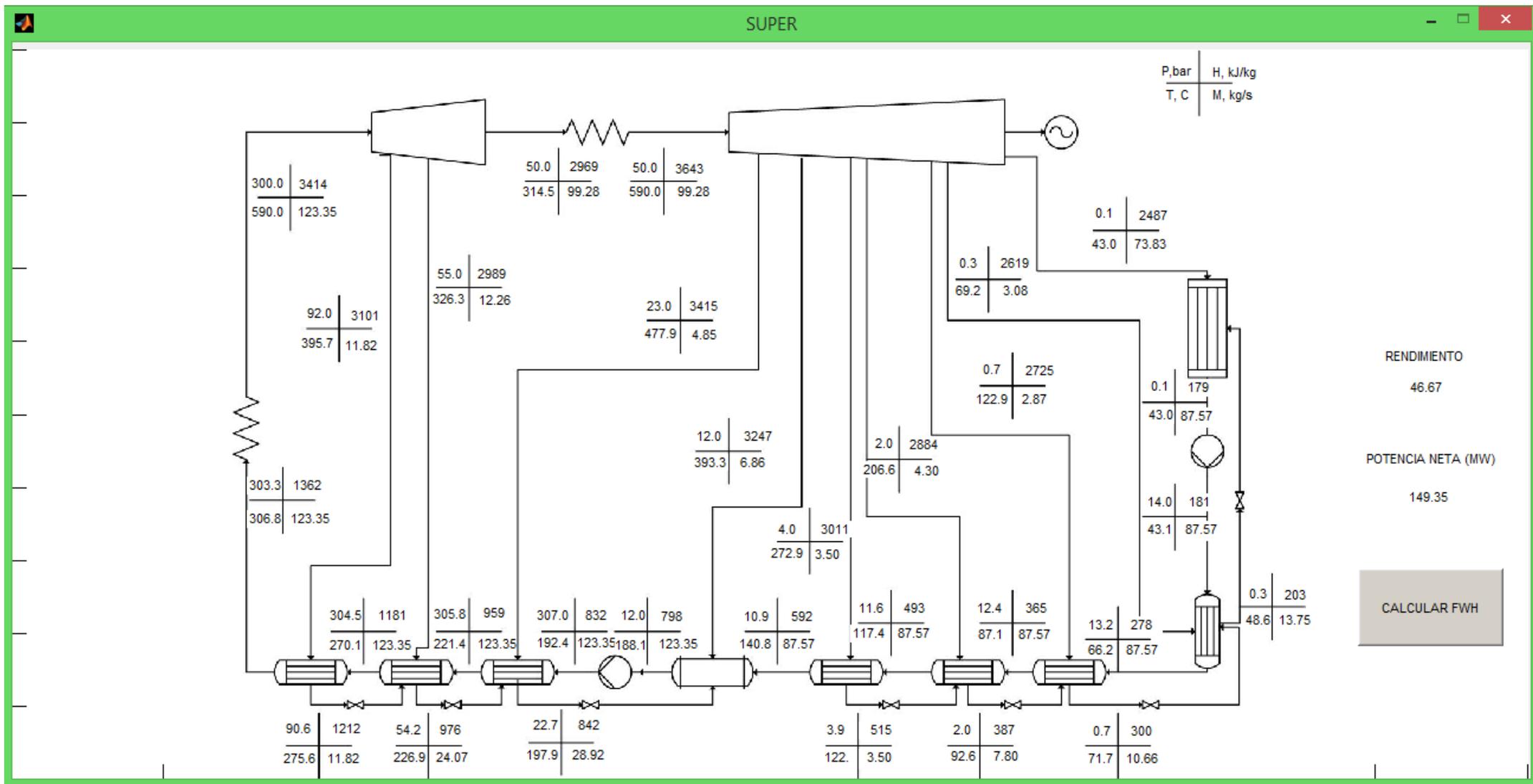
El ciclo supercrítico que se representa en las ilustraciones 49 y 50 alcanza tras el sobrerrecalentamiento y el recalentamiento una temperatura de 590°C, a 300 bar y 50 bar respectivamente, por lo que la caldera se encuentra sometida a más carga y a unas condiciones mucho más exigentes que en el ciclo subcrítico. Consta de ocho extracciones, siete de ellas para feedwater heaters cerrados (FWH) y una para el desaireador. Cuatro de los FWH pertenecen a la zona de baja presión (extracciones a 0,3, 0,7, 2 y 4 bares en orden ascendente) y los otros tres a la zona de alta (extracciones a 23, 55 y 92 bares).

La potencia térmica transferida por las sales es 320 MW y la temperatura de condensación 43°C (condensado por agua). Se obtiene un rendimiento de 46,67 %, un 8,5% mayor que en el ciclo subcrítico para la misma temperatura de condensación. Por tanto, la central sería capaz de generar 149,35 MW. Para generar esta potencia el vapor necesario en el ciclo es 123 kg/s aproximadamente, un 10 % más que en el subcrítico, de los cuales sólo atraviesan el condensador 88 kg/s, una vez realizadas las ocho extracciones de las turbinas. La temperatura de retorno de los FWH a la caldera es de 306°C frente a los 245°C del ciclo subcrítico, aumentando así el rendimiento del ciclo (ya que disminuye la carga de la caldera).

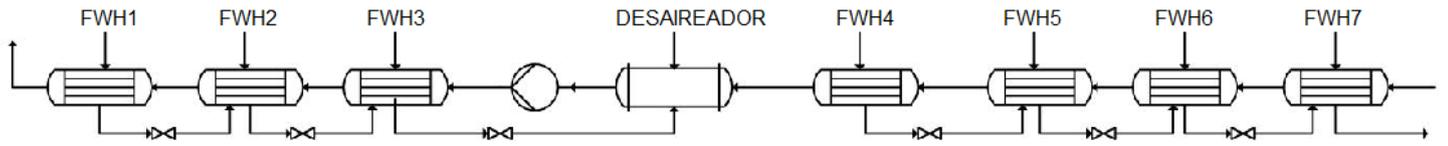
El desrecalentamiento en los FWH sigue la misma estructura que en el ciclo subcrítico, disminuyendo la transferencia conforme las presiones de las extracciones bajan. Tanto los coeficientes de transferencia de calor como la potencia transferida en esta zona son ligeramente mayores que en los FWH del ciclo subcrítico, en alta presión del orden de 0,5 kW/(m<sup>2</sup>K) y 2,5 MW respectivamente. En la zona de baja la zona de desrecalentamiento es pequeñísima y en los otros dos no hay. La potencia térmica transferida en la zona de condensación y en la zona de subenfriamiento es ligeramente mayor que en el ciclo subcrítico. La condensación, al igual que en subcrítico, es mucho mayor en todos los intercambiadores que el subenfriamiento y el desrecalentamiento. La longitud de los intercambiadores de alta es de unos 8-13m y la de baja de unos 5-10m. Gracias a haber aumentado el número de intercambiadores, éstos no se ven fuertemente afectados por la mayor exigencia que se requiere en presión y temperatura, incluso resultando algunos de ellos de tamaños menores que en subcrítico ya que se reparte mejor la carga.



**Ilustración 49. Datos de entrada: Ciclo supercrítico condensado por agua**



**Ilustración 50. Balance energía: Ciclo supercrítico condensado por agua**



### COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

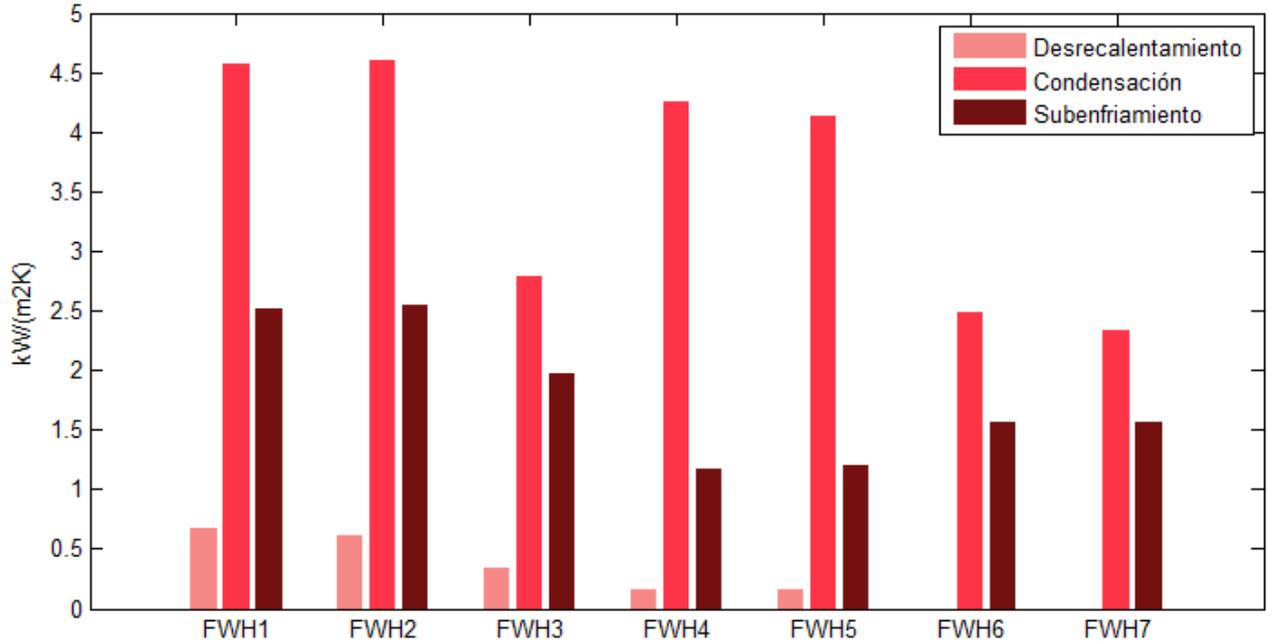


Ilustración 51. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico condensado por agua

### POTENCIA TRANSFERIDA

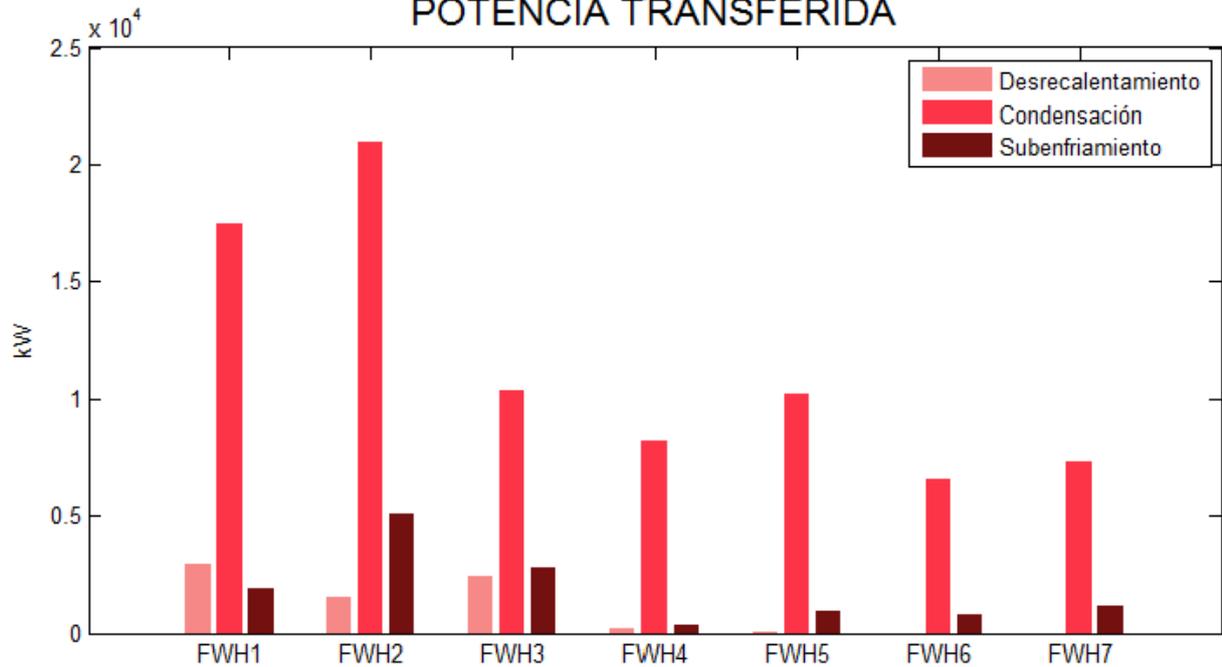


Ilustración 52. Potencia transferida en FWHs de ciclo supercrítico condensado por agua

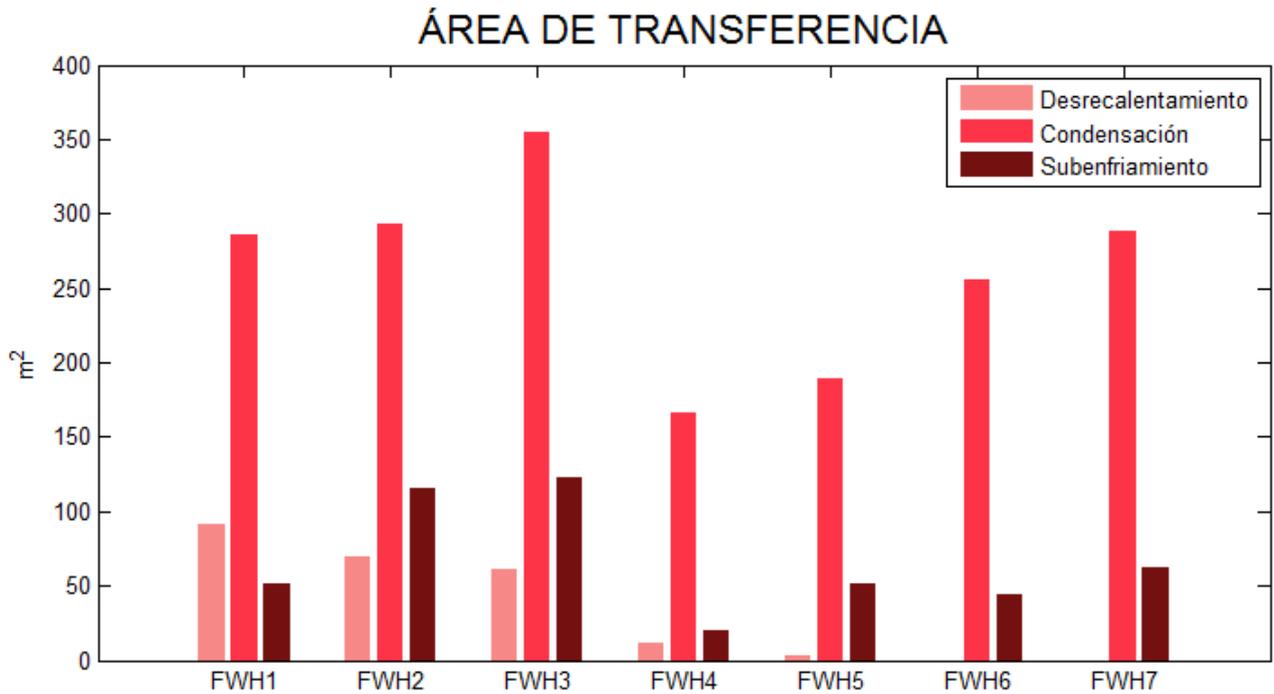


Ilustración 53. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico condensado por agua

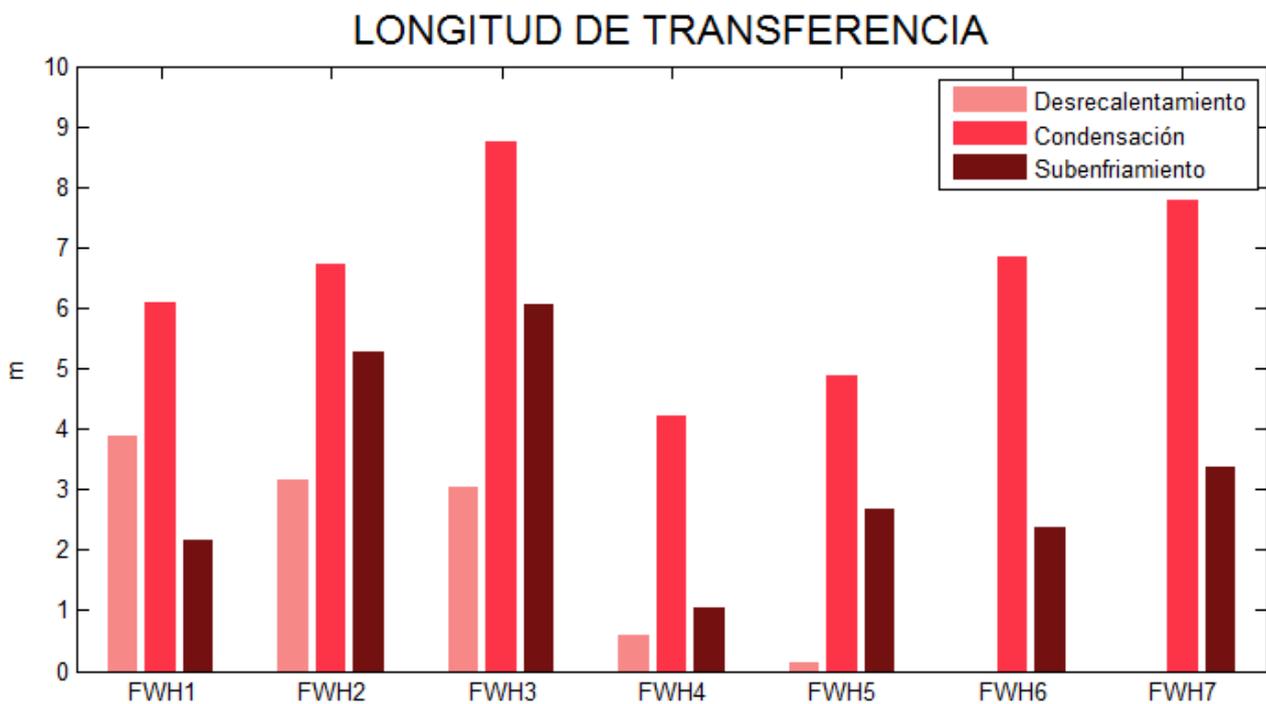
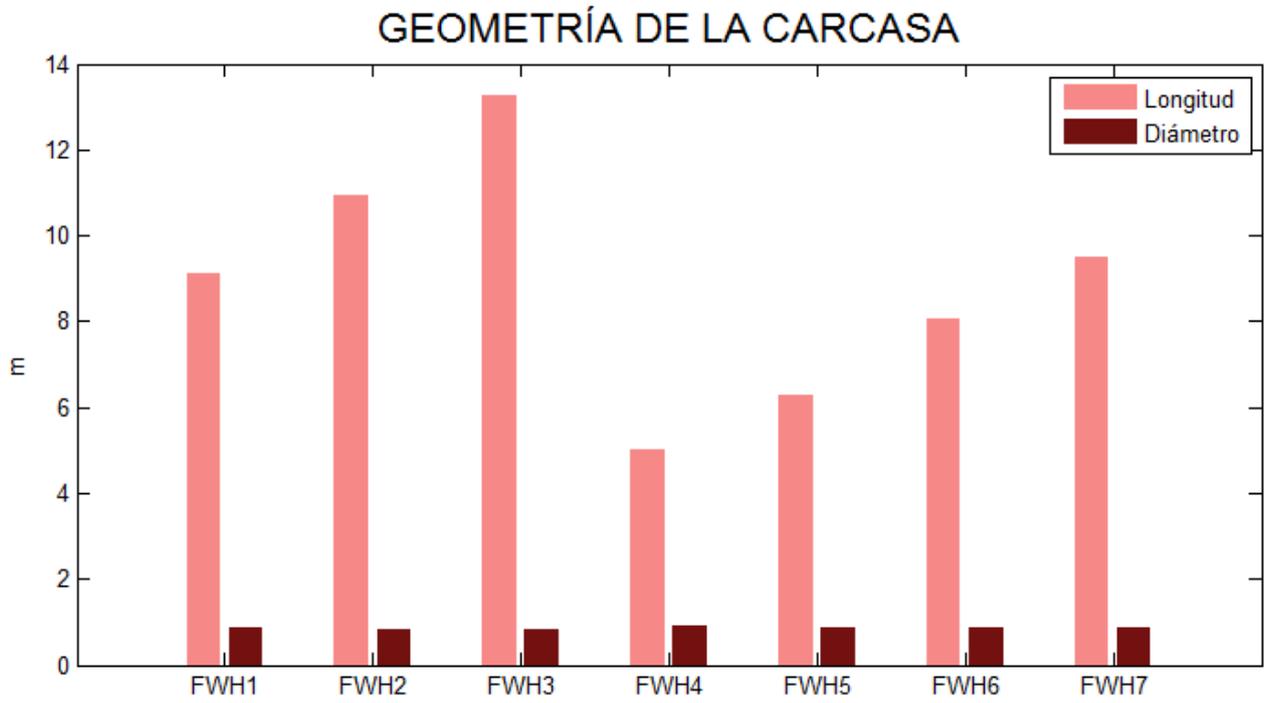


Ilustración 54. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico condensado por agua



**Ilustración 55. Geometría de la carcasa FWHs de ciclo supercrítico condensado por agua**

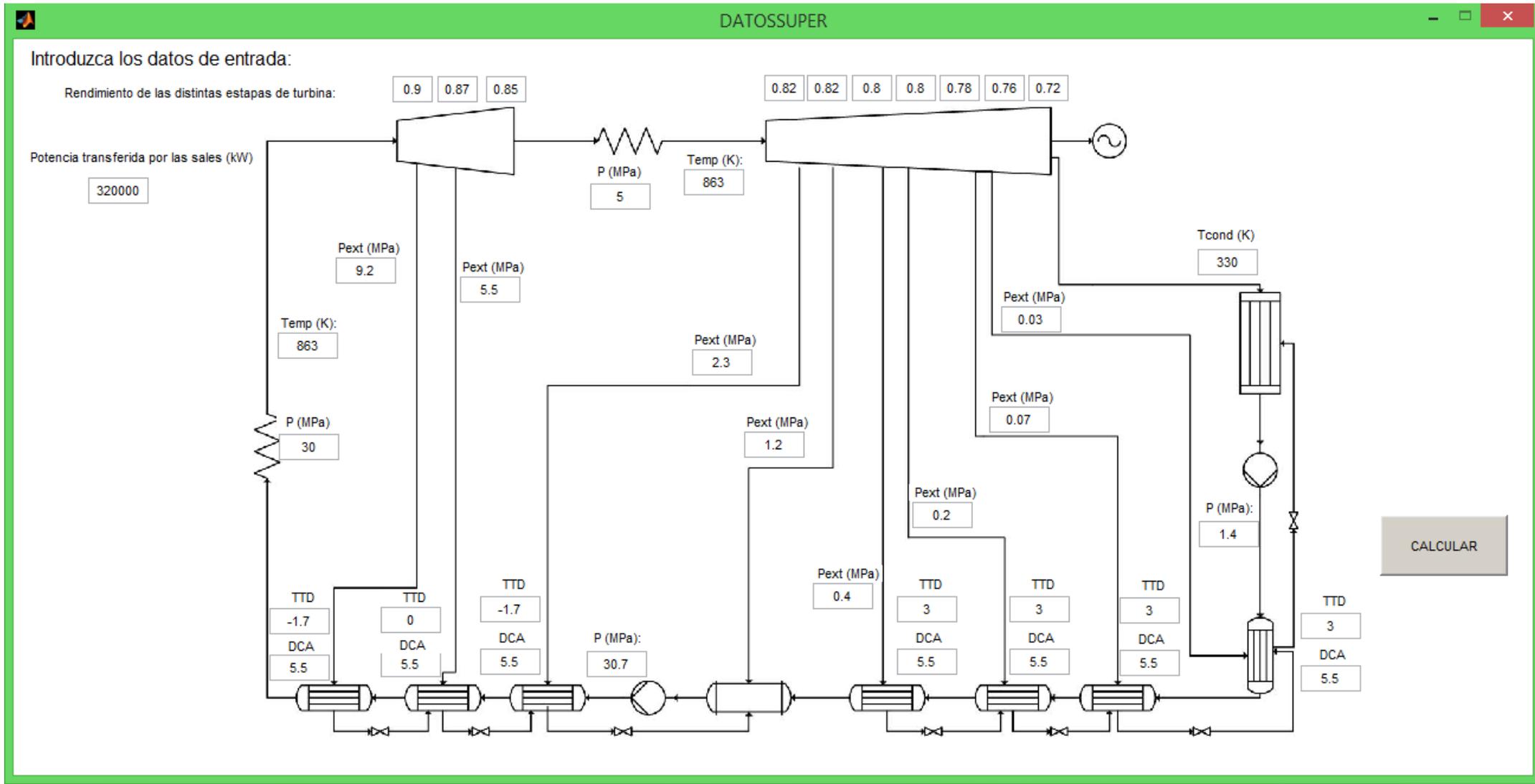
➤ Ciclo supercrítico condensado por aire

El ciclo supercrítico mostrado en las ilustraciones 56 y 57 tiene, al igual que el supercrítico condensado por agua analizado anteriormente, ocho extracciones, siete de ellas para feedwater heaters cerrados (FWH) y una para el desaireador. Cuatro de los FWH pertenecen a la zona de baja presión (extracciones a 0.3, 0.7, 2 y 4 bares en orden ascendente) y los otros tres a la zona de alta (extracciones a 23, 55 y 92 bares). Al tratarse de un ciclo supercrítico la temperatura tras sobre y recalentamiento es de 590°C con una presión de 300 y 50 bar, respectivamente.

