

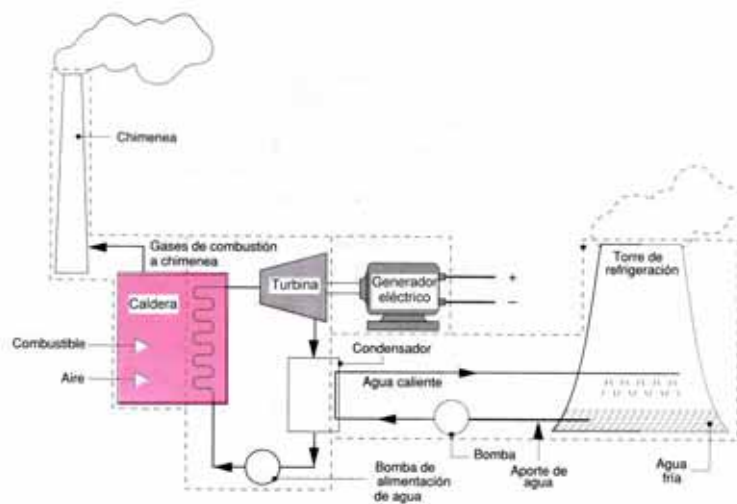
## EL CICLO DE RANKINE

### Objetivos

Estudiar el ciclo Rankine, analizando la influencia en el rendimiento termodinámico y en la calidad o título de vapor en la turbina, de los parámetros termodinámicos fundamentales que lo caracterizan y de la incorporación del recalentamiento y calentamiento regenerativo.

### Fundamento teórico

El ciclo de Rankine es el ciclo ideal que sirve de base al funcionamiento de las centrales térmicas, las cuales, producen actualmente la mayor parte de la energía eléctrica que se consume en el mundo. La evolución de las centrales térmicas ha estado condicionada por la búsqueda de mejoras en el rendimiento térmico del ciclo termodinámico, ya que incluso pequeñas mejoras en el rendimiento significan grandes ahorros en los requerimientos de combustible. La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar el rendimiento de un ciclo de potencia es aumentar la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la cual el fluido de trabajo cede calor al condensador. Esto se consigue con una selección cuidadosa de las condiciones de operación de la caldera (presión y temperatura a la que genera el vapor), y del condensador (presión de operación), así como con la incorporación de recalentamientos entre diferentes etapas de expansión y calentamientos regenerativos del agua de alimentación.



Esquema de una central térmica de vapor sencilla (Moran&Shapiro, Ed. Reverté).

### Material

Programa informático *Spower* y tablas termodinámicas del agua saturada (líquido-vapor).

## Realización de la práctica

El programa informático *Spower* permite determinar los efectos de diferentes parámetros en el funcionamiento del sistema de producción de potencia con vapor. En todo el estudio siempre consideraremos que las bombas y turbinas que constituyen la instalación tienen una eficiencia o rendimiento del 60% y del 85%, respectivamente.

### 1. Rendimiento del ciclo de Rankine simple

Comenzamos estudiando el efecto de las presiones de condensador y caldera, así como del sobrecalentamiento del vapor, en el rendimiento de un ciclo de Rankine simple. En todos estos casos se usará la opción “1. Simple Rankine Cycle” del menú principal del programa *Spower*.

#### 1.1. Influencia de la presión del condensador

El vapor existe como mezcla saturada en el condensador a la temperatura de saturación correspondiente a la presión dentro del condensador. Por consiguiente, la reducción de la presión de operación del condensador disminuye automáticamente la temperatura del vapor y, en consecuencia, la temperatura a la cual cede el calor de desecho. Lógicamente existe un límite inferior de la presión del condensador que puede usarse: no puede ser inferior a la presión de saturación correspondiente a la temperatura del medio de enfriamiento.

Para estudiar la influencia de la presión del condensador en el rendimiento del ciclo de Rankine, vamos a analizar diferentes ciclos, con las mismas condiciones del vapor a la entrada de la turbina 5 MPa y 550 °C y diferentes presiones de condensador.

- ◆ Determine con el programa informático (opción “3 to vary condenser pressure”) el rendimiento y la calidad o título del vapor a la salida de la turbina para presiones del condensador que varíen desde 100 hasta 10 kPa en intervalos de 10 kPa.

#### 1.2. Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas

El sobrecalentamiento del vapor hasta altas temperaturas aumenta el rendimiento térmico del ciclo al aumentar la temperatura promedio a la que se proporciona calor. Por consideraciones metalúrgicas, debido a la restricción de los materiales para soportar altas temperaturas, el sobrecalentamiento del vapor está limitado hasta un máximo de 620 °C.

Para estudiar la influencia de la temperatura de sobrecalentamiento, compararemos diversos ciclos en los que consideraremos como temperatura máxima de 600 °C y como presión de caldera y de condensador 5MPa, 10 kPa, respectivamente.

- ◆ Utilizando la opción “*1 to vary turbine inlet temperature*”, determine el rendimiento y la calidad del vapor a la salida de la turbina para temperaturas de entrada a la turbina que vayan desde 350 hasta 600 °C con incrementos de 50 °C.