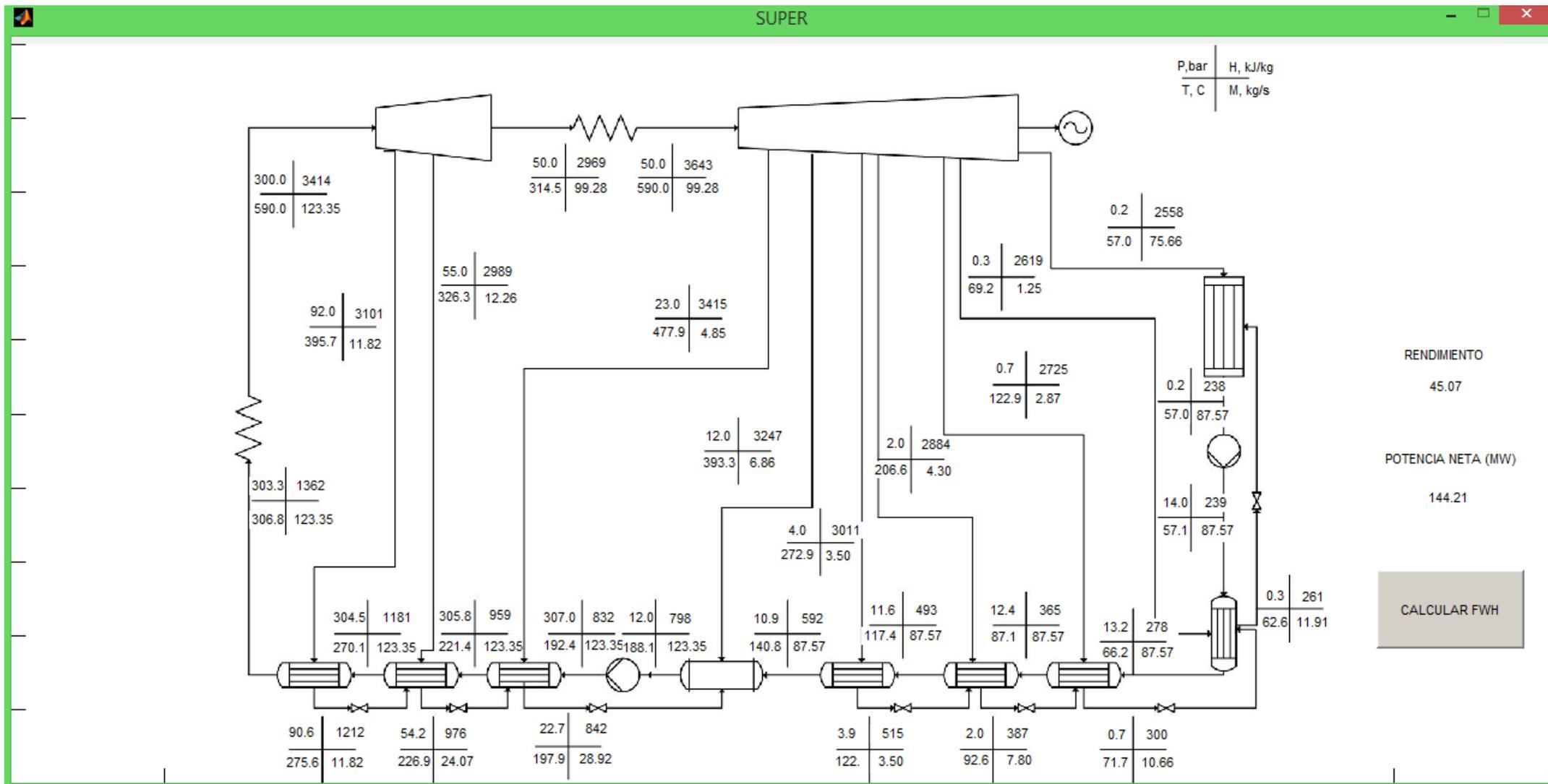
La potencia transferida por las sales se mantiene para este análisis en 320MW. La única variable que se modifica por tanto para calcular el ciclo es la temperatura de condensación que aumenta de 43°C en condensado por agua, a 57°C para condensado por aire.

Con este cambio el rendimiento del ciclo es del 45,07%, un 1,6% menor que el mismo ciclo condensando a 43°C, y un 9% mayor que en ciclo subcrítico para la misma temperatura de condensación. La potencia neta generada 144,21 MW, 5 MW menos que condensando por agua pero casi 30 MW mayor que condensando por aire en ciclo subcrítico. Como las variables termodinámicas a la entrada y salida de la caldera, así como los porcentajes extraídos de las turbinas no varían con respecto al supercrítico condensado por agua, el gasto másico de vapor que requiere el ciclo de producción de potencia se mantiene constante: 123 kg/s aproximadamente (un 10% más que en ciclo subcrítico condensando para la misma temperatura).

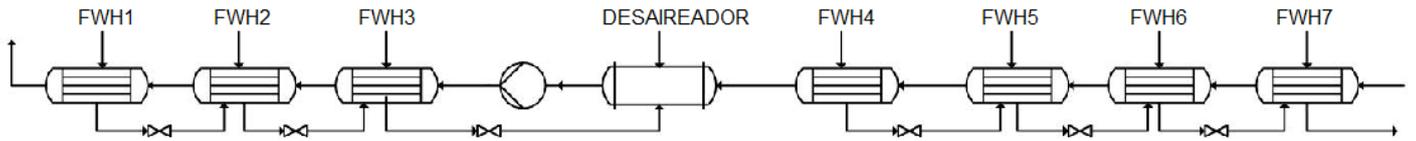
En cuanto a los intercambiadores de calor cerrados, el FWH que se ve afectado por el cambio en la temperatura de condensación es el de más baja presión, que se encuentra situado tras la bomba de condensados. En este FWH se han mantenido constantes los parámetros TTD y DCA de manera que al aumentar la temperatura a la que entra el agua de alimentación en él, aumenta de igual modo la temperatura de salida del vapor ya condensado y subenfriado de la carcasa que será drenado al condensador. La potencia transferida en las zonas de condensación y subenfriamiento es menor al condensar por aire, del orden de un 80 % menor en ambas zonas. Las longitudes de intercambio en estas zonas se ven reducidas algo menos de la mitad, reduciéndose por tanto la longitud del intercambiador de algo menos de 10m a 6m.



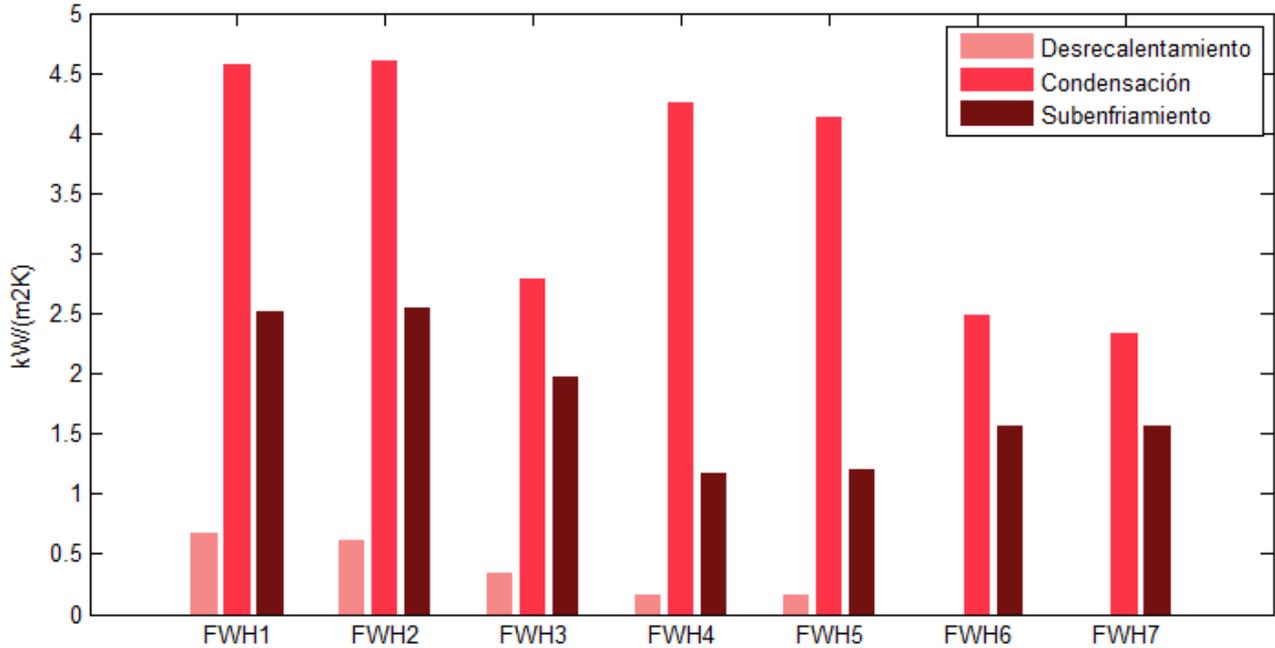
**Ilustración 56. Datos de entrada: Ciclo supercrítico condensado por aire**



**Ilustración 57. Balance energía: Ciclo supercrítico condensado por aire**

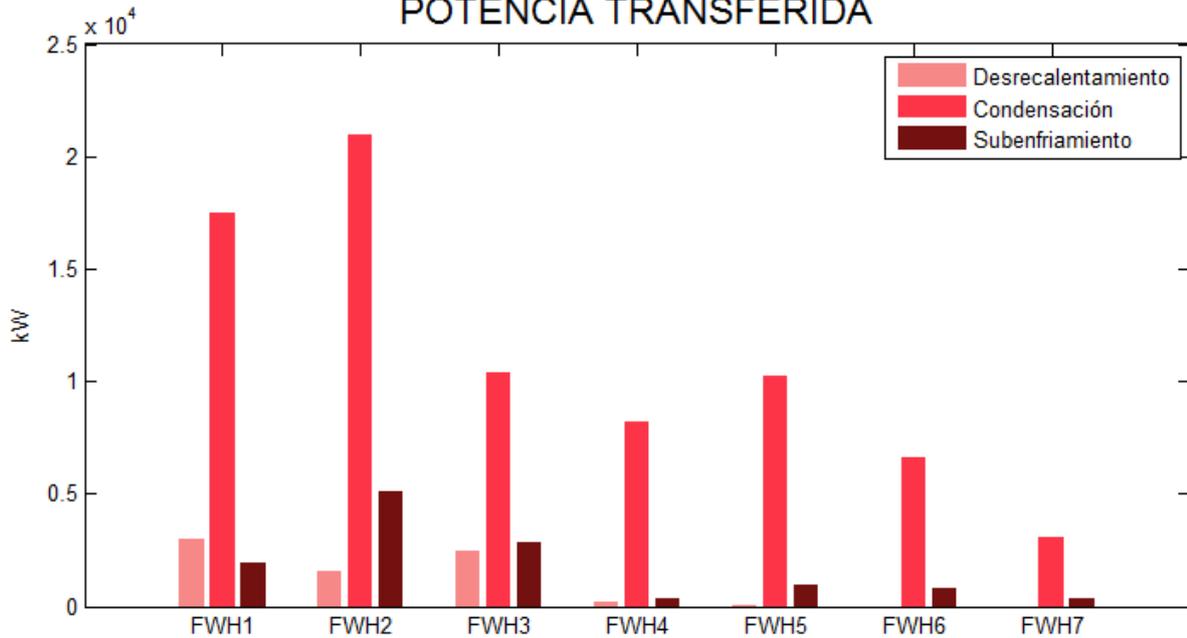


### COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

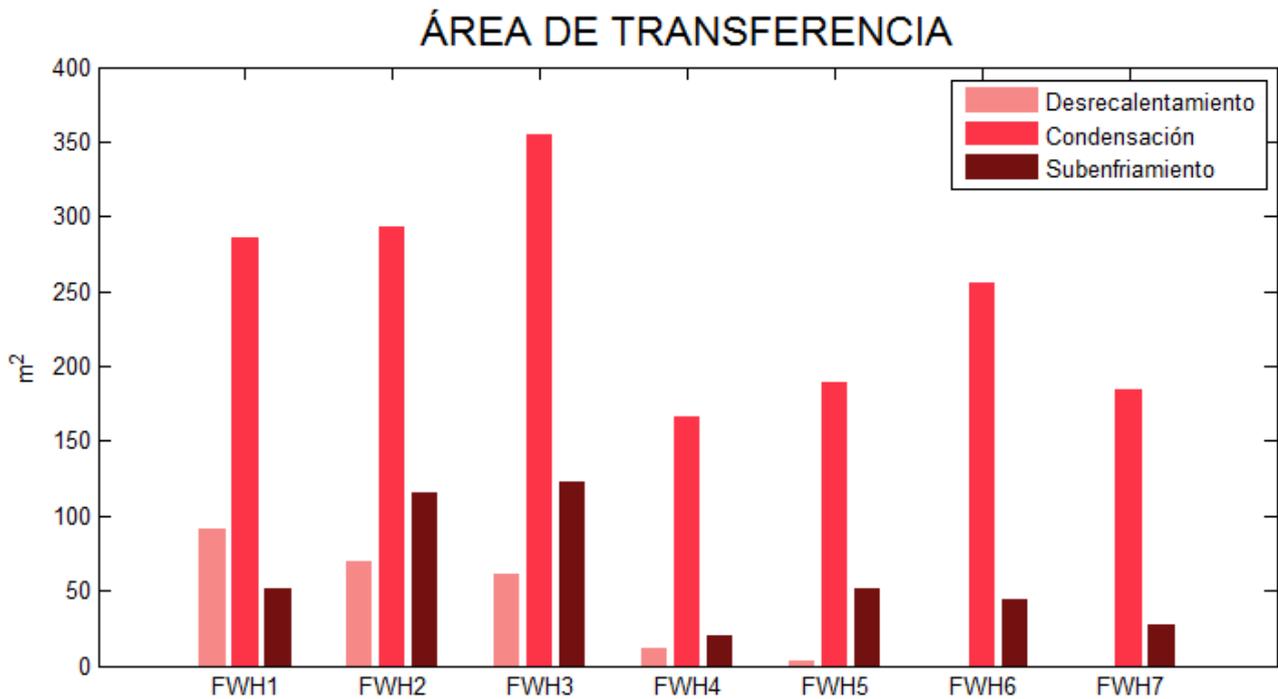


**Ilustración 58. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico condensado por aire**

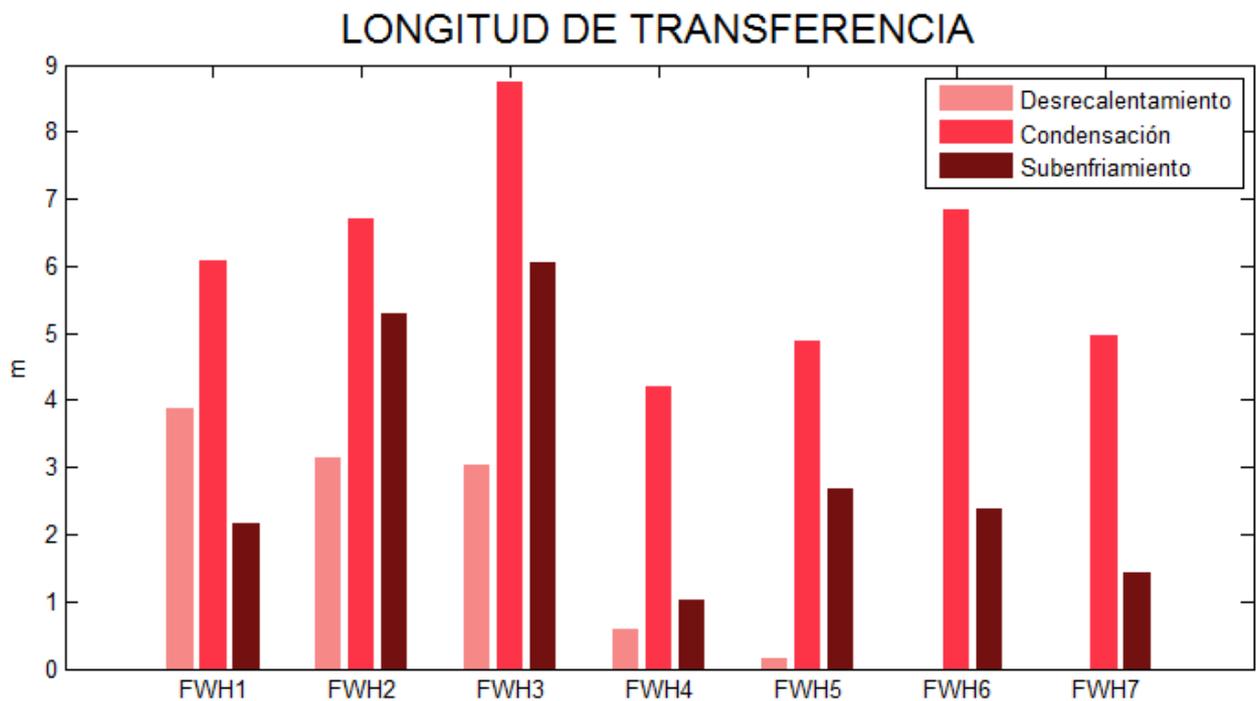
### POTENCIA TRANSFERIDA



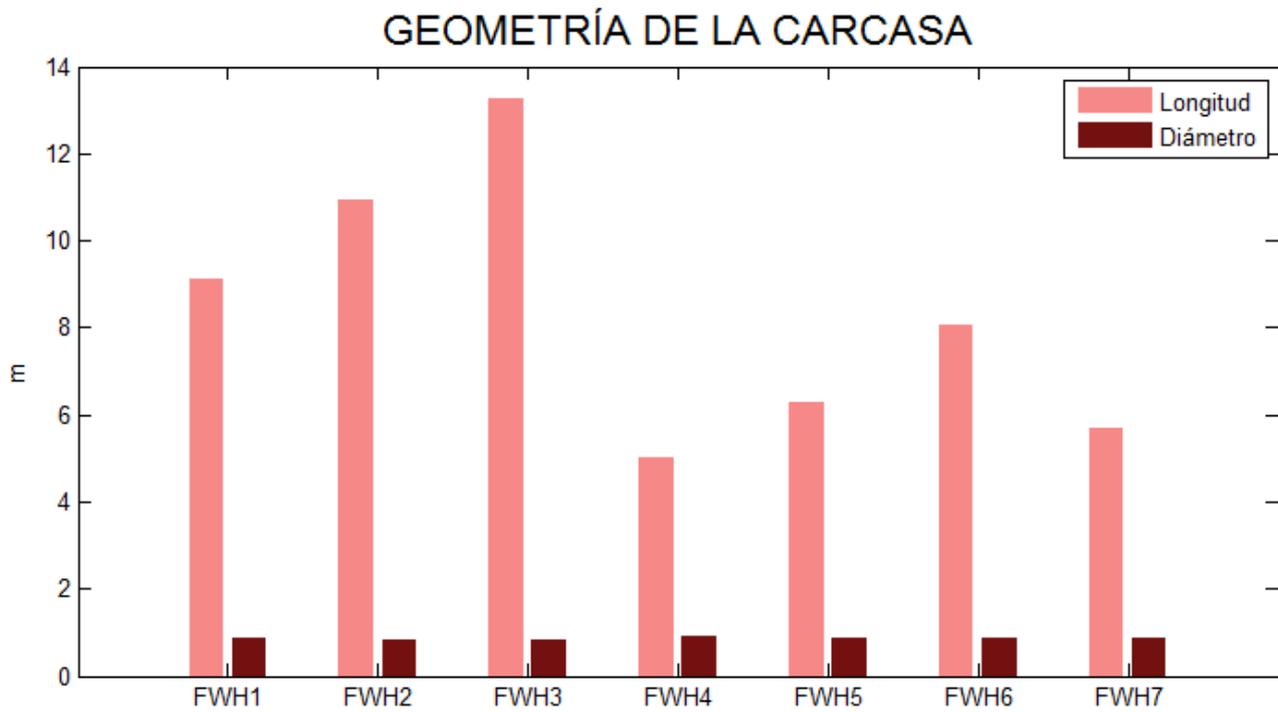
**Ilustración 59. Potencia transferida en FWHs de ciclo supercrítico condensado por aire**



**Ilustración 60. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico condensado por aire**



**Ilustración 61. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo supercrítico condensado por aire**



**Ilustración 62. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo supercrítico condensado por aire**

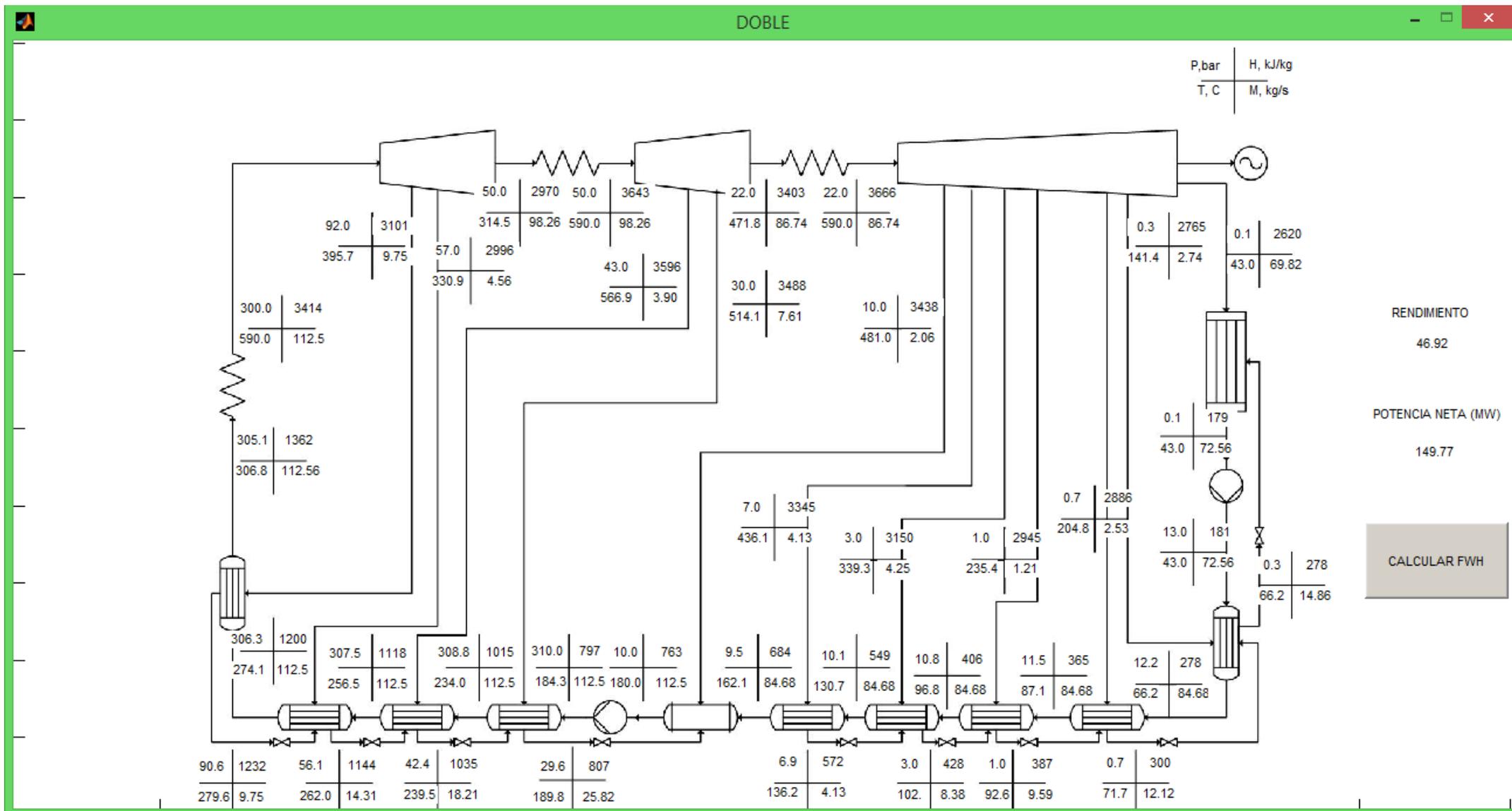
➤ Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua

El ciclo supercrítico que se representa en las ilustraciones 63 y 64 consta de doble recalentamiento. La temperatura que alcanza tras sobrerrecalentamiento, primer recalentamiento y doble recalentamiento es de 590°C, a 300, 50 y 22 bares respectivamente. Se realizan diez extracciones de las turbinas, dos de ellas antes del primer recalentamiento (a 92 y 57 bar), otras dos entre primer y segundo recalentamiento (a 43 y 30 bar), y las seis restantes tras el segundo recalentamiento: una de ellas para el desaireador (a 10 bar) y las otras cinco para intercambiadores cerrados (a 7, 3, 1, 0.7, 0.3 bar). Por tanto, en el ciclo hay 9 intercambiadores cerrados, dos más que en un supercrítico con un solo recalentamiento y cuatro más que en un ciclo subcrítico.

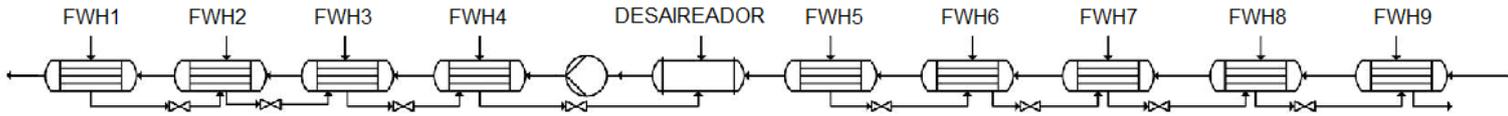
La potencia térmica transferida por las sales es 320 MW y la temperatura de condensación 43°C (condensado por agua). El rendimiento del ciclo de producción de potencia es 46,92%, un 0,25% mayor que con un solo recalentamiento. Aunque no es significativamente mayor, al estar hablando de grandes potencias esto se traduce en que para una misma potencia transferida por las sales el ciclo genera 420 kW más que con un solo recalentamiento, ya que genera una potencia neta de 149,77 MW. El gasto másico de agua que recorre el ciclo es 112,5 kg/s, aproximadamente la misma cantidad que recorre los ciclos subcríticos y apenas un 8,5% menos que la que recorre los ciclos supercríticos con un solo recalentamiento.

Realizar un segundo recalentamiento ha supuesto introducir un mayor número de intercambiadores cerrados. Los FWH de alta van a estar sometidos a altas presiones y temperaturas. En las ilustraciones 65 y 66 se puede ver como, en los FWH introducidos debido al nuevo recalentamiento, la potencia que se transfiere es llega a ser incluso mayor que en el primer intercambiador de alta, por ejemplo en la zona de condensación 16 MW en el cuarto FWH de alta frente a 14 MW del primero. Las potencias transferidas en los intercambiadores son levemente menores que en el ciclo con un solo recalentamiento. Las áreas y las longitudes de transferencia no distan mucho de los intercambiadores calculados para el ciclo con un solo recalentamiento. Al igual que para un recalentamiento las longitudes de los FWH de alta es de 9-13m y de baja 5-9m, lo que indica que la carga introducida en el ciclo con el segundo recalentamiento, al estar el ciclo formado por más FWH, ha sido repartida.





**Ilustración 64. Balance energía: Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua**



### COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

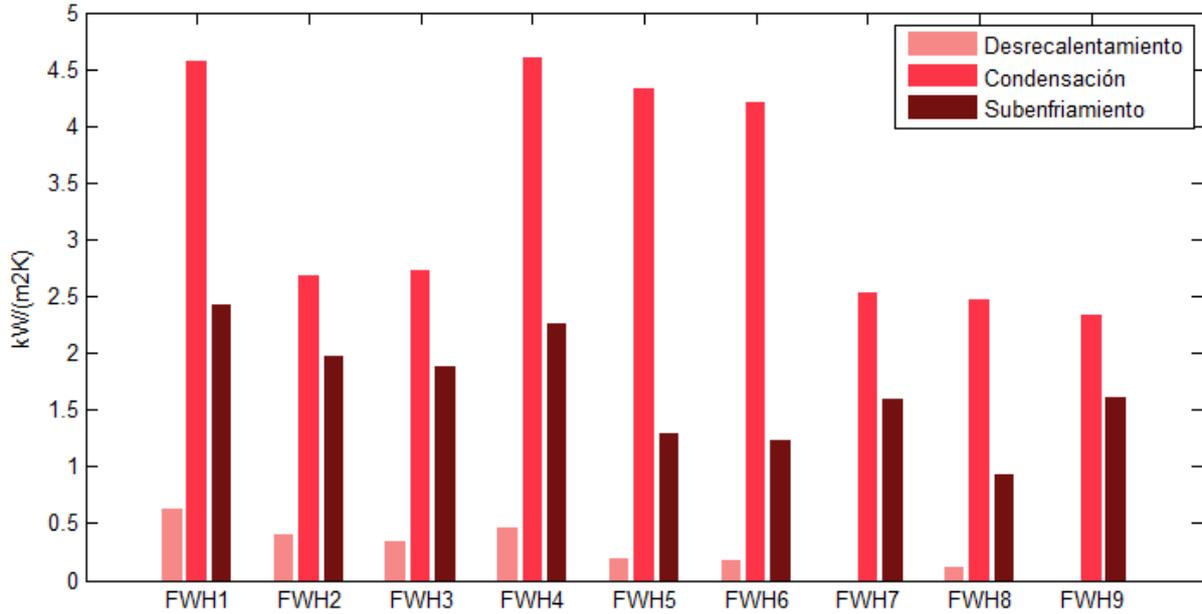


Ilustración 65. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua

### POTENCIA TRANSFERIDA

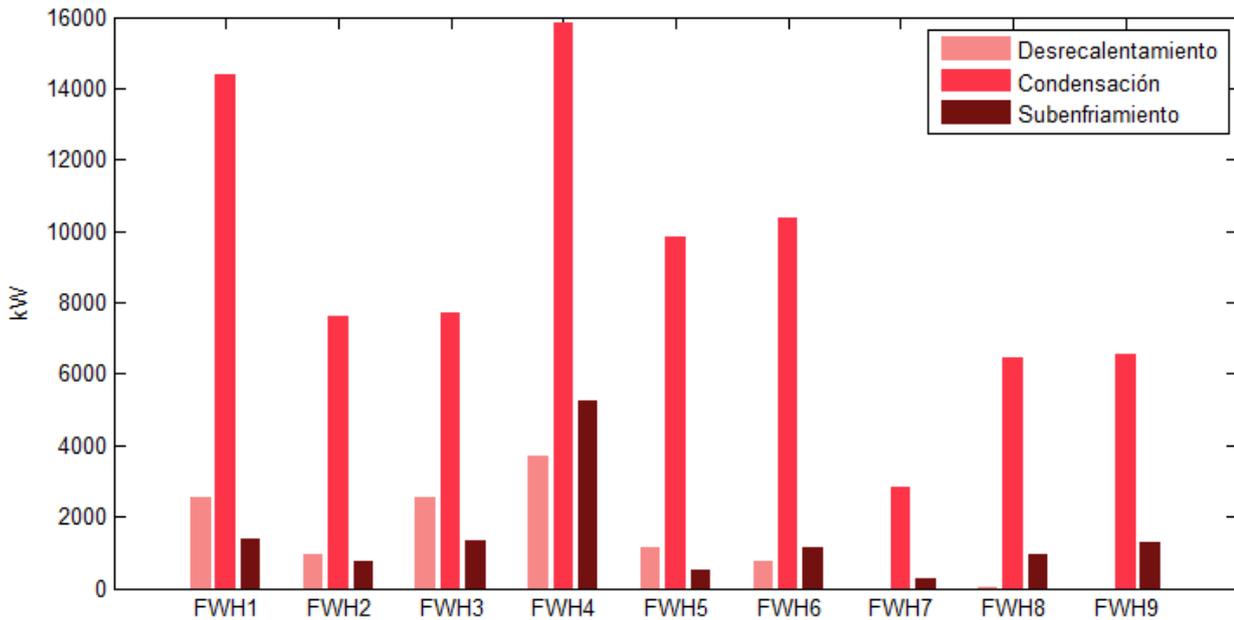
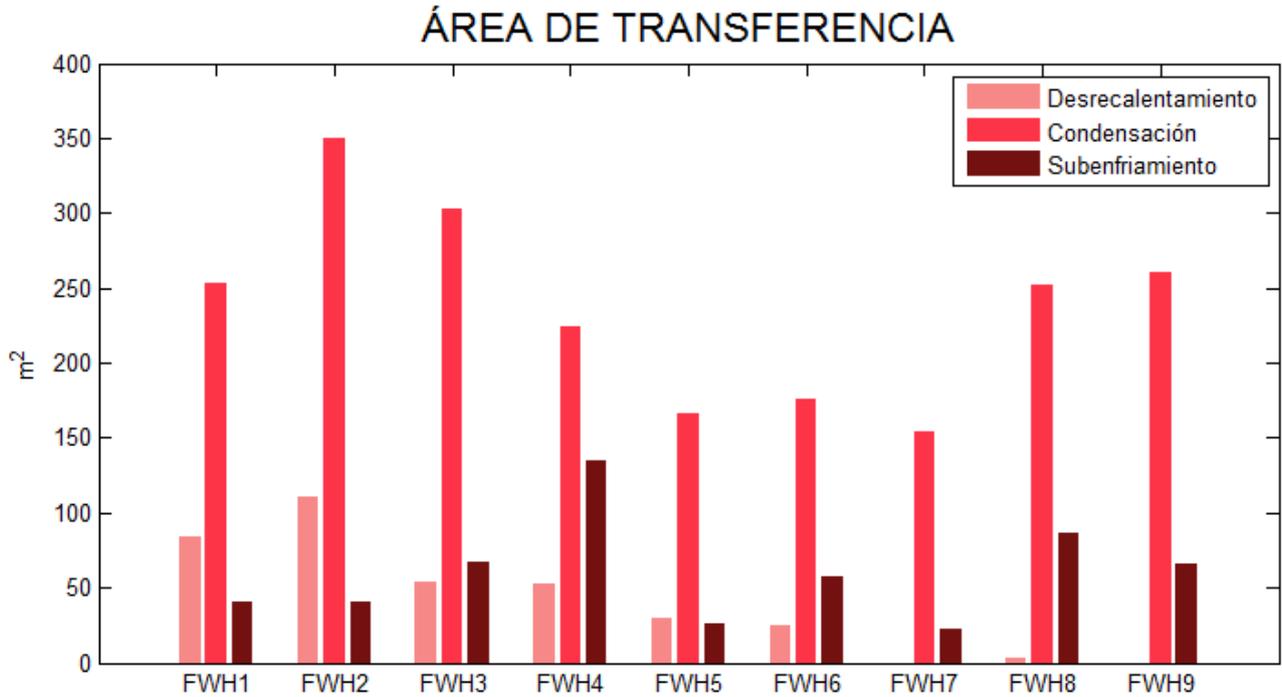
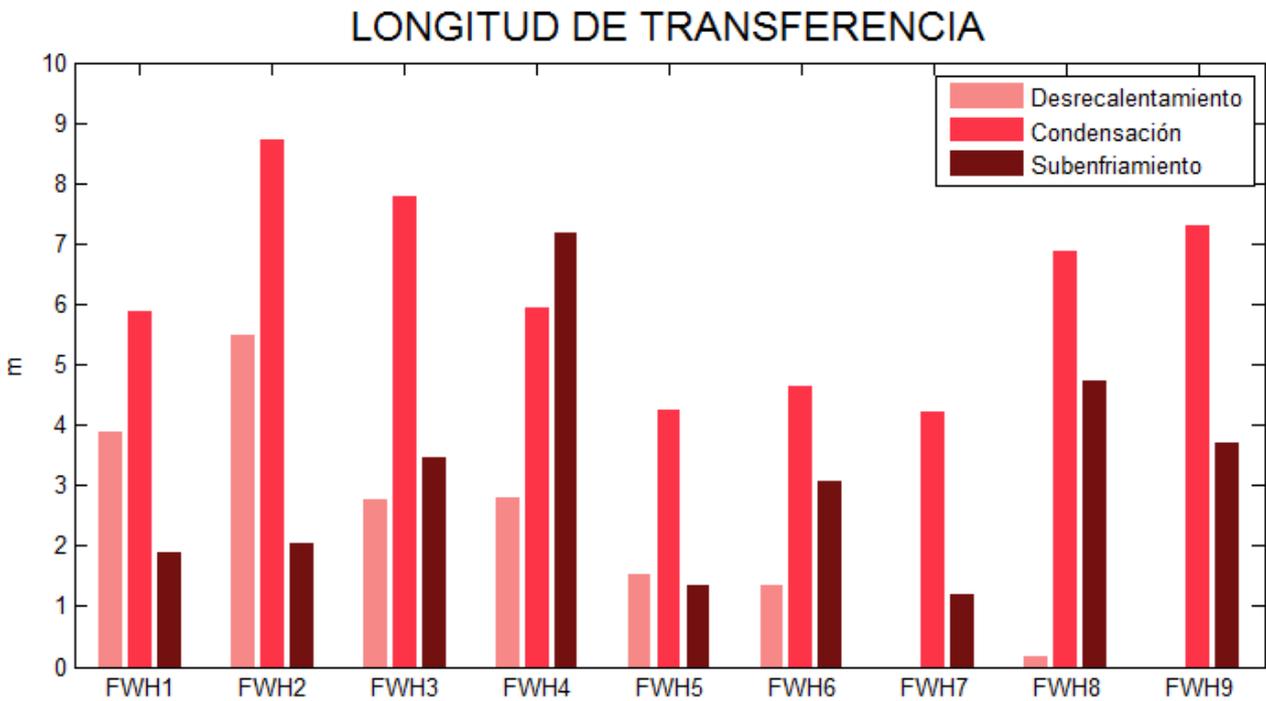


Ilustración 66. Potencia transferida en FWHs de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua

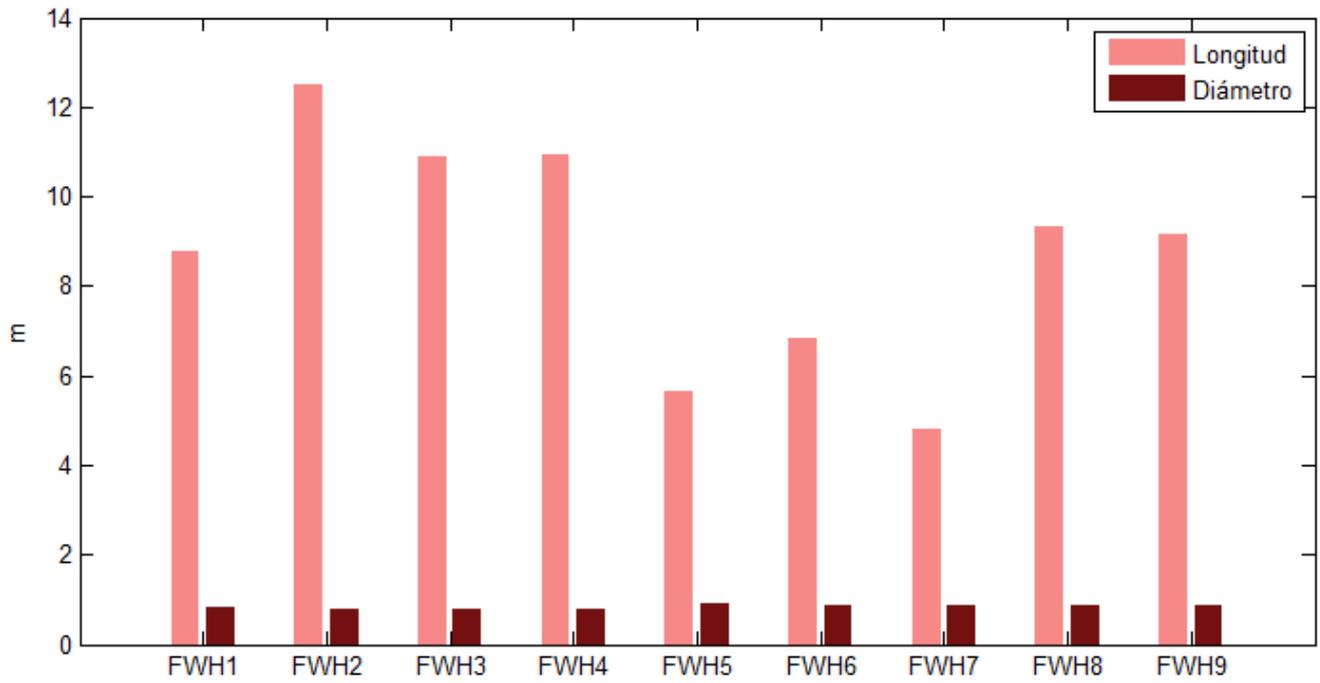


**Ilustración 67. Áreas de transferencia de calor en FWHe de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua**



**Ilustración 68. Longitudes de transferencia de calor en FWHe de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua**

## GEOMETRÍA DE LA CARCASA



**Ilustración 69. Geometría de la carcasa FWHe de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua**

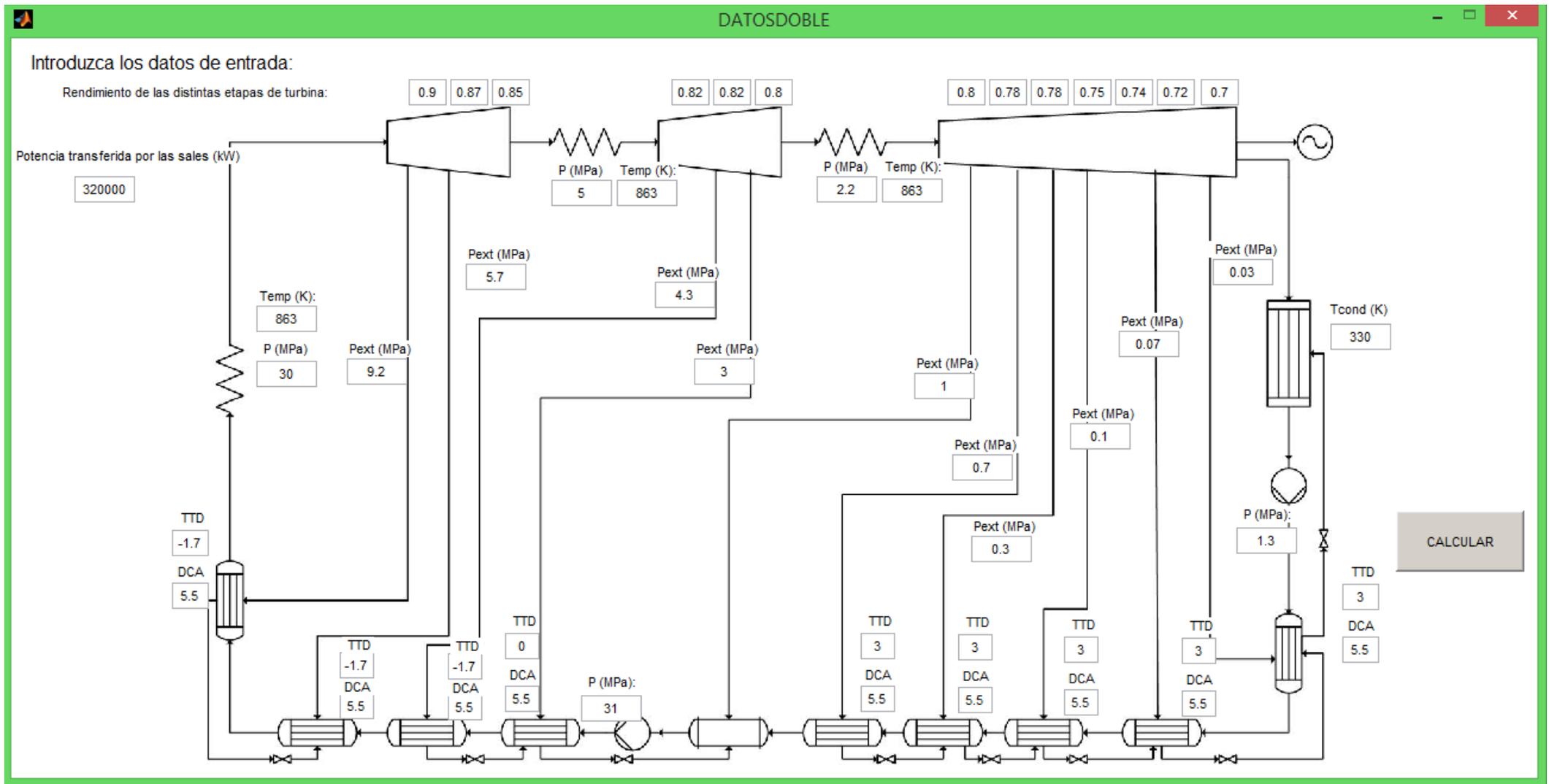
➤ Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire

El ciclo supercrítico mostrado en las ilustraciones 70 y 71 tiene, al igual que el supercrítico condensado por agua analizado anteriormente, doble recalentamiento. La temperatura que alcanza tras sobrerrecalentamiento, primer recalentamiento y doble recalentamiento es de 590°C, a 300, 50 y 22 bares respectivamente. Se realizan diez extracciones de las turbinas, dos de ellas antes del primer recalentamiento (a 92 y 57 bar), otras dos entre primer y segundo recalentamiento (a 43 y 30 bar), y las seis restantes tras el segundo recalentamiento: una de ellas para el desaireador (a 10 bar) y las otras cinco para intercambiadores cerrados (a 7, 3, 1, 0.7, 0.3 bar). Por tanto, en el ciclo hay 9 intercambiadores cerrados, dos más que en un supercrítico con un solo recalentamiento y cuatro más que en un ciclo subcrítico.

La potencia transferida por las sales se mantiene para este análisis en 320MW. La única variable que se modifica por tanto para calcular el ciclo es la temperatura de condensación que aumenta de 43°C en condensado por agua, a 57°C para condensado por aire.

Con este cambio el rendimiento del ciclo es del 45,32% un 1,6% menor que el mismo ciclo condensando a 43°C, y un 0,25% mayor que en ciclo supercrítico con un solo recalentamiento para la misma temperatura de condensación. La potencia neta generada es de 144,84 MW, 5 MW menos que condensando por agua y 630 kW mayor que condensando por aire en ciclo supercrítico con un solo recalentamiento. El gasto másico que circula por el ciclo, al igual que en el ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por agua, es de 112,56 kg/s, algo menos de un 10% menor que con un solo recalentamiento.

El FWH que se ve afectado por el cambio en la temperatura de condensación es el de más baja presión. Al mantener constantes los parámetros TTD y DCA y al aumentar la temperatura a la que entra el agua de alimentación en el FWH, aumenta de igual modo la temperatura de salida del vapor ya condensado y subenfriado de la carcasa que será drenado al condensador. La potencia transferida en las zonas de condensación se reduce aprox. un 50%, mientras que la de subenfriamiento disminuye un 70%. El total del intercambiador reduce la carga que tiene que soportar, reduciéndose por tanto su longitud de casi 10m a algo menos de 6m.