### 1.3. Influencia de la presión de la caldera

Si incrementamos la presión de operación de la caldera, automáticamente se eleva la temperatura a la cual tiene lugar la ebullición. Esto produce un aumento de la temperatura promedio a la que se añade calor al vapor y, por tanto, mejora el rendimiento térmico del ciclo. Las presiones máximas posibles en las calderas han ido aumentando con el tiempo hasta alcanzar hoy día valores hipercríticos en torno a los 30 MPa.

Para estudiar la influencia de la presión de caldera, vamos a comparar diferentes ciclos en los que la caldera genera el vapor que entra en la turbina a 550 °C, pero con diferentes presiones, y con una presión de operación del condensador de 10 kPa:

- ◆ Determine, utilizando el programa informático (opción “*2 to vary turbine inlet pressure*”), el rendimiento y la calidad del vapor a la salida de la turbina para los siguientes valores de presión en la caldera **P3**: 0,5; 1; 3; 5; 7,5; 10; 15; 20 y 22 MPa.

## 2. Rendimiento del ciclo de Rankine con recalentamiento

Hemos comprobado que la mejora del rendimiento asociada con presiones más altas en la caldera trae consigo un efecto colateral indeseable de un contenido de humedad excesivo en el vapor a la salida de la turbina. Una solución consiste en expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. Lo más usual es que el recalentamiento tenga lugar hasta la temperatura de entrada de la primera etapa de la turbina.

El rendimiento de un ciclo de Rankine con recalentamiento aumenta conforme se incrementa el número de etapas de expansión y recalentamiento. Sin embargo, la mejora que introduce un segundo recalentamiento es aproximadamente la mitad de la que introduce el primer recalentamiento, y la de un tercero la mitad de la que se alcanza con el segundo. Esto hace que el empleo de más de dos etapas de recalentamiento no sea práctico, ya que para más etapas la ganancia es tan pequeña que no compensa el coste y la complejidad de la instalación.

Consideremos un ciclo cuyas presiones máxima y mínima sean respectivamente 15 MPa y 10 kPa. En las dos etapas de expansión el vapor entra en la turbina a 550 °C:

- ◆ Determine, utilizando el programa informático (opción “*2. Simple Rankine Cycle with Reheat*” del menú principal), el rendimiento del ciclo y la variación de la calidad del vapor a la salida de la turbina cuando la presión de recalentamiento **P4** va tomando los siguientes valores: 0,1; 0,5; 1; 2; 3,5; 7; 10 y

12,5 MPa. Dado que el programa está preparado para variar la temperatura de recalentamiento **T5** en lugar de la presión **P4**, habrá que volver a introducir todos los datos en cada caso.

### 3. Rendimiento del ciclo de Rankine regenerativo

Un examen cuidadoso del ciclo de Rankine revela que otro punto mejorable es el hecho de que el agua de alimentación que sale de la bomba entra en la caldera a una temperatura relativamente baja. Una solución sería comprimir más el agua hasta alcanzar una temperatura más elevada, pero las altas presiones que esto requeriría hacen que esta solución sea poco práctica. La solución habitual consiste en extraer o "drenar" vapor de la turbina en diversos puntos. Este vapor, que podría haber producido más trabajo si hubiera continuado su expansión en la turbina, se utiliza para calentar el agua de alimentación en un dispositivo llamado regenerador. La fracción de vapor enviada al regenerador se ajusta, para cada valor de la presión de extracción, de forma que el vapor salga del regenerador como líquido saturado.

Vamos a analizar la influencia que tiene el valor de la presión de extracción sobre un ciclo Rankine regenerativo, en el que el vapor entra en la turbina a 15 MPa y 550 °C, y al condensador a 10 kPa:

- ◆ Determine, utilizando el programa *Spower*, (opción “3. Regenerative Cycle with One Open Feedwater Heater” del menú principal) el rendimiento y la fracción de vapor extraído para los siguientes valores de presión de extracción **P6**: 12,5; 10; 7; 5; 2; 1; 0,5; 0,1 y 0,05 MPa.

### 4. Recalentamiento con regeneración

Por último, vamos a analizar un ciclo en el que se combina el recalentamiento con la regeneración, usando tres calentadores regenerativos: dos cerrados y uno abierto.

Manteniendo los parámetros de entrada (15 MPa y 550 °C) y salida (10 kPa) de la turbina con los que hemos venido trabajando, estudie las condiciones de recalentamiento:

- ◆ Dado que es necesario que las extracciones de vapor estén escalonadas a intervalos aproximadamente regulares de temperatura, utilice las siguientes presiones y temperaturas en la opción “4. Reheat-Regenerative Cycle” del menú principal del programa:

<b>P8</b>	<b>T8</b>	<b>P15</b>	<b>P9</b>	<b>T10</b>	<b>P11</b>	<b>P12</b>	<b>P13</b>	<b>P14</b>
15 MPa	550 °C	10 kPa	8000 kPa	550 °C	6000 kPa	3000 kPa	1000 kPa	100 kPa

Para estas condiciones, determine:

- Las fracciones másicas de vapor de cada extracción, respecto de la unidad de masa que entra en la primera etapa de la turbina.
- El rendimiento térmico.
- La calidad de vapor en la turbina.