**Ilustración 70. Datos de entrada: Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

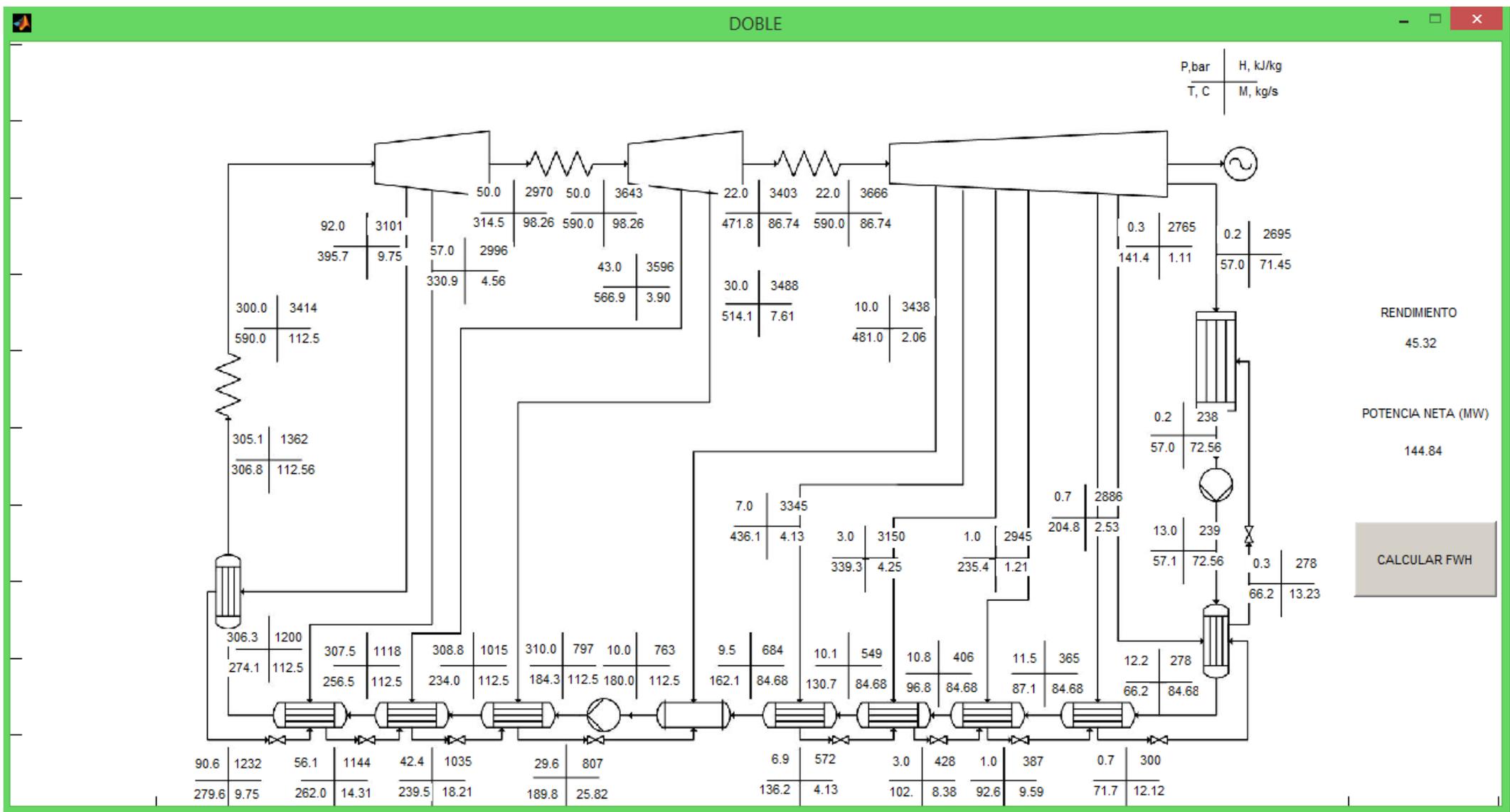
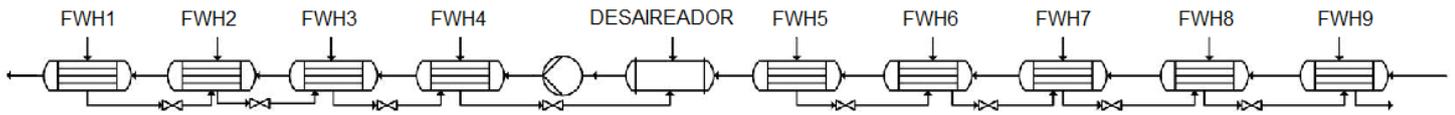
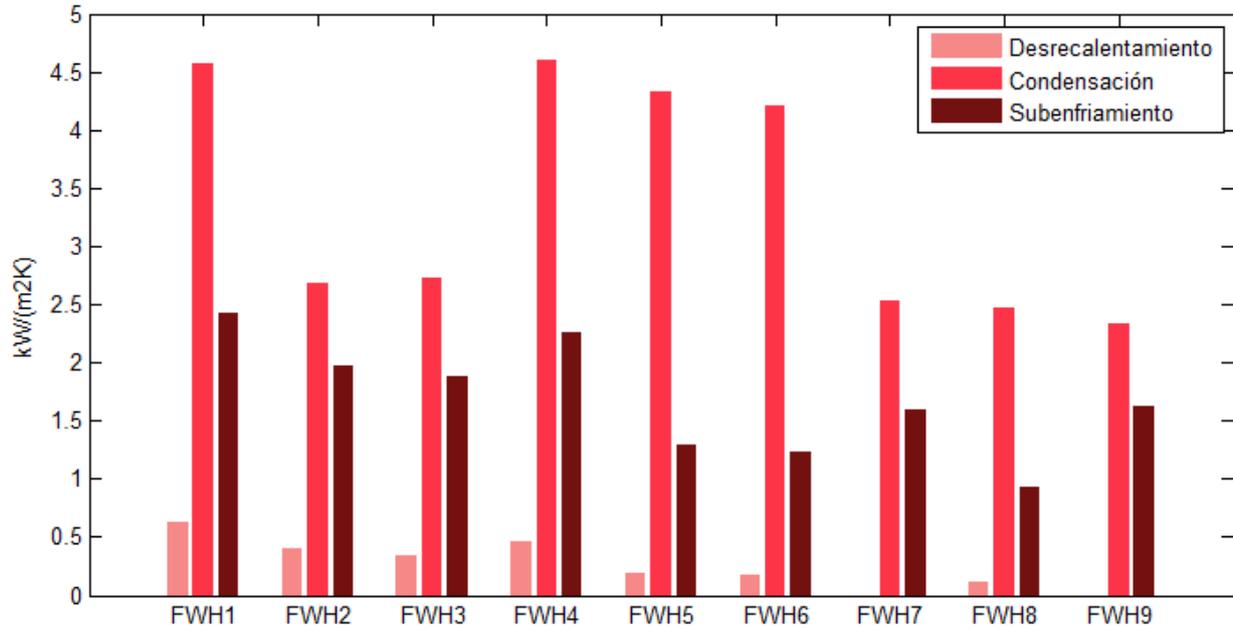


Ilustración 71. Balance energía: Ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire

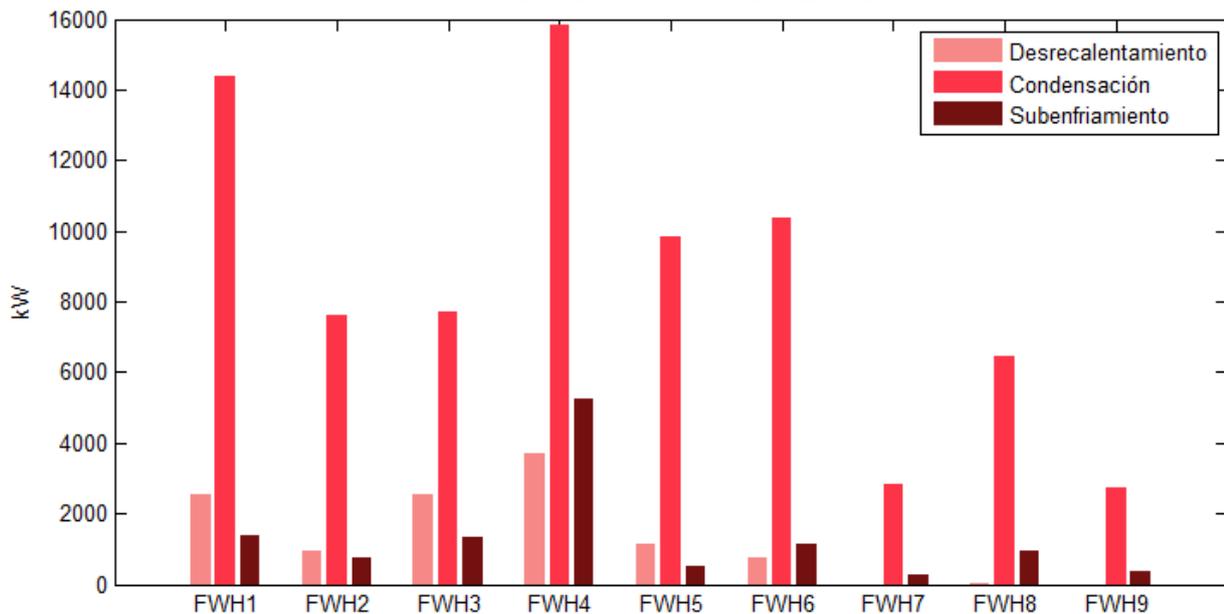


### COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR



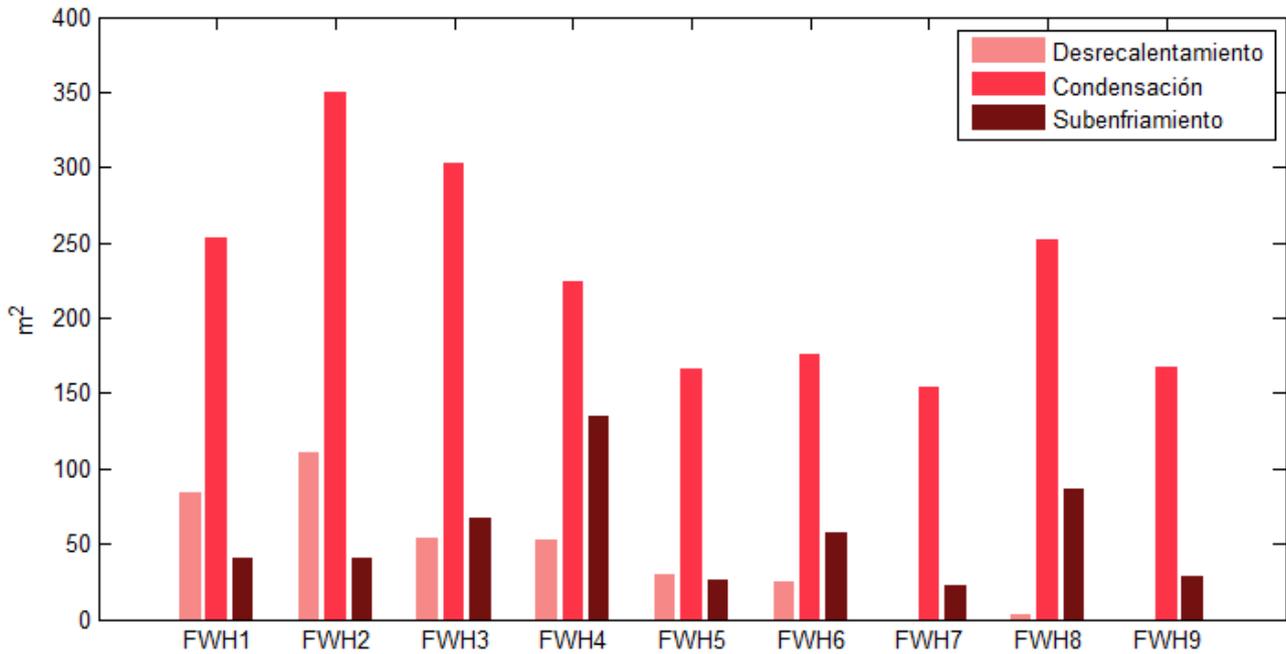
**Ilustración 72. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

### POTENCIA TRANSFERIDA



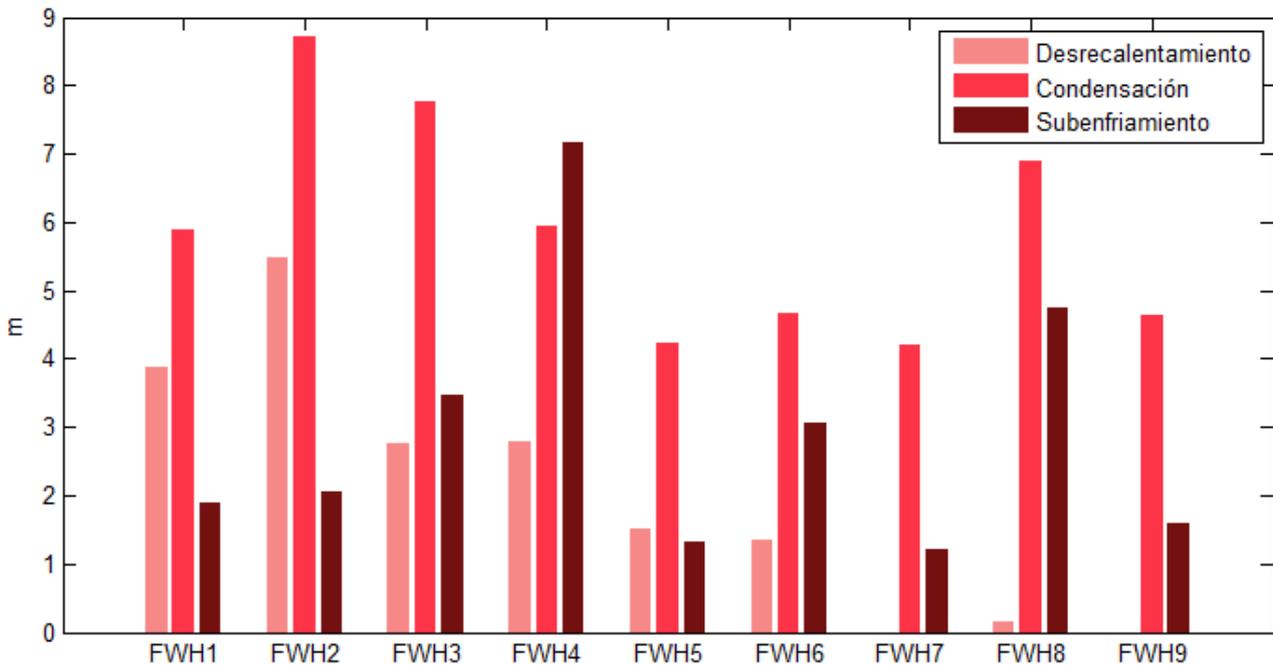
**Ilustración 73. Potencia transferida en FWHs de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

## ÁREA DE TRANSFERENCIA



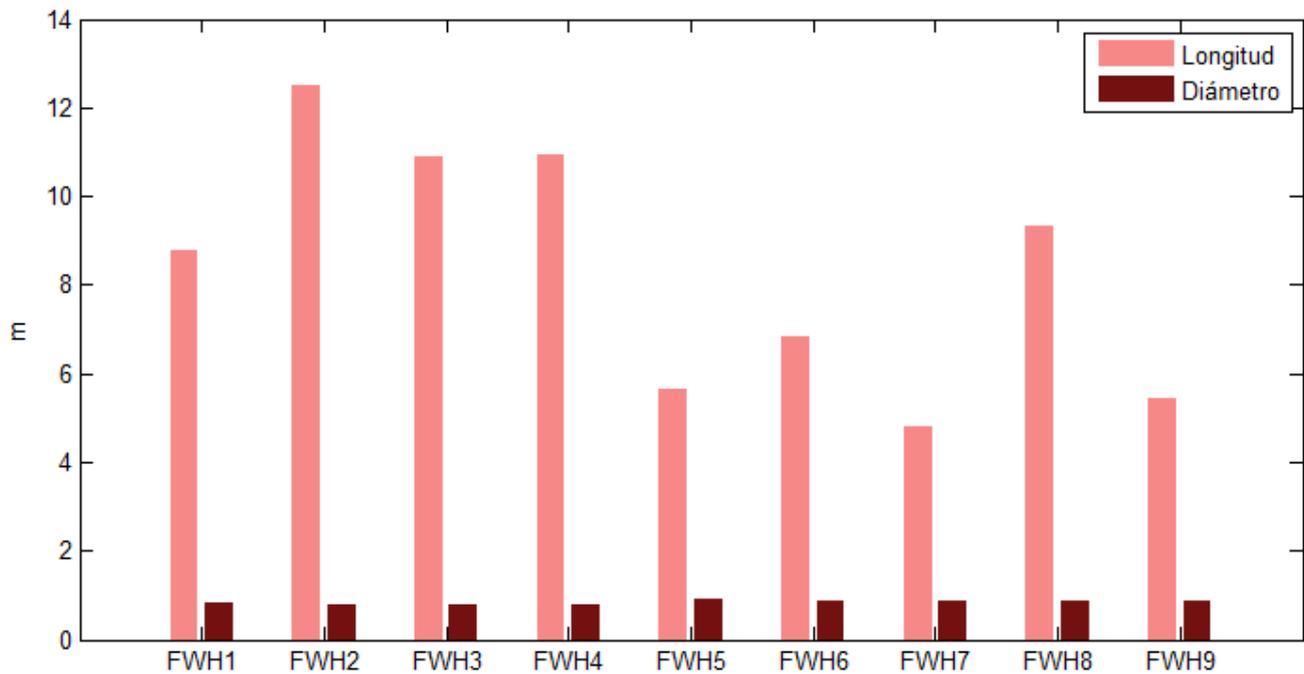
**Ilustración 74. Áreas de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

## LONGITUD DE TRANSFERENCIA



**Ilustración 75. Longitudes de transferencia de calor en FWHs de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

## GEOMETRÍA DE LA CARCASA



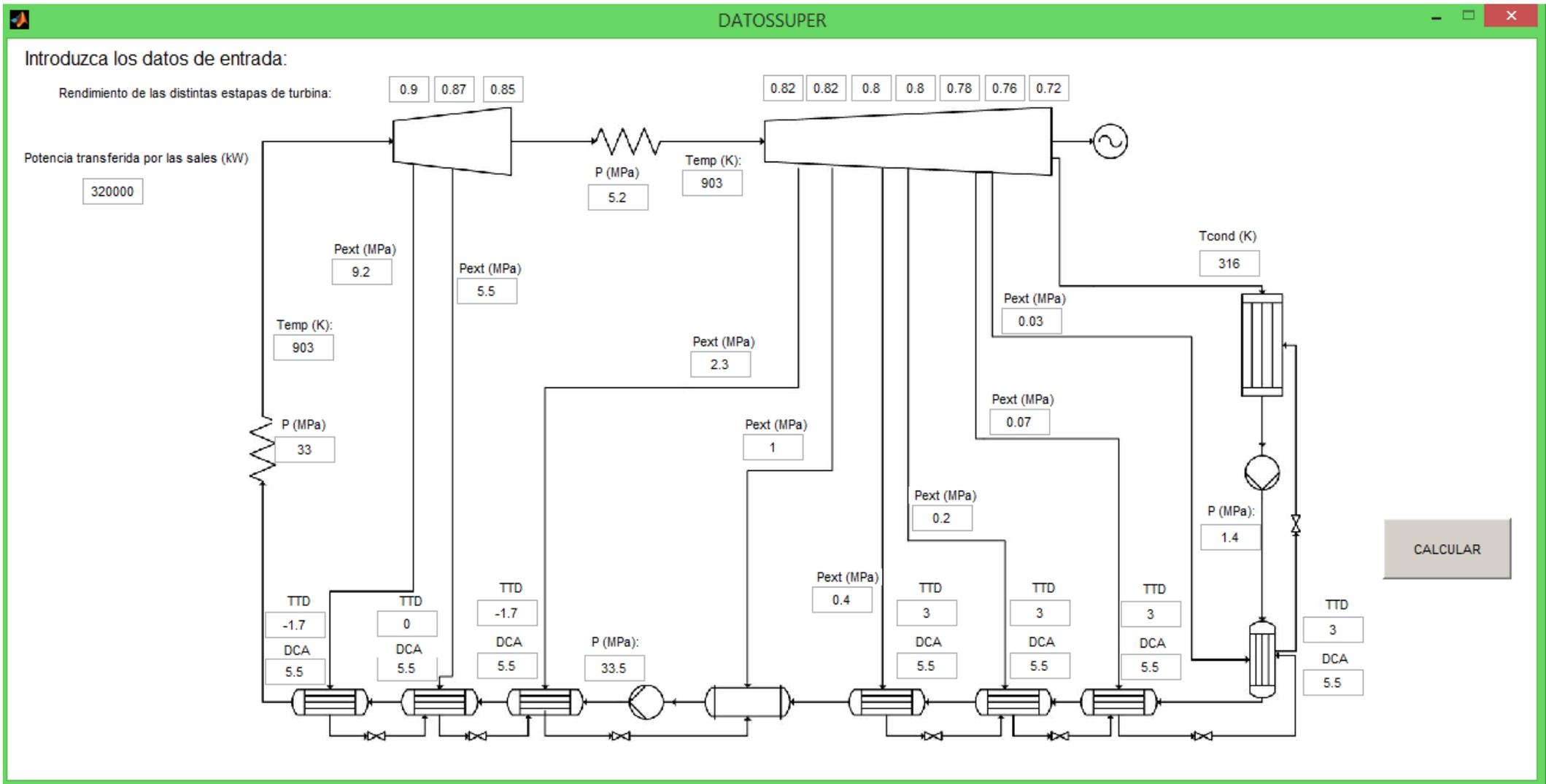
**Ilustración 76. Geometría de la carcasa FWHe de ciclo supercrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

➤ Ciclo ultracrítico condensado por agua

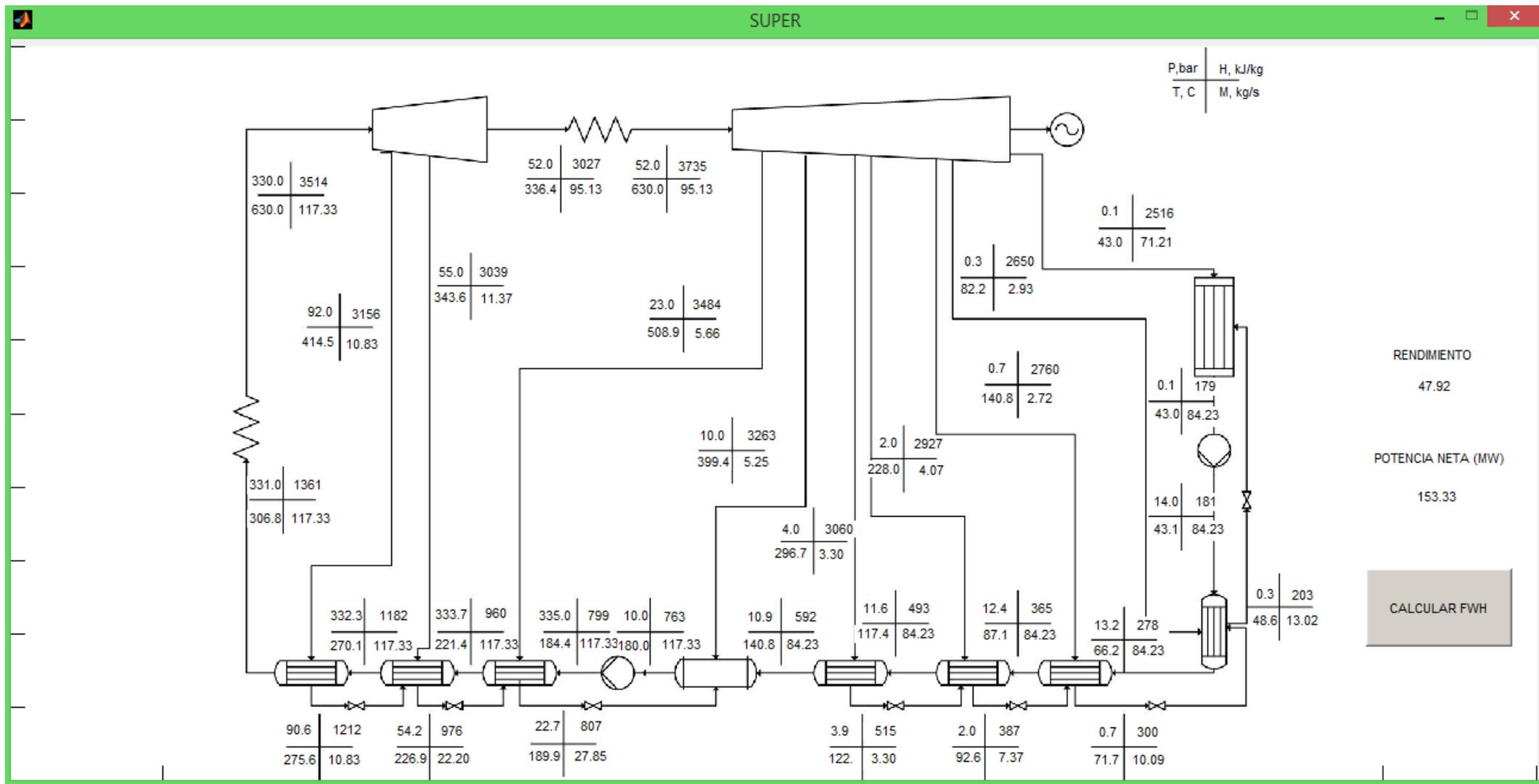
El ciclo ultracrítico que se representa en las ilustraciones 77 y 78 alcanza tras el sobrerrecalentamiento y el recalentamiento una temperatura de 630°C, a 330 bar y 52 bar respectivamente, por lo que la caldera se encuentra sometida a más carga y a unas condiciones aún más exigentes que en el ciclo supercrítico. Al igual que el ciclo supercrítico consta de ocho extracciones realizadas a las mismas presiones (92, 55 y 23 bar para los FWH de alta, 10 bar para el desaireador y 4, 2, 0.7 y 0.3 bar para los FWH de baja). Por tanto, al igual que el supercrítico está formado por dos intercambiadores más que el subcrítico.

La potencia térmica transferida por las sales es 320 MW y la temperatura de condensación 43°C (condensado por agua). Se obtiene un rendimiento de 47,92%, un 1,25% mayor que en el ciclo supercrítico, un 1 % mayor que en supercrítico con doble recalentamiento y un 9,76% mayor que en subcrítico, todos ellos para la misma temperatura de condensación. Por tanto, la central sería capaz de generar 153,33 MW. Para generar esta potencia el vapor necesario en el ciclo es 117 kg/s aproximadamente, un 5% menos que en el ciclo supercrítico con un solo recalentamiento y un 5% más que en el ciclo subcrítico.

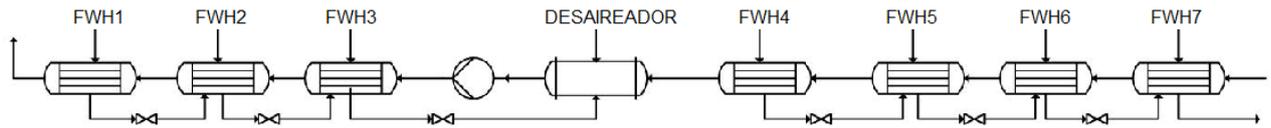
Si se comparan los FWH con los correspondientes a ciclos supercríticos, no existen diferencias notables. Los coeficientes de transferencia de calor disminuyen en la zona de desrecalentamiento desde 0,6 kW/(m<sup>2</sup>K) hasta 0 en los últimos dos FWH que carecen de esta zona. En la zona de condensación toman valores de entre 2,5-4,5 kW/(m<sup>2</sup>K), y en el subenfriamiento entre 2,5 y 1 kW/(m<sup>2</sup>K). La potencia térmica transferida en la zona de condensación es mucho mayor que en las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento (entre 12-20 MW en la zona de alta y aprox. 8 MW en la zona de baja en la condensación frente a 2-5 MW en la zona de alta y 1-0 MW en la zona de baja en el desrecalentamiento y el subenfriamiento). Las áreas y las longitudes de transferencia son levemente mayores en los FWH de alta: en la condensación 6-7m, en el desrecalentamiento 3-4m y en el subenfriamiento 2-7m. En cambio en los de baja la zona de condensación mide 4-8 m, la de subenfriamiento 2-3m y la de desrecalentamiento apenas 1m los que la tienen. La longitud total ronda los 8-11m en la zona de alta y los 4-9m en la zona de baja. Estos valores, aunque en algunos casos son menores que en el ciclo subcrítico, tampoco son lejanos a los de los FWH de este ciclo.



**Ilustración 77. Datos de entrada: Ciclo ultracrítico condensado por agua**



**Ilustración 78. Balance de energía: Ciclo ultracrítico condensado por agua**



### COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

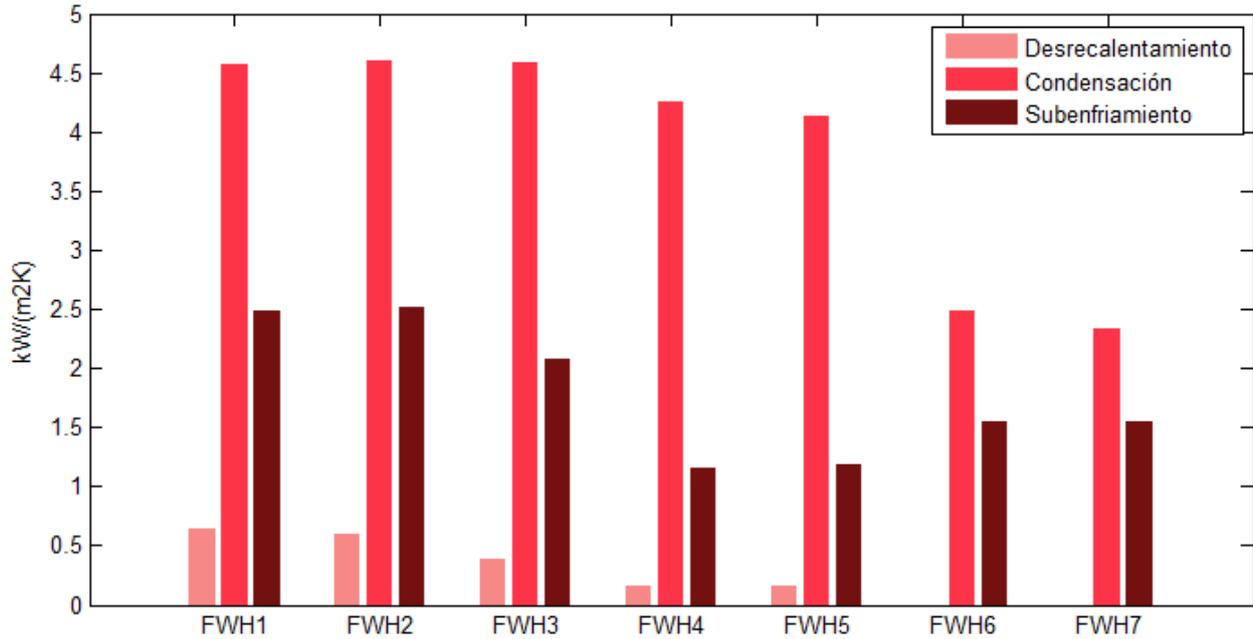


Ilustración 79. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo ultracrítico condensado por agua

### POTENCIA TRANSFERIDA

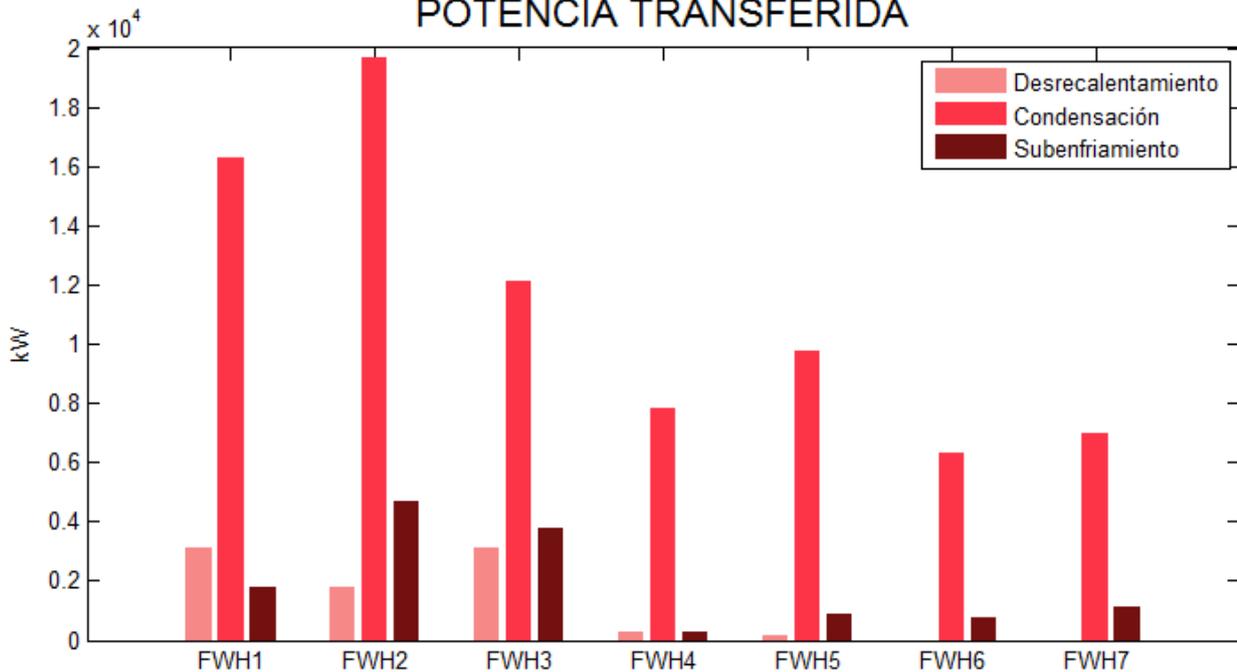
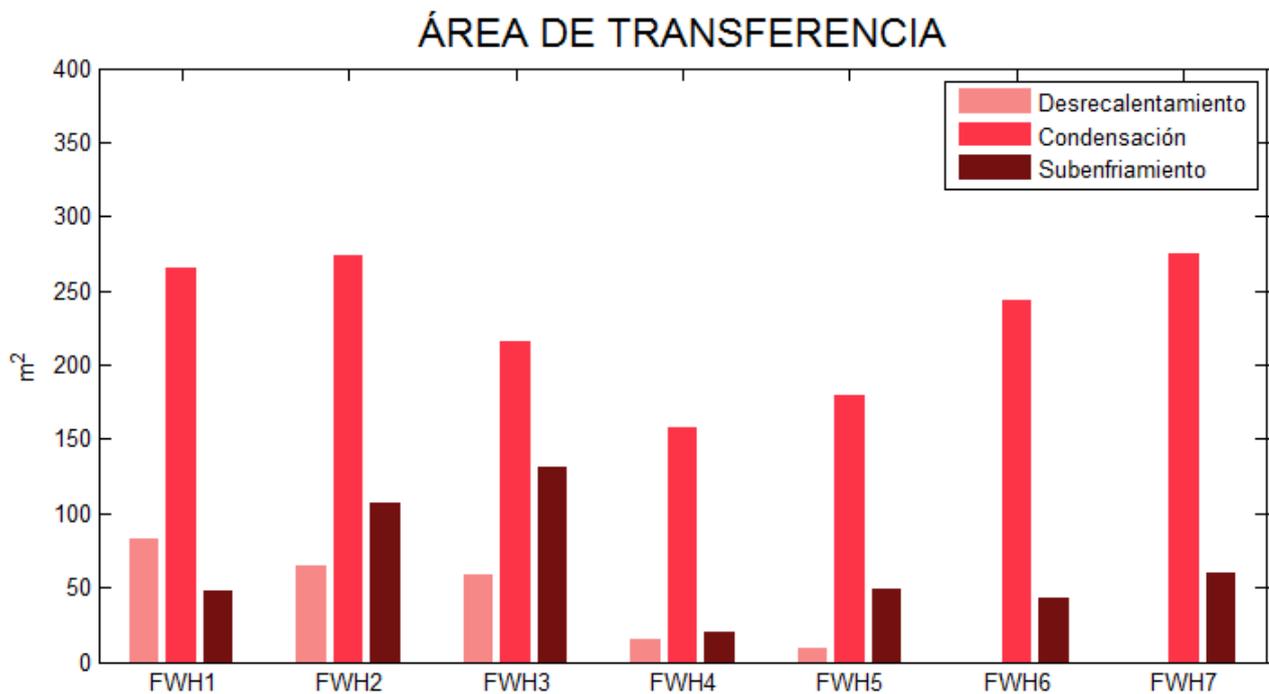
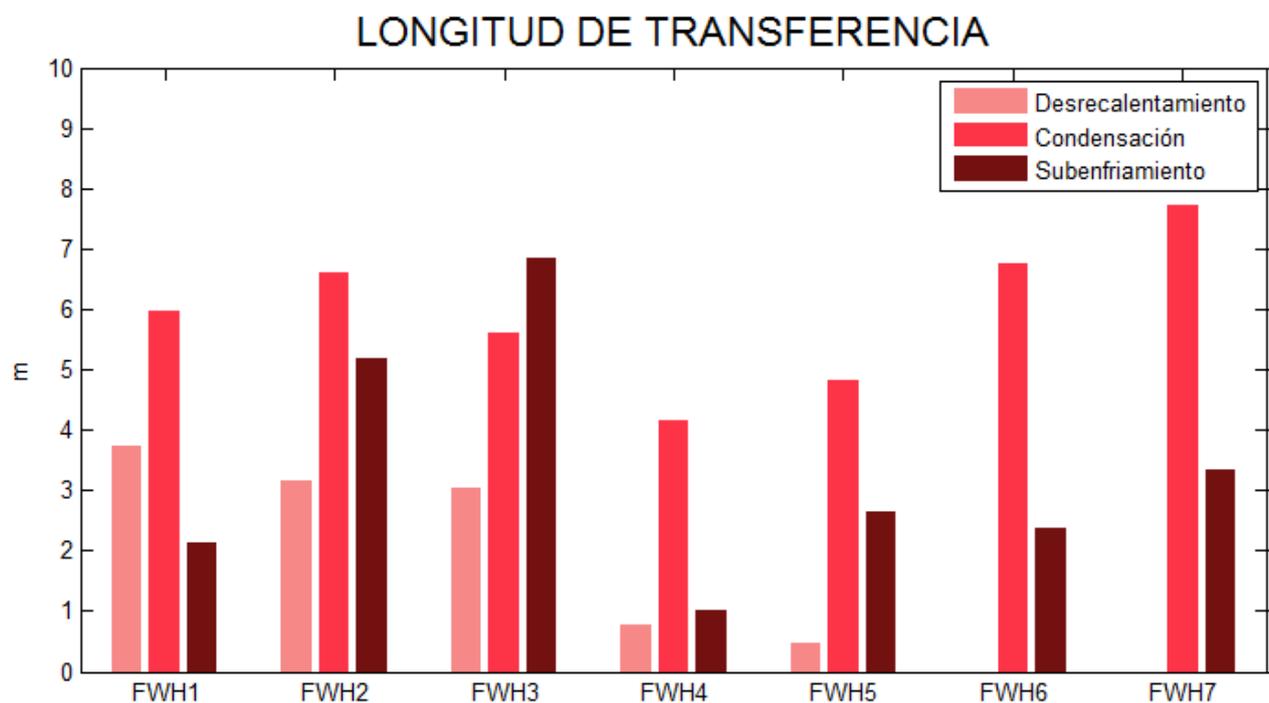


Ilustración 80. Potencia transferida en FWHs de ciclo ultracrítico condensado por agua



**Ilustración 81. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por agua**



**Ilustración 82. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico condensado por agua**

## GEOMETRÍA DE LA CARCASA

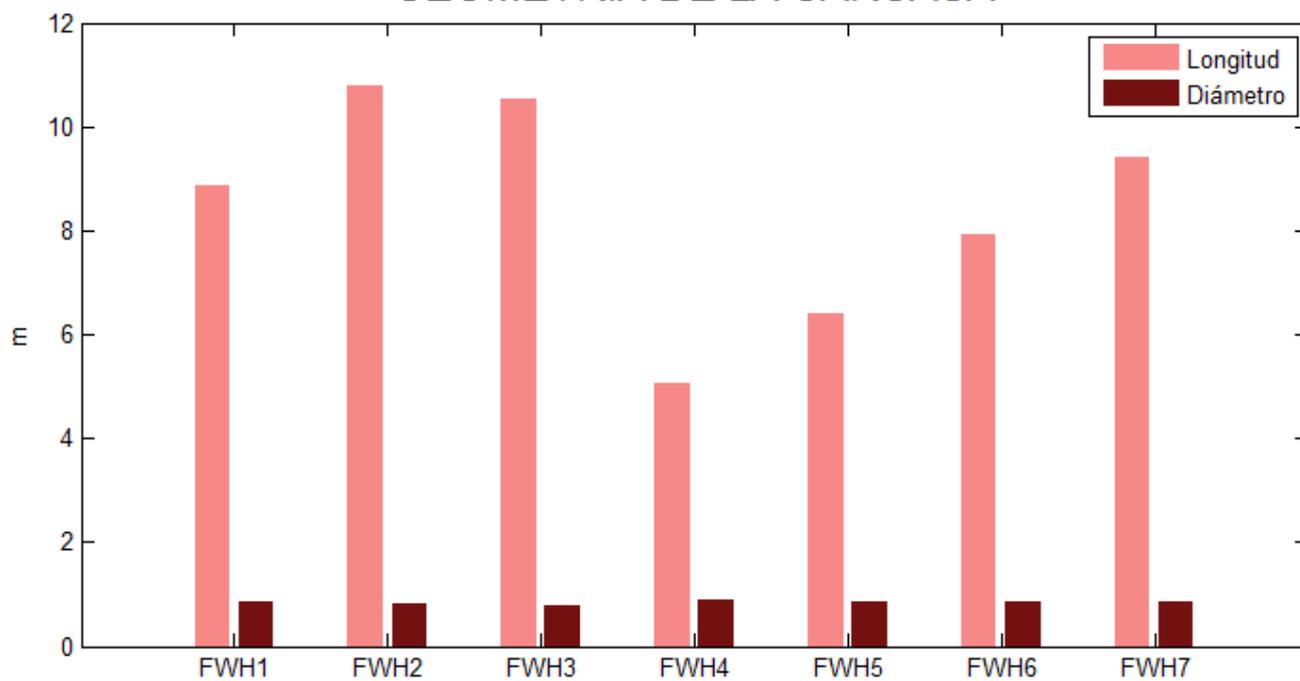


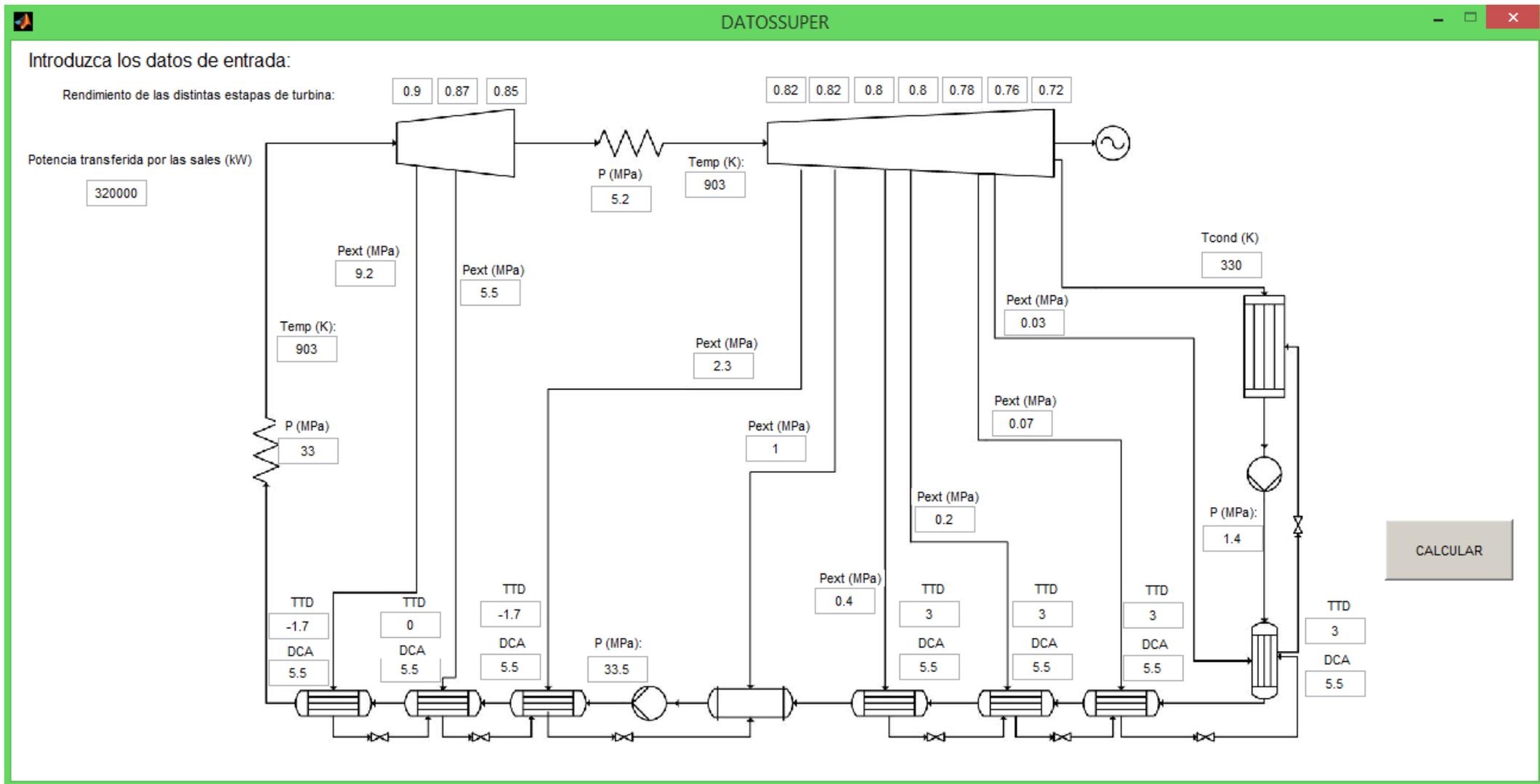
Ilustración 83. Geometría de la carcasa FWHS de ciclo ultracrítico condensado por agua

➤ Ciclo ultracrítico condensado por aire

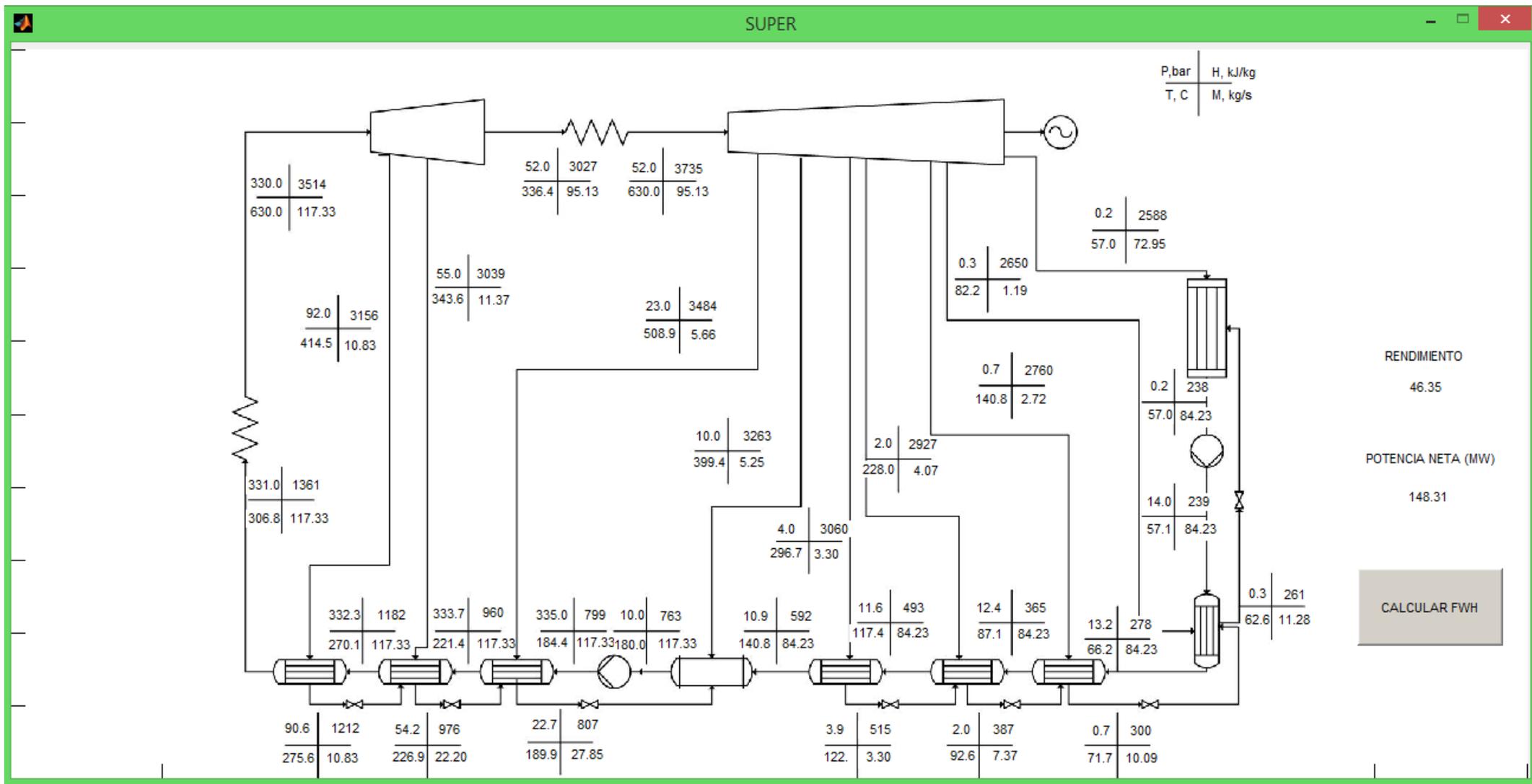
El ciclo ultracrítico mostrado en las ilustraciones 84 y 85 tiene, al igual que el ultracrítico condensado por agua analizado anteriormente, ocho extracciones, siete de ellas para feedwater heaters cerrados (FWH) y una para el desaireador. Cuatro de los FWH pertenecen a la zona de baja presión (extracciones a 0.3, 0.7, 2 y 4 bares en orden ascendente) y los otros tres a la zona de alta (extracciones a 23, 55 y 92 bares). Al tratarse de un ciclo ultracrítico la temperatura tras sobre y recalentamiento es de 630°C con una presión de 330 y 52 bar, respectivamente. La potencia transferida por las sales se mantiene para este análisis en 320MW. La única variable que se modifica por tanto para calcular el ciclo es la temperatura de condensación que aumenta de 43°C en condensado por agua, a 57°C para condensado por aire.

Con este cambio el rendimiento del ciclo es del 46,35%, un 1,6% menor que el mismo ciclo condensando a 43°C. El rendimiento de este ciclo es a su vez un 1,03% mayor que el del supercrítico con doble recalentamiento, un 1,28% mayor que el del supercrítico con un solo recalentamiento, y un 10% mayor que el del subcrítico, todos estos con la misma temperatura de condensación (57°C). Es también muy similar al rendimiento del ciclo supercrítico condensado por agua, tan solo un 0,3% mayor. El ciclo es recorrido por 117,33 kg/s, un 5% menos que en el ciclo supercrítico con un solo recalentamiento y un 5% más que en el ciclo subcrítico.

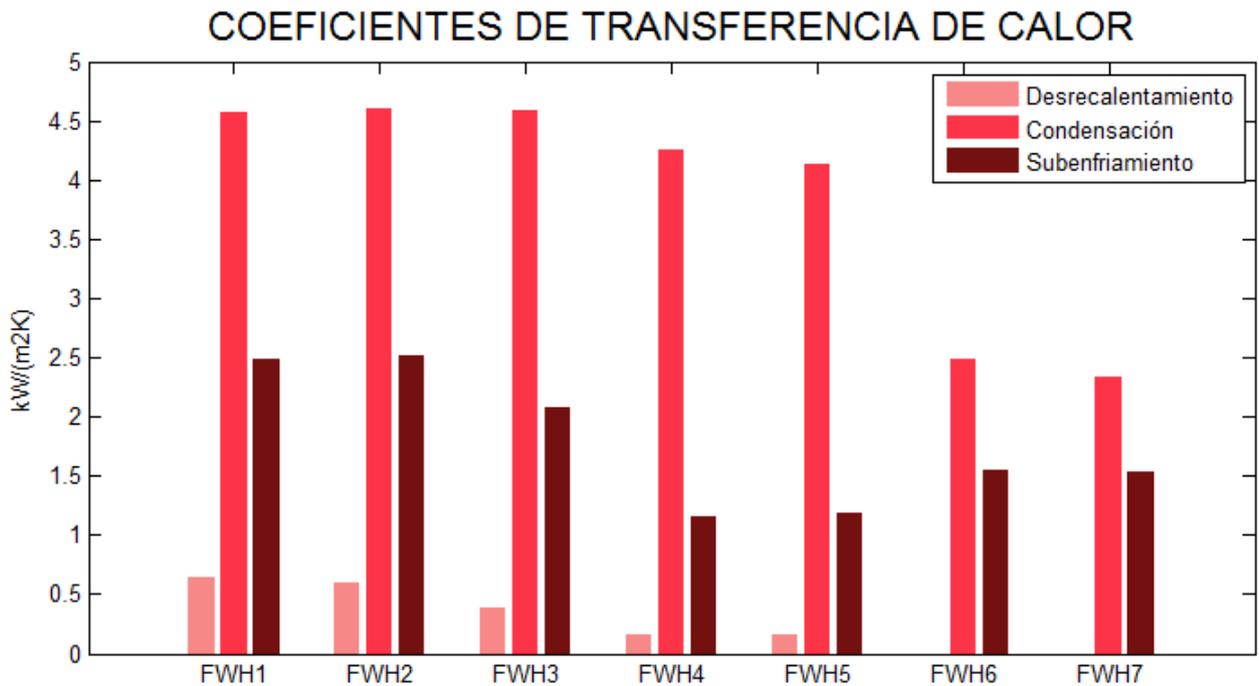
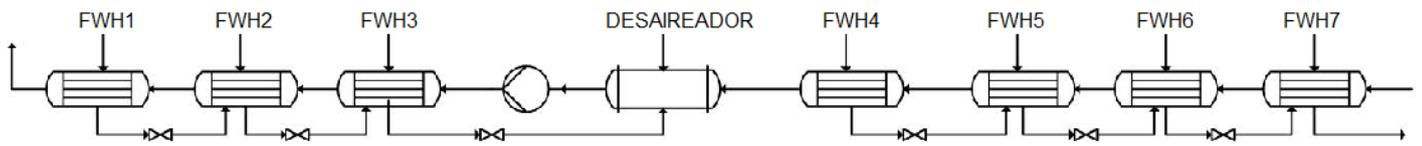
El FWH que se ve afectado por el cambio en la temperatura de condensación es el de más baja presión. En él se han mantenido constantes TTD y DCA de manera que al aumentar la temperatura a la que entra el agua de alimentación en él, aumenta de igual modo la temperatura de salida del vapor ya condensado y subenfriado de la carcasa que será drenado al condensador. Comparando las ilustraciones 86 y 87 con las 79 y 80 se aprecia una disminución de la potencia transferida en este FWH en la zona de condensación de algo más de la mitad al condensarlo con aire (de aprox. 7 MW a aprox. 3MW). Esta disminución de transferencia también es apreciable en la zona de subenfriamiento (de 1,2 MW al condensar por agua a 0,25 MW condensando por aire). Sin embargo los coeficientes de transferencia de calor se mantienen similares. En las ilustraciones 88 y 89 se puede ver como esta disminución de la transferencia afecta disminuyendo a su vez las dimensiones del FWH: la longitud total se reduce de unos 4m.



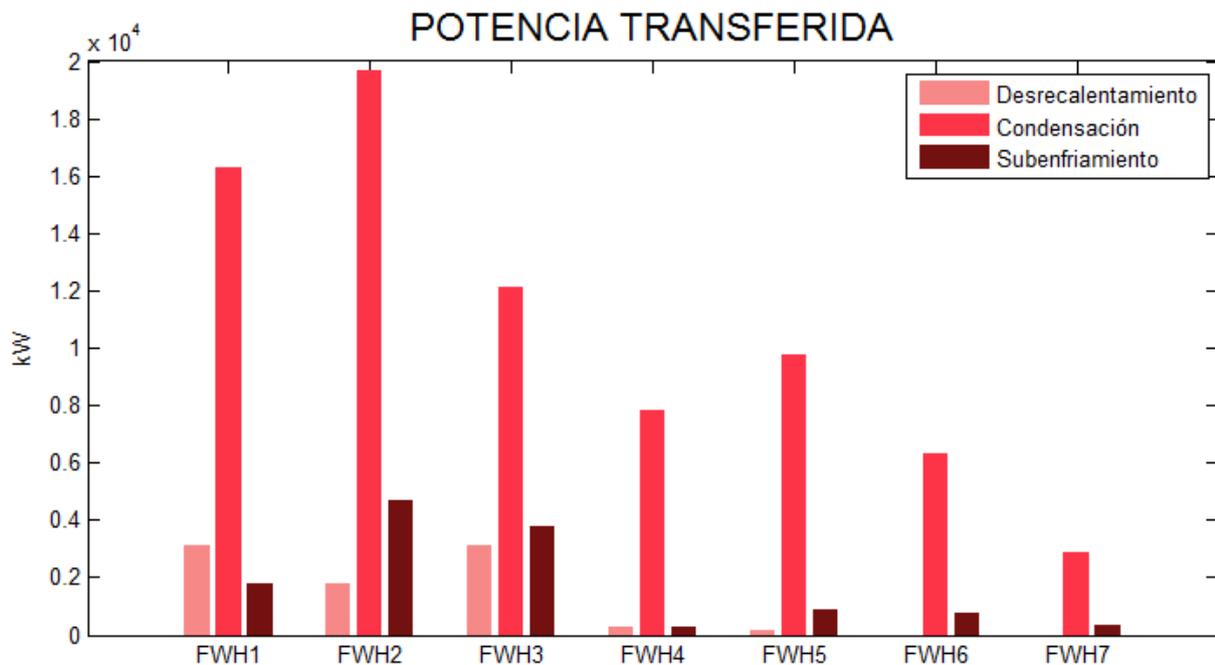
**Ilustración 84. Datos de entrada: Ciclo ultracrítico condensado por aire**



**Ilustración 85. Balance energía: Ciclo ultracrítico condensado por aire**



**Ilustración 86. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo ultracrítico condensado por aire**



**Ilustración 87. Potencia transferida en FWHs de ciclo ultracrítico condensado por aire**

### ÁREA DE TRANSFERENCIA

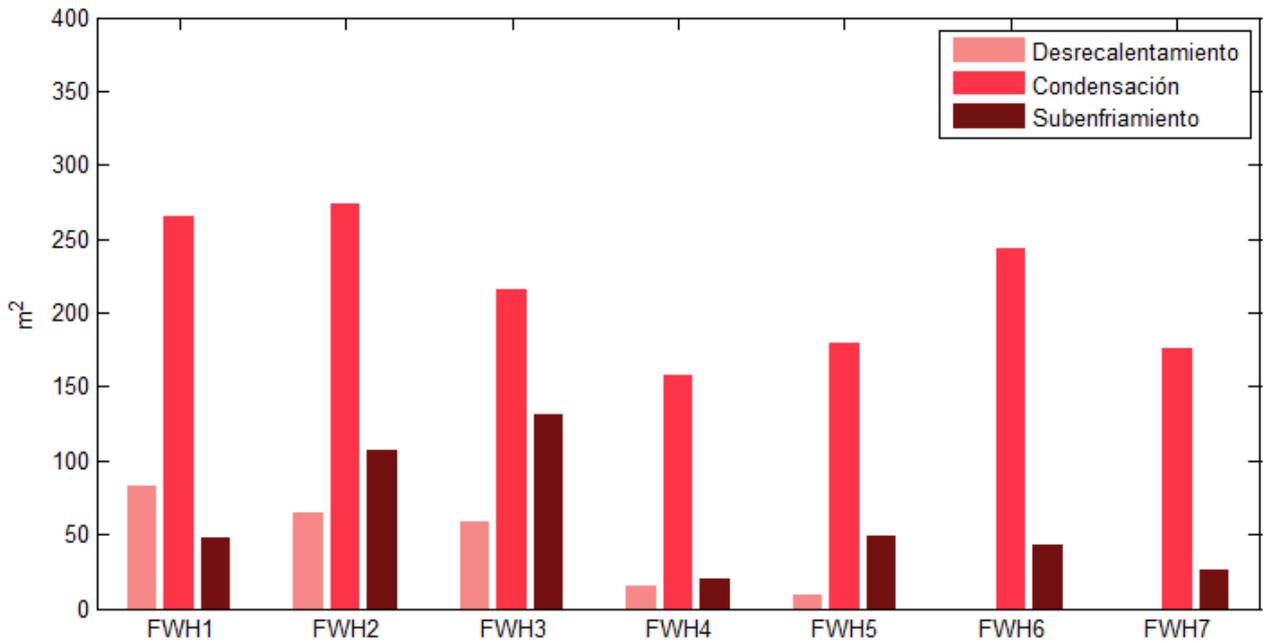


Ilustración 88. Áreas de transferencia de calor en FWHs de ciclo ultracrítico condensado por aire

### LONGITUD DE TRANSFERENCIA

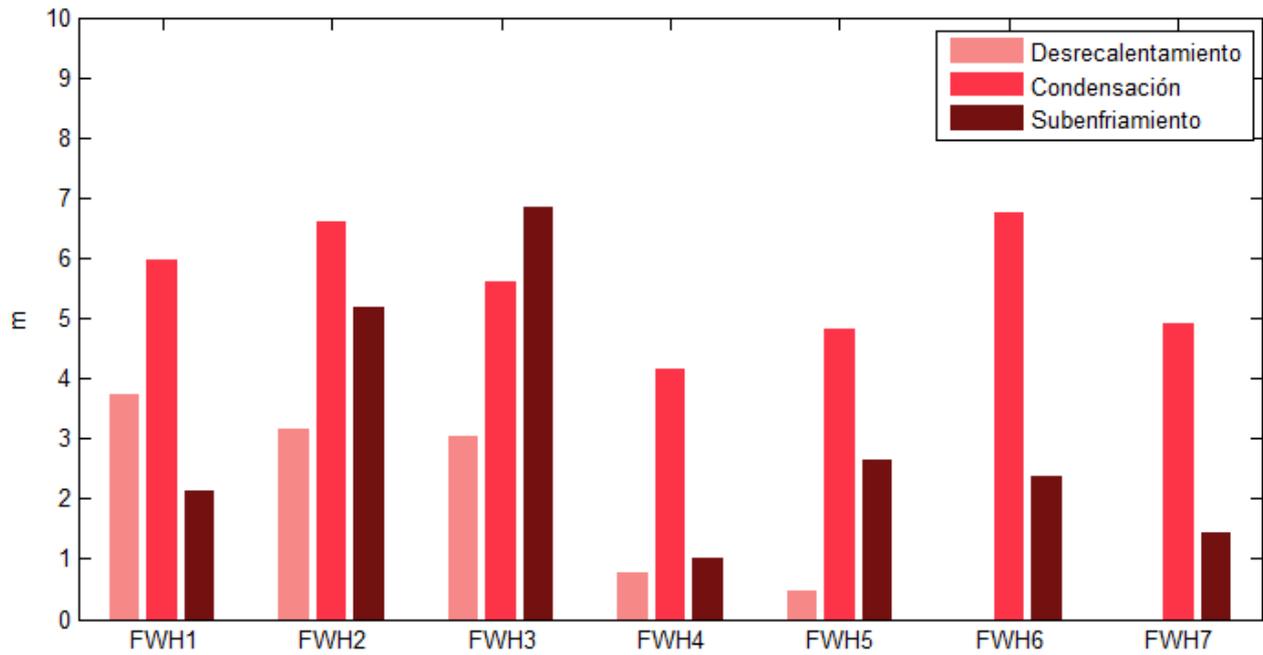
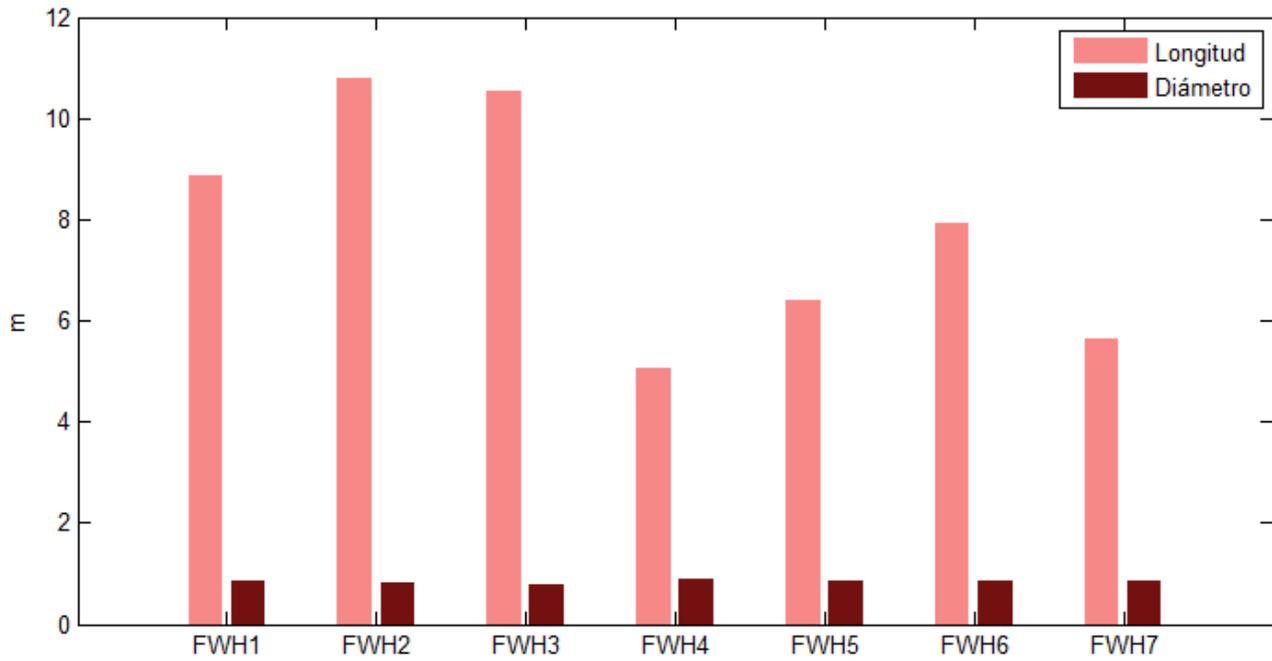


Ilustración 89. Longitudes de transferencia de calor en FWHs de ciclo ultracrítico condensado por aire

## GEOMETRÍA DE LA CARCASA



**Ilustración 90. Geometría de la carcasa FWHs de ciclo ultracrítico condensado por aire**

➤ Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua

El ciclo ultracrítico que se representa en las ilustraciones 91 y 92 consta de doble recalentamiento. La temperatura que alcanza tras sobrerrecalentamiento, primer recalentamiento y doble recalentamiento es de 630°C, a 330, 50 y 22 bares respectivamente. Se realizan diez extracciones de las turbinas, dos de ellas antes del primer recalentamiento (a 92 y 55 bar), otras dos entre primer y segundo recalentamiento (a 43 y 30 bar), y las seis restantes tras el segundo recalentamiento: una de ellas para el desaireador (a 10 bar) y las otras cinco para intercambiadores cerrados (a 7, 3, 0.9, 0.7, 0.3 bar). Por tanto, en el ciclo hay 9 intercambiadores cerrados, dos más que en ciclos ultracríticos y supercríticos con un solo recalentamiento, cuatro más que en un ciclo subcrítico y los mismos que en un supercrítico con doble recalentamiento.

La potencia térmica transferida por las sales es 320 MW y la temperatura de condensación 43°C (condensado por agua). El rendimiento del ciclo de producción de potencia es 48,08%, un 0,16% mayor que con un solo recalentamiento. Aunque no es significativamente mayor, al estar hablando de grandes potencias esto se traduce en que para una misma potencia transferida por las sales el ciclo genera 150 kW más que con un solo recalentamiento, ya que genera una potencia neta de 153,48 MW. El rendimiento es un 1,16% mayor que el de un ciclo supercrítico también con doble recalentamiento y un 1,4% mayor que el de un supercrítico con un solo recalentamiento, ambos condensando por agua. La mejora en el rendimiento al utilizar este ciclo (al igual que al utilizar ultracrítico con un solo recalentamiento) frente a utilizar el subcrítico es muy notable: casi el 10%. El gasto másico de agua que recorre el ciclo es 106,8 kg/s, menor que la de los demás ciclos, pero no de manera significativa.

Realizar un segundo recalentamiento ha supuesto introducir un mayor número de intercambiadores cerrados en el ciclo. Los coeficientes y las potencias térmicas que aparecen representadas en las ilustraciones 93 y 94 en órdenes de magnitud no presentan grandes diferencias con los de un ciclo ultracrítico con un solo recalentamiento. Sí que se aprecia que en el FWH 4 introducido en la parte de alta por el segundo recalentamiento la potencia transferida en las tres zonas es mayor que en los demás intercambiadores, pero bastante similar a la transferida en el primero de alta. Las dimensiones de los intercambiadores son bastante similares a cuando solo se realiza un recalentamiento: 8-12m en la zona de alta y 4-

10m en la zona de baja (algo más grandes que los de ciclo ultracrítico con un recalentamiento). Sin embargo, tal y como ocurría en el ciclo supercrítico con doble recalentamiento, al introducir un mayor número de intercambiadores cerrados se consigue que la carga que soporte cada uno se reparta y no se vean tan afectados, consiguiendo que las diferencias con los intercambiadores de otros ciclos que no están tan exigidos sean casi inapreciables.

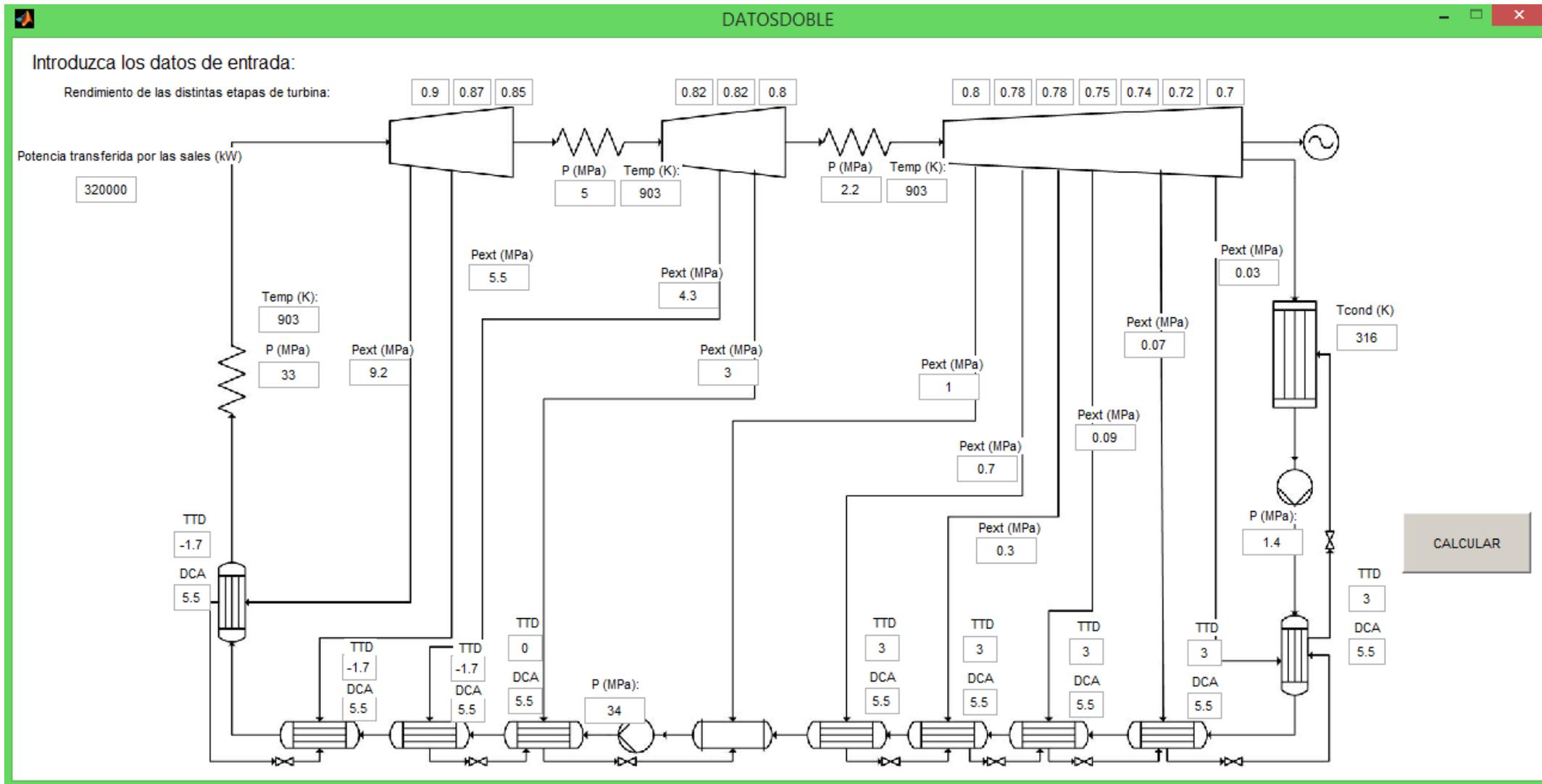
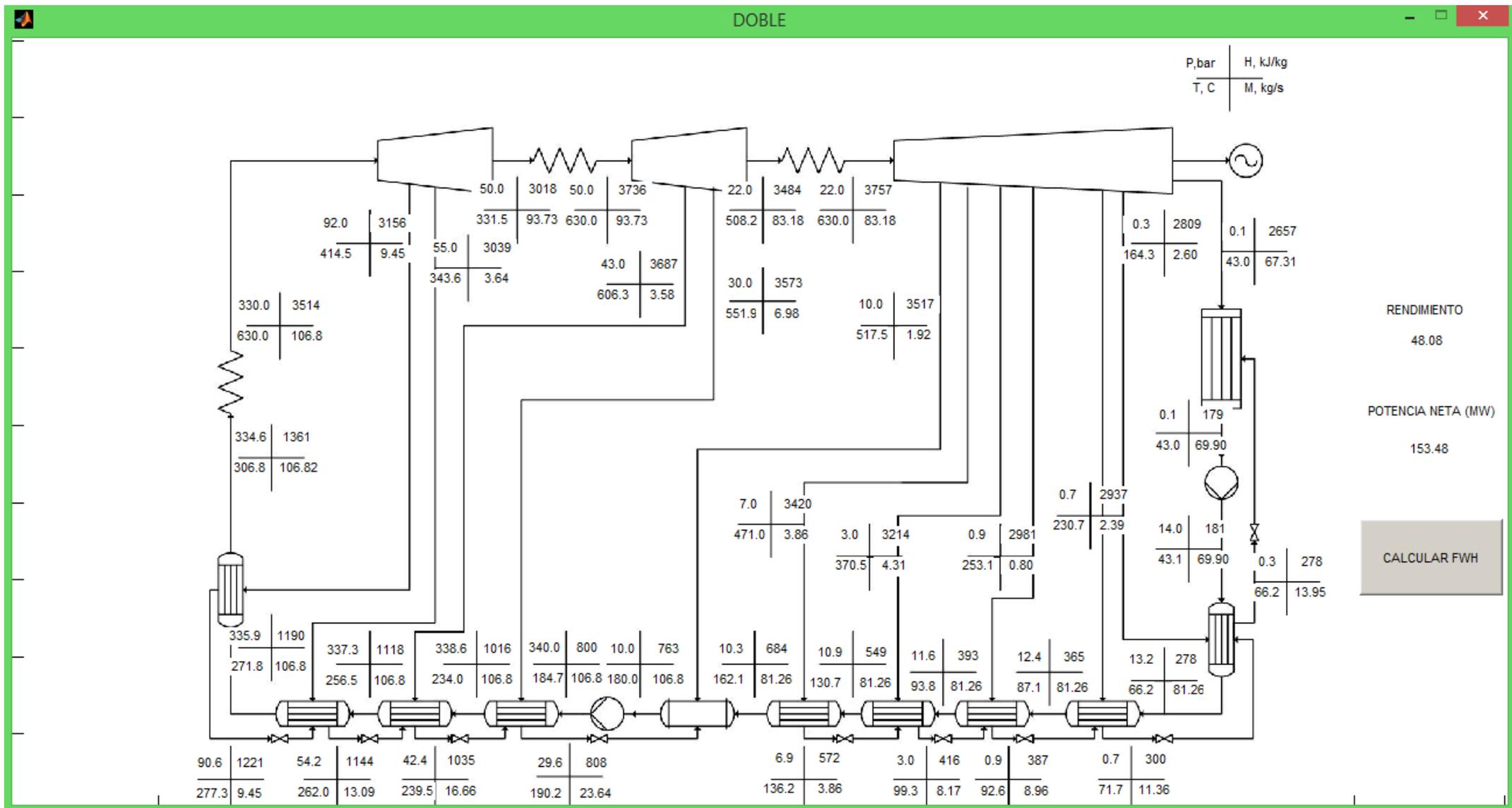
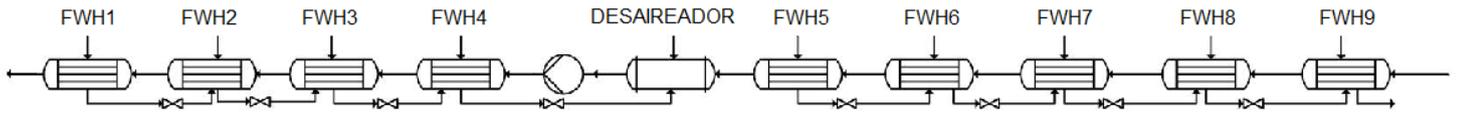


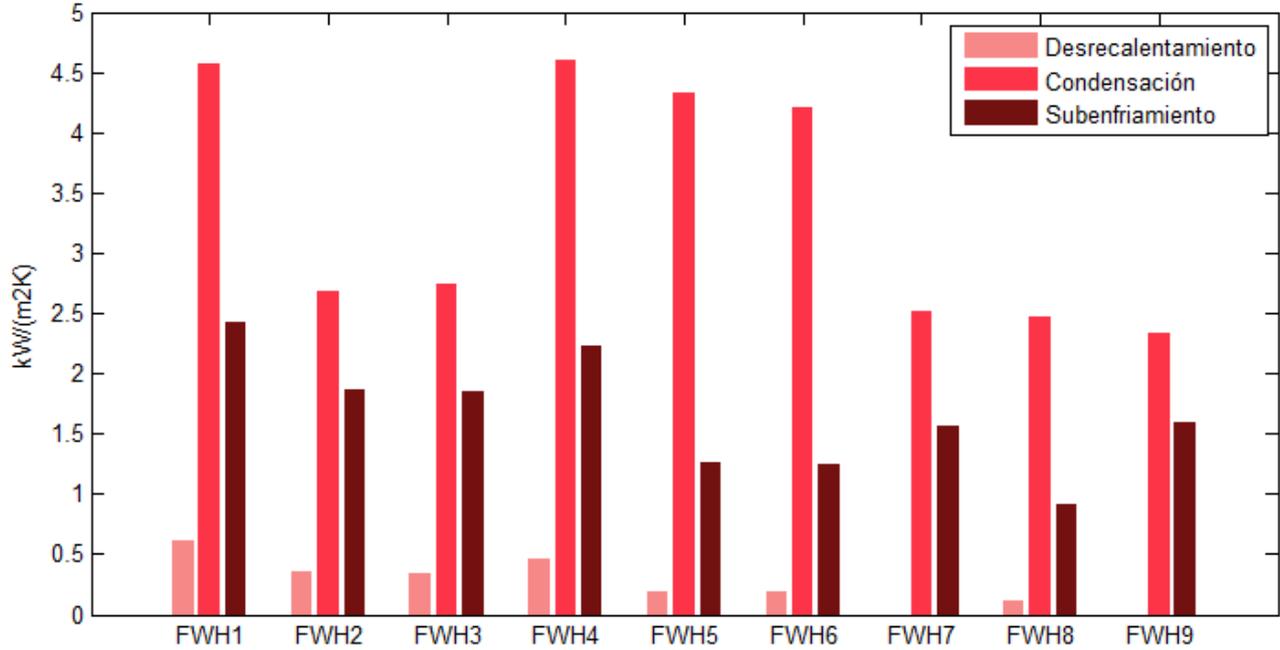
Ilustración 91. Datos de entrada: Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua



**Ilustración 92. Balance energía: Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua**

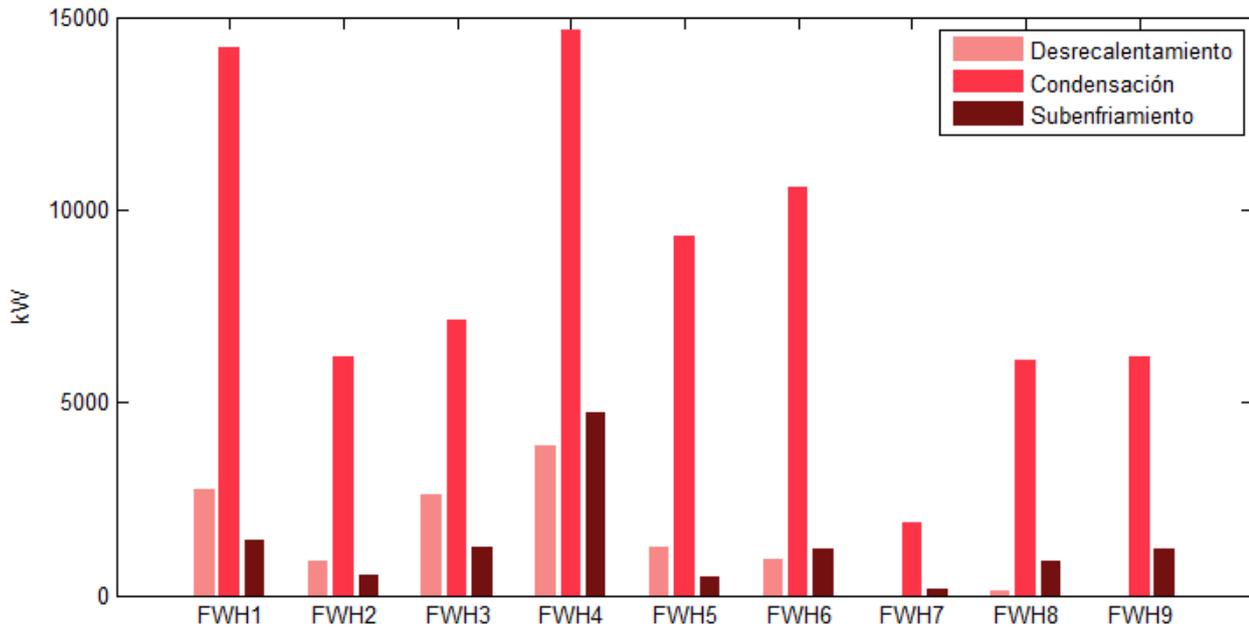


### COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR



**Ilustración 93. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua**

### POTENCIA TRANSFERIDA



**Ilustración 94. Potencia transferida en FWHs de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua**

## ÁREA DE TRANSFERENCIA

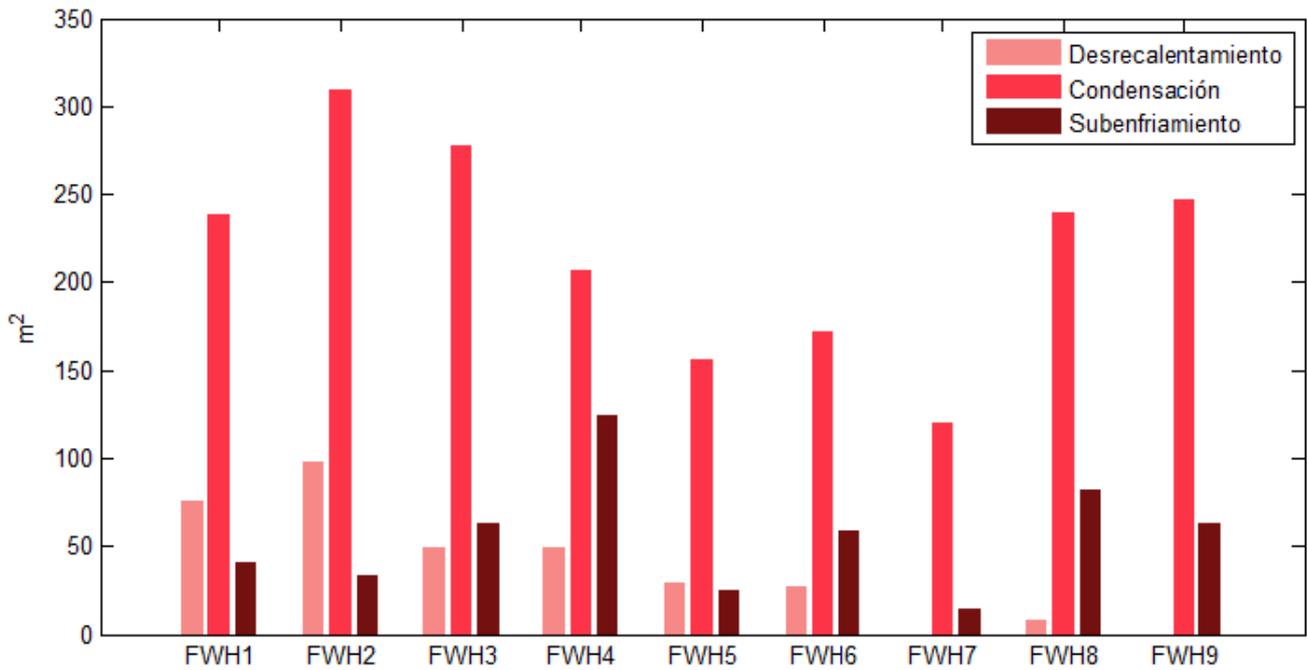


Ilustración 95. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua

## LONGITUD DE TRANSFERENCIA

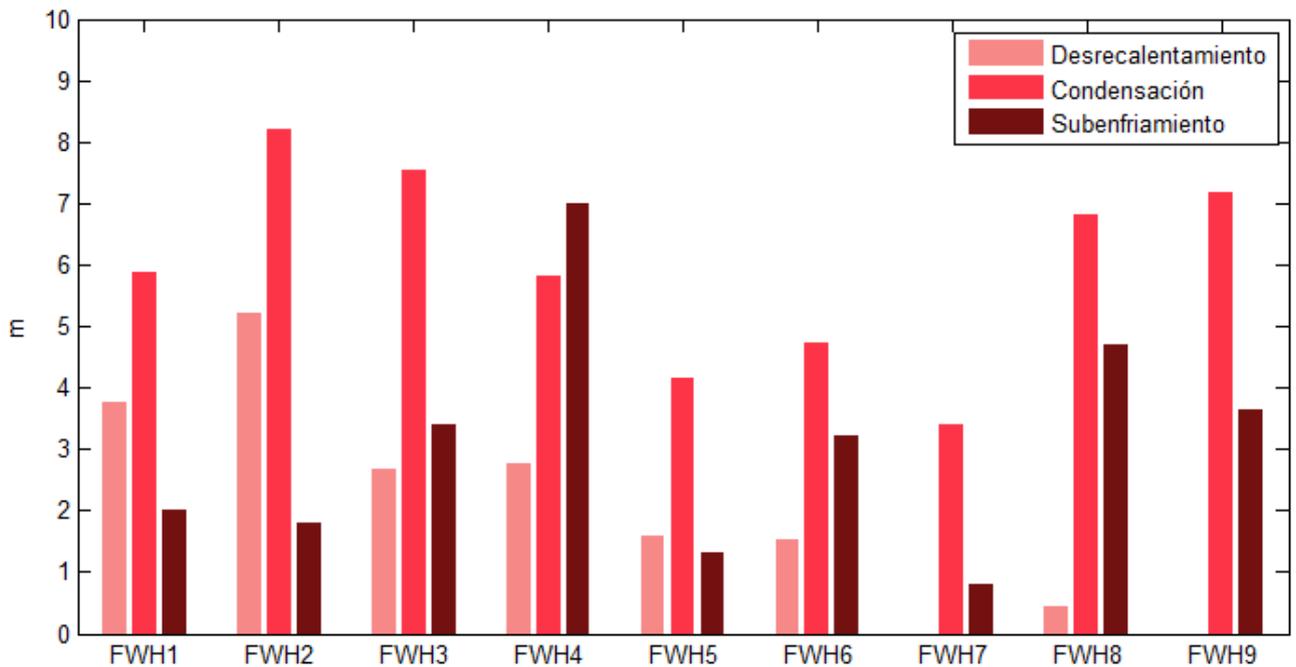


Ilustración 96. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua

## GEOMETRÍA DE LA CARCASA

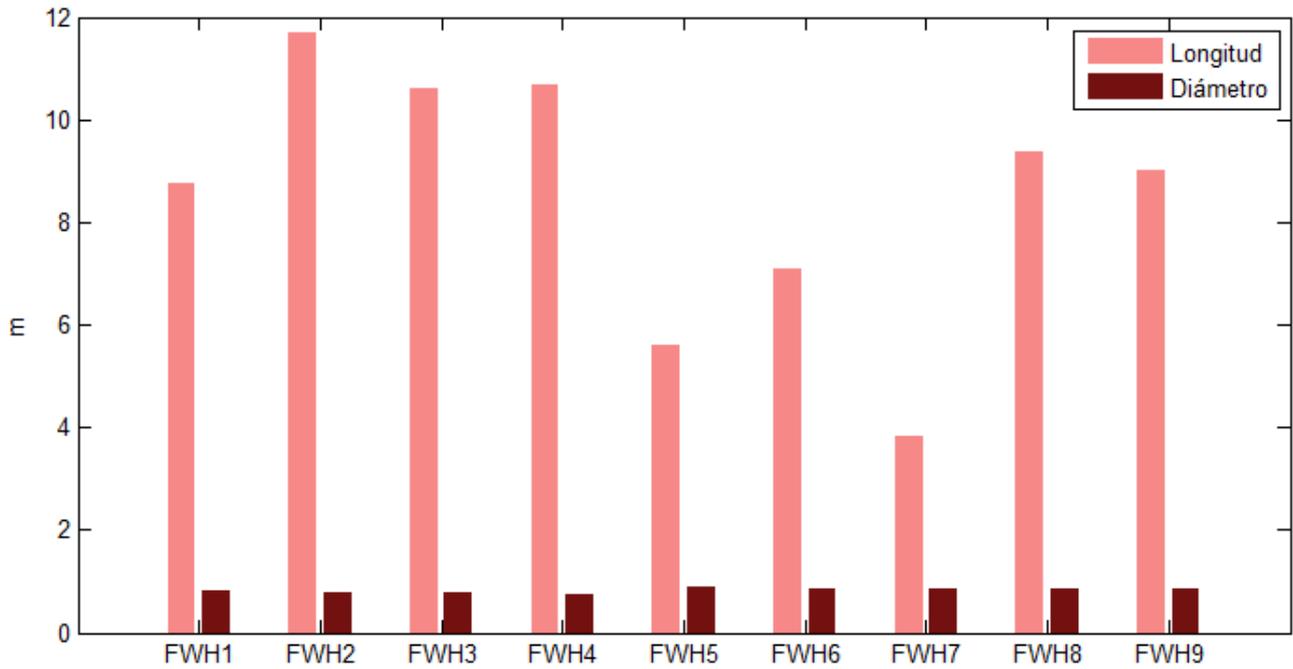


Ilustración 97. Geometría de la carcasa FWHe de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por agua

➤ Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire

El ciclo ultracrítico mostrado en las ilustraciones 98 y 99 consta de doble recalentamiento. La temperatura que alcanza tras sobrerrecalentamiento, primer recalentamiento y doble recalentamiento es de 630°C, a 330, 50 y 22 bares respectivamente. Al igual que el ultracrítico condensado por agua y los ciclos supercríticos con doble recalentamiento, a este ciclo se le realizan diez extracciones en las turbinas. Dos de ellas antes del primer recalentamiento (a 92 y 55 bar), otras dos entre primer y segundo recalentamiento (a 43 y 30 bar), y las seis restantes tras el segundo recalentamiento: una de ellas para el desaireador (a 10 bar) y las otras cinco para intercambiadores cerrados (a 7, 3, 0.9, 0.7, 0.3 bar). Por tanto, en el ciclo hay 9 intercambiadores cerrados, dos más que en ciclos ultracríticos y supercríticos con un solo recalentamiento y cuatro más que en un ciclo subcrítico.

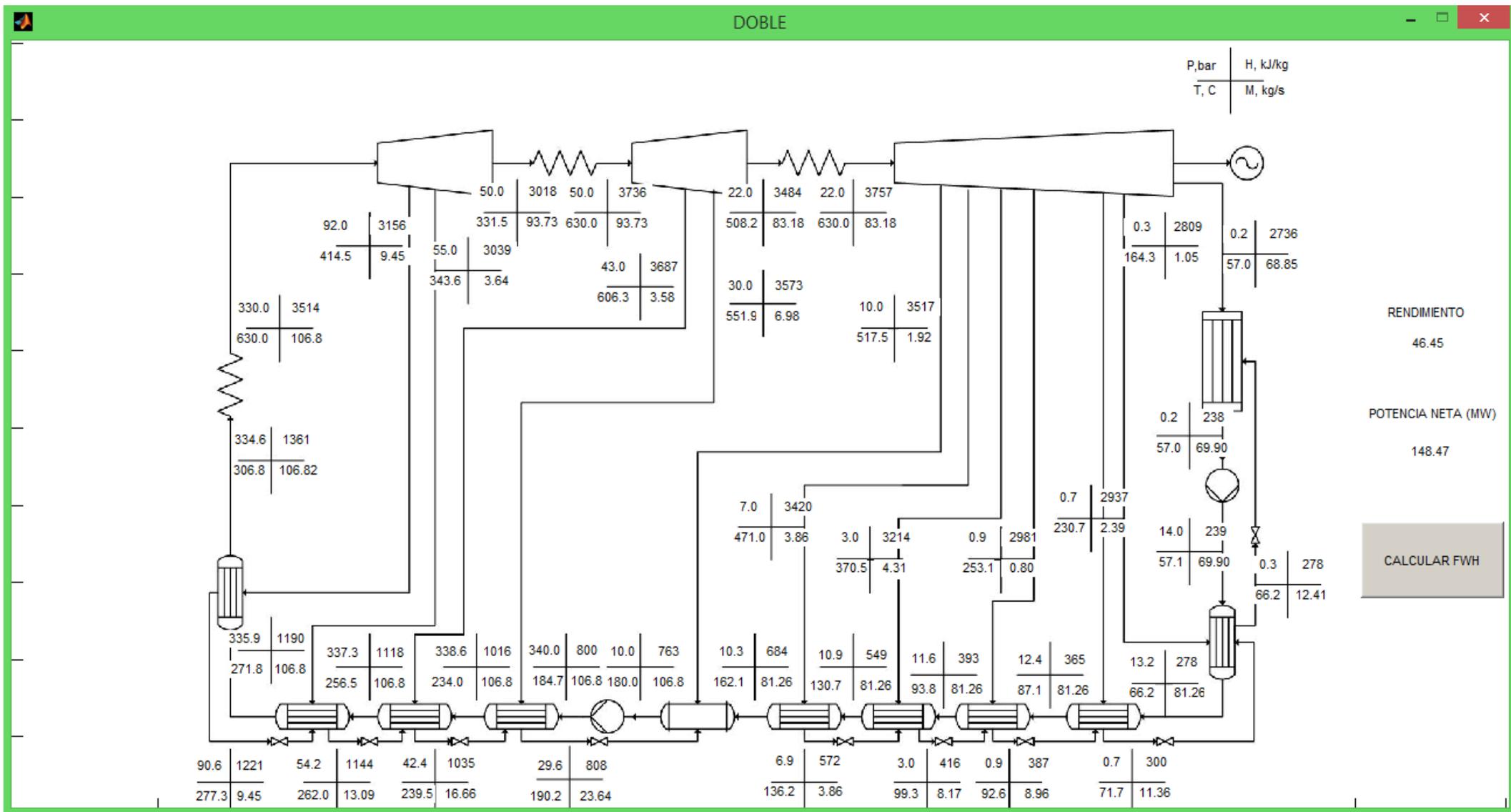
La potencia transferida por las sales se mantiene para este análisis en 320MW. La única variable que se modifica por tanto para calcular el ciclo es la temperatura de condensación que aumenta de 43°C en condensado por agua, a 57°C para condensado por aire.

Con este cambio el rendimiento del ciclo es del 46,45%, un 1,6% menor que el mismo ciclo condensando a 43°C. El rendimiento de este ciclo es a su vez un 0,1% mayor que el ultracrítico con un solo recalentamiento, un 1,13% mayor que el supercrítico con doble recalentamiento, 1,38% mayor que el ciclo supercrítico con un solo recalentamiento y un 10,45% mayor que un ciclo subcrítico, todos ellos condensados por aire (a 57°C). La potencia neta generada con este ciclo es 148,47 MW, 5 MW menos que condensando por agua y 160 kW menos que condensando por aire utilizando un ultracrítico con un solo recalentamiento. El gasto másico de agua que circula por el ciclo es 106,8 kg/s, menor que la de los demás ciclos pero no de manera significativa.

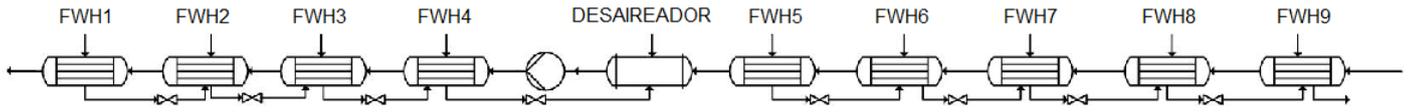
El FWH que se ve afectado por el cambio en la temperatura de condensación es el de más baja presión. En él se han mantenido constantes TTD y DCA de manera que al aumentar la temperatura a la que entra el agua de alimentación en él, aumenta de igual modo la temperatura de salida del vapor ya condensado y subenfriado de la carcasa que será drenado al condensador. Al condensar por aire la transferencia térmica transferida en este intercambiador cerrado se

reduce. En las ilustraciones 102, 103 y 104 se puede ver como las dimensiones al condensar por aire se ven reducidas en un 30% en la zona de condensación y un 60% de subenfriamiento (este fwh carece de zona de desrecalentamiento). La longitud total de la carcasa se reduce en algo más 3m (la carcasa mide 9m condensando por agua y menos de 6m al condensar por aire).

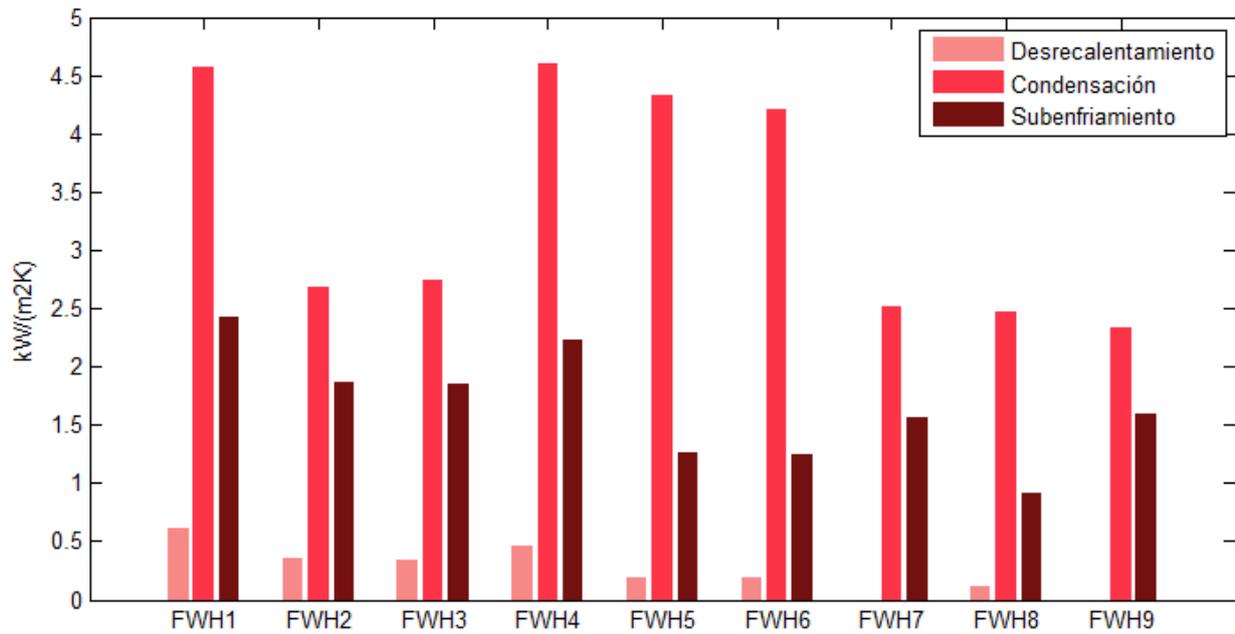




**Ilustración 99. Balance energía: Ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

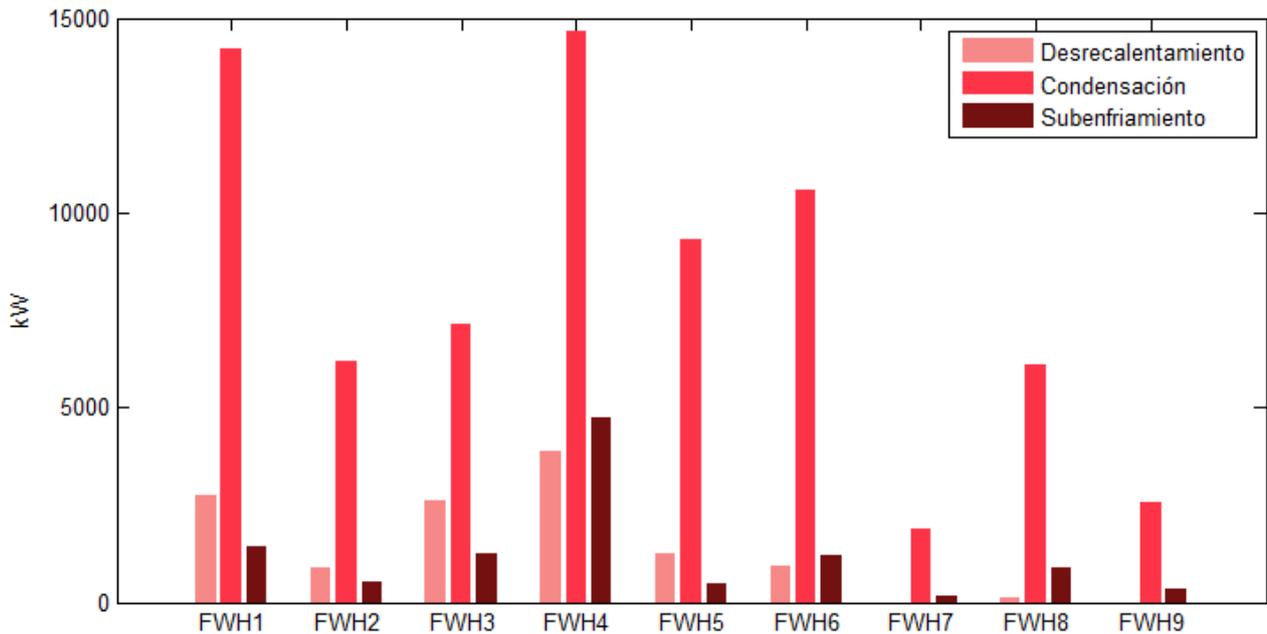


### COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR



**Ilustración 100. Coeficientes de transferencia de calor en FWHs de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

### POTENCIA TRANSFERIDA



**Ilustración 101. Potencia transferida en FWHs de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

### ÁREA DE TRANSFERENCIA

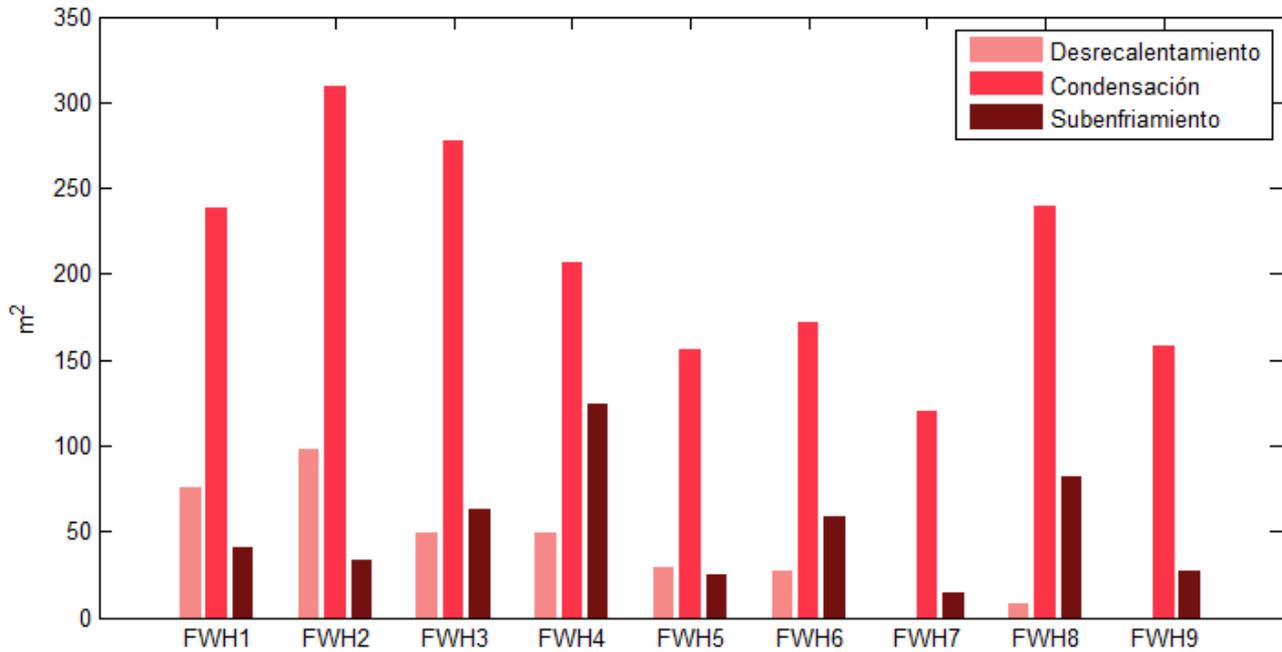


Ilustración 102. Áreas de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire

### LONGITUD DE TRANSFERENCIA

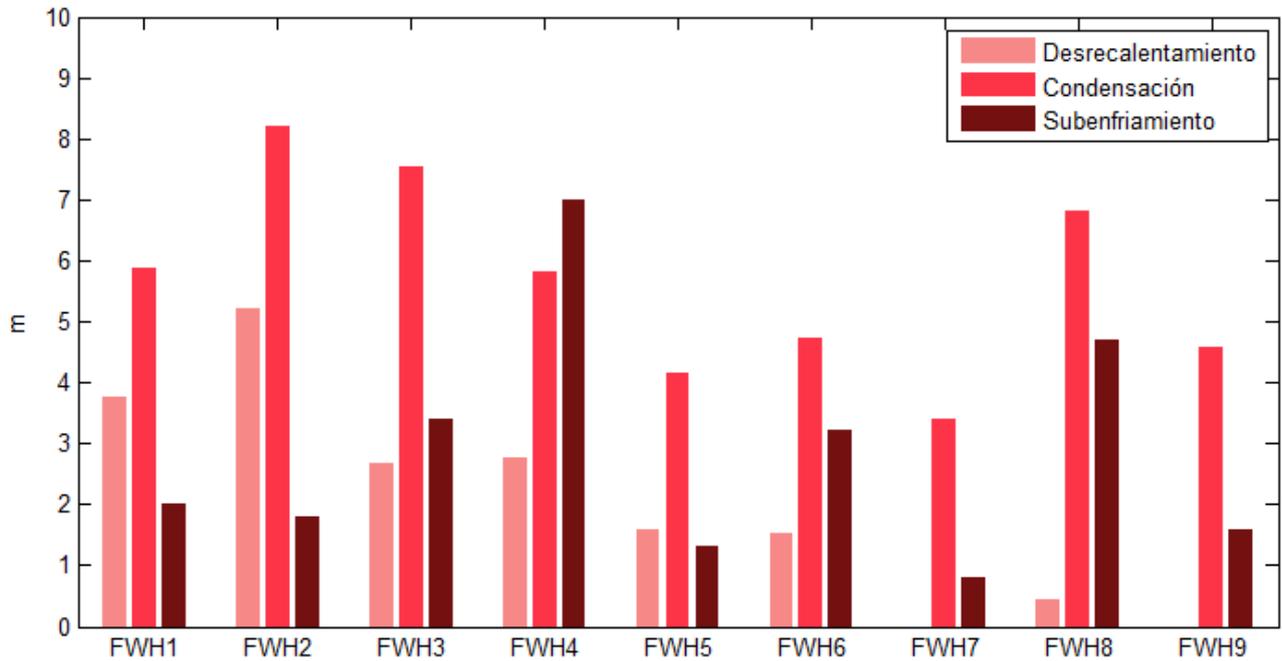
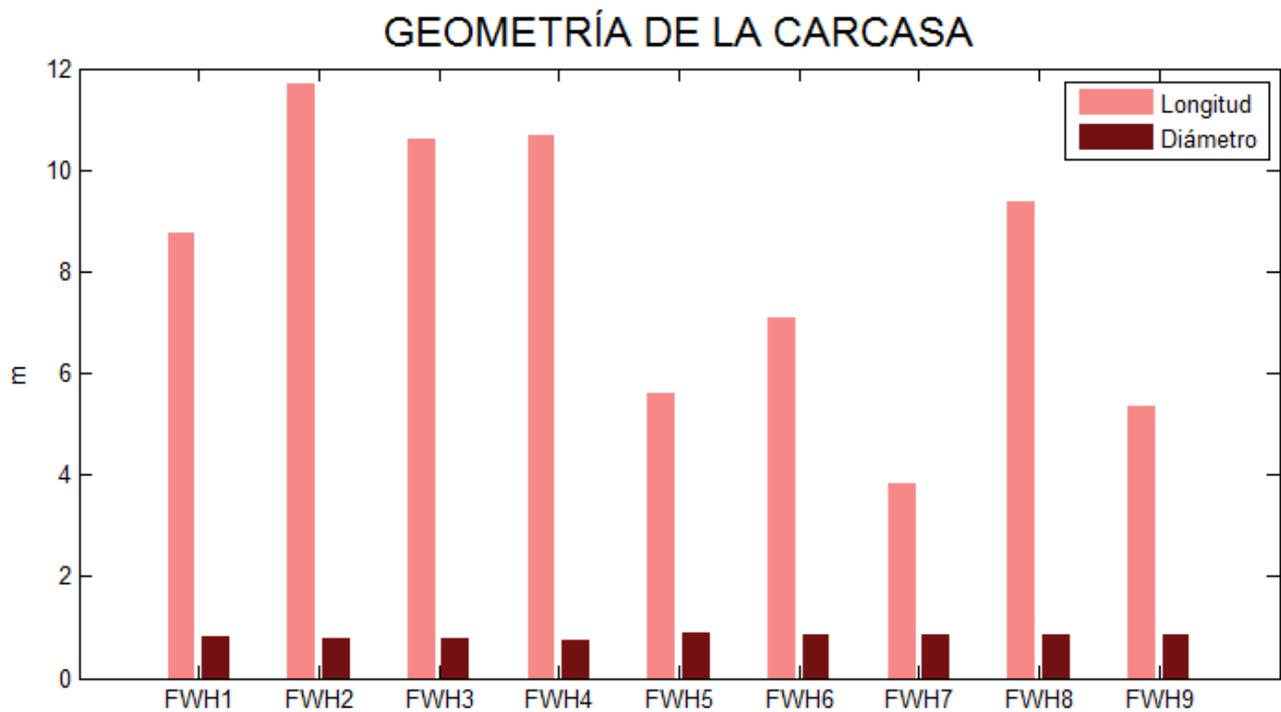


Ilustración 103. Longitudes de transferencia de calor en FWHS de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire



**Ilustración 104. Geometría de la carcasa FWHs de ciclo ultracrítico con doble recalentamiento condensado por aire**

➤ Recopilación de resultados

Para poder ver con mayor claridad los resultados y la comparación de los ciclos realizada a lo largo del capítulo se muestran tabulados los resultados obtenidos de rendimientos y potencias en los distintos ciclos.

Los rendimientos obtenidos para cada uno de ellos se muestran en las tablas 4 y 5.

<b>CONDENSADO POR AGUA</b>	
	<b>Rendimiento</b>
Subcrítico	38,16
Supercrítico	46,67
Supercrítico con doble recalentamiento	46,92
Ultracrítico	47,92
Ultracrítico con doble recalentamiento	48,08

**Tabla 4. Rendimientos en ciclos condensados por agua**

<b>CONDENSADO POR AIRE</b>	
	<b>Rendimiento</b>
Subcrítico	36,00
Supercrítico	45,07
Supercrítico con doble recalentamiento	45,32
Ultracrítico	46,35
Ultracrítico con doble recalentamiento	46,45

**Tabla 5. Rendimientos en ciclos condensados por aire**

Con una potencia de 320 MW transferida por las sales, la potencia neta obtenida en cada uno de los ciclos es:

<b>CONDENSADO POR AGUA</b>	
	<b>Potencia neta (MW)</b>
Subcrítico	122,12
Supercrítico	149,35
Supercrítico con doble recalentamiento	149,77
Ultracrítico	153,33
Ultracrítico con doble recalentamiento	153,48

**Tabla 6. Potencias netas en ciclos condensados por agua**

<b>CONDENSADO POR AIRE</b>	
	<b>Potencia neta (MW)</b>
Subcrítico	115,19
Supercrítico	144,21
Supercrítico con doble recalentamiento	144,88
Ultracrítico	148,31
Ultracrítico con doble recalentamiento	148,47

**Tabla 7. Potencias netas en ciclos condensados por aire**

### 4.3. CONCLUSIONES

El aumento de rendimiento es muy notable en ciclos supercríticos frente a ciclos subcríticos, entre un 8 y un 9 % mayor. El rendimiento mejora aún más con ciclos ultracríticos, si bien la diferencia no es tan notoria como en el caso anterior, ya que mejora entre un 1,25 y un 1,28% respecto de los supercríticos. A pesar de no ser tan significativa la mejora del rendimiento al utilizar ciclos ultracríticos en vez de supercríticos como al utilizar ciclos supercríticos en vez de subcríticos, tal mejora sí es importante porque hablando de grandes potencias una pequeña mejora genera grandes beneficios. Por ejemplo, para el caso estudiado en el que las sales transmiten una potencia térmica de 320 MW, utilizar ciclos ultracríticos supone generar 4 MW netos más que utilizando ciclos supercríticos.

En los ciclos condensados por aire el rendimiento es menor respecto a los mismos ciclos condensados por agua puesto que al aumentar la temperatura del foco frío el rendimiento del ciclo de producción de potencia es menor. Esto se puede justificar fácilmente con la fórmula del ciclo ideal Carnot:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{foco\ frío}}{T_{foco\ caliente}}$$

Condensar por aire supone una disminución del 2,16% del rendimiento en un ciclo subcrítico, mayor que en los demás ciclos que es de aproximadamente un 1,6 % en todos ellos.

La introducción del doble recalentamiento mejora el rendimiento, si bien menos de lo esperado: apenas un 0,25% en un ciclo supercrítico y tan solo de entre un 0,1 y un 0,16% en ciclos ultracríticos. Aun así, por lo comentado anteriormente, con las dimensiones de producción de potencia de las que se está tratando la mejora de la eficiencia por pequeña que sea se traduce en beneficio siempre y cuando se amortice con el coste de introducir un segundo recalentador.

Cuanto mayor es el rendimiento del ciclo mayor es la potencia neta que puede generar. De este modo el ciclo que genera mayor potencia, el ultracrítico con doble recalentamiento, llega a producir entre un 20-30% más de energía que el tradicional ciclo subcrítico para una misma cantidad de potencia transferida por las sales.

En cuanto a los feedwater heaters (FWH), el tren de calentadores es mayor en ciclos con doble recalentamiento que en ciclos simples puesto que la carga ha de ser repartida para que las dimensiones de los feed water no sean excesivamente grandes. A su vez, en ciclos super y ultracríticos también hay más intercambiadores cerrados que en ciclos subcríticos por la misma razón. En los casos que se han estudiado los ciclos subcríticos están formados por 5 FWH, los ciclos simples super y ultracríticos por 7 y los super y ultra con doble recalentamiento por 9. La temperatura de retorno del agua de alimentación tras recorrer los FWH es de unos 300°C en ciclos super y ultracríticos, mayor que en ciclos subcríticos que es de 254°C, lo cual es una de las razones por las que el rendimiento de ciclos super y ultracríticos es mayor que en ciclos subcríticos. El retorno de las sales es por tanto a mayor temperatura, lo que influirá también en la temperatura de almacenamiento de sales frías que tendrá mayor temperatura en los ciclos super y ultracríticos (como se puede ver en las ilustraciones 23 y 24).

El gasto másico de vapor que se extrae de las turbinas, además de influir en el tamaño de los intercambiadores a los que se dirigen estas extracciones, también influye en el rendimiento del ciclo. Para generar una misma potencia, al aumentar el gasto másico de las extracciones aumenta el rendimiento del ciclo.

En los casos estudiados los feedwater heaters de alta, al encontrarse sometidos a mayores presiones, suelen tener unas dimensiones mayores que los de baja: unos 8-13 metros frente a 4-10 metros. Además, en ciclos condensados por aire, el primer feedwater heater de baja (el que se encuentra tras la bomba de condensados), se encuentra sometido a una carga inferior que cuando se condensa por agua, disminuyendo de esta forma sus dimensiones.

Las diferencias entre los feedwater heaters en los distintos ciclos no son muy notables gracias a que se incrementa su número en los casos en que la carga del ciclo aumenta con unas condiciones más exigentes. Si esto no se hiciese y se mantuviese el mismo número de feed heaters que en los ciclos subcríticos, la transferencia de calor en los feedwater heaters de super y ultracríticos hubiese sido mucho mayor, aumentando por tanto sus dimensiones.

En resumen, la utilización de mayores temperaturas aumenta significativamente el rendimiento del ciclo de producción de potencia. La mejora del rendimiento es, sin embargo, mucho mayor al utilizar ciclos supercríticos frente a subcríticos que al mejorar los supercríticos con ultracríticos. El planteamiento de un segundo recalentamiento mejora el rendimiento de los ciclos ya que se aprovecha la energía que sigue teniendo el foco caliente. El desarrollo de materiales y la tecnología adecuada para hacer posible este aumento de temperaturas y presiones es de gran interés ya que las mejoras y beneficios que con ello se obtienen son significativos.

## BIBLIOGRAFÍA

### -Páginas web

-ABENGOA SOLAR

<http://www.abengosolar.com/>

-ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE LA INDUSTRIA SOLAR TERMOELÉCTRICA

<http://www.protermosolar.com/>

-TORRESOL ENERGY

<http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/planta-gemasolar/es>

-ENERGÍA, MINISTERIO DE INDUSTRIA, ENERGÍA Y TURISMO

<http://www.minetur.gob.es/energia/es-ES/Paginas/index.aspx>

-INTERNATIONAL ENERGY AGENCY

<http://www.iea.org/>

### -Bibliografía escrita

-*Heat Transfer in Process Engineering*. E. Cao. McGraw-Hill. 2010

-*An Evaluation of Possible Next-Generation High-Temperature Molten-Salt Power Towers*, Gregory J. Kolb, Sandia National Laboratories 2011

-Heat Exchange Institute, Inc, *Standards for Closed feedwater heaters*, Eighth Edition 2009

- Heat exchanger design handbook, T. Kuppan

- Apuntes asignatura Energías Renovables, Marcelo Izquierdo 2015, Escuela Politécnica Superior Carlos III Leganés

- Apuntes asignatura Sistemas Térmicos, Domingo Santana Santana 2015, Escuela Politécnica Superior Carlos III Leganés

- Apuntes asignatura Máquinas y centrales térmicas, José Ignacio Nogueira 2015, Escuela Politécnica Superior Carlos III Leganés