## Cuestiones y análisis de los resultados obtenidos

### 1. Rendimiento del ciclo de Rankine simple

Comenzamos estudiando el efecto de las presiones de condensador y caldera, así como del sobrecalentamiento del vapor, en el rendimiento de un ciclo de Rankine simple.

- Represente el esquema de la instalación y el diagrama  $T$ - $S$  del ciclo de Rankine simple, indicando los intercambios de energía que se producen en cada proceso.
- ¿Cómo se define el rendimiento térmico del ciclo? Expréselo en función de los intercambios de calor.
- Definimos la *temperatura media termodinámica* como:  $T = \frac{1}{\Delta S} \int T dS$

Deduzca la expresión que nos da el rendimiento en función de las temperaturas medias de intercambio de calor. Comente como están relacionadas con las presiones de caldera y condensador y discuta la influencia de sus valores en el rendimiento termodinámico del ciclo.

- ¿Qué es la calidad del vapor? ¿Cómo influye sobre la turbina?

#### 1.1. Reducción de la presión del condensador

- Represente el rendimiento térmico del ciclo y la calidad del vapor a la salida de la turbina frente a la presión en el condensador.
- Discuta los resultados obtenidos. ¿Qué mejora del rendimiento se obtiene? ¿A qué temperatura sale el vapor de la turbina en el caso óptimo? ¿Qué efecto tiene la reducción de la presión en el condensador sobre la calidad del vapor a la salida de la turbina? ¿Es un efecto deseable o indeseable?
- Suponga que la temperatura del medio de enfriamiento disponible, un río por ejemplo, es 20 °C. Haciendo uso de las tablas termodinámicas, determine la presión mínima con la que podría operar el condensador de la central.

#### 1.2 Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas

- Represente el rendimiento térmico del ciclo y la calidad del vapor a la salida de la turbina frente a la temperatura de sobrecalentamiento.
- Discuta los resultados obtenidos ¿Qué mejora del rendimiento se ha obtenido? ¿Qué efecto tiene el sobrecalentamiento en la calidad del vapor a la salida de la turbina?
- Si se considera que los álabes de una turbina no toleran un vapor con una calidad inferior al 90%, utilice los datos obtenidos para determinar la temperatura mínima a la que hay que sobrecalentar el vapor en la caldera.

### 1.3 Incremento de la presión de la caldera

- a) Represente el rendimiento térmico del ciclo y la calidad del vapor a la salida de la turbina frente a la presión en la caldera.
- b) Discuta los resultados obtenidos. ¿Qué mejora del rendimiento se ha obtenido? ¿Qué inconveniente tiene el aumento de presión en la caldera?

### 2. Rendimiento del ciclo de Rankine con recalentamiento

- a) Haga el esquema de la instalación y el diagrama  $T$ - $S$  de un sistema de potencia que opera según un ciclo Rankine con recalentamiento, indicando el estado en que se encuentra el vapor en las entradas de cada uno de los dispositivos y los intercambios energéticos que se realizan en cada uno de ellos. Defina el rendimiento en función de dichos intercambios energéticos.
- b) Represente el rendimiento frente a la presión de recalentamiento. ¿Cuál es la presión óptima de recalentamiento? ¿Qué relación guarda esta presión óptima con la presión en la caldera? ¿A qué temperatura se extraería el vapor para el recalentamiento?
- c) Represente la calidad del vapor a la salida de la turbina frente a la presión de recalentamiento. ¿Se mantiene la calidad del vapor en valores aceptables a la presión óptima de recalentamiento?
- d) Compare el ciclo óptimo de recalentamiento con un ciclo sencillo de Rankine con los mismos parámetros a la entrada y salida de la turbina. ¿Qué mejoras en el rendimiento y la calidad del vapor supone introducir el recalentamiento?

### 3. Ciclo de Rankine regenerativo

- a) Haga el esquema de la instalación y el diagrama  $T$ - $S$  de un sistema de potencia que opera según un ciclo Rankine con calentamiento regenerativo, indicando el estado en que se encuentra el vapor en las entradas de cada uno de los dispositivos y los intercambios energéticos que se realizan en cada uno de ellos. Defina el rendimiento en función de dichos intercambios energéticos.
- b) Represente el rendimiento y la fracción de vapor extraída frente a la presión de extracción. ¿Cuál es la presión de extracción óptima? ¿A qué temperatura se extrae en este caso el vapor de la turbina?
- c) Compare el ciclo regenerativo óptimo con un ciclo sencillo de Rankine con las mismas condiciones a la entrada y salida de la turbina. ¿Qué mejora en el rendimiento introduce la regeneración?
- d) La mejora obtenida, ¿es superior o inferior a la que se obtiene en las mismas condiciones recalentando el vapor?

### 4. Recalentamiento con regeneración.

- a) Haga el esquema de la instalación y el diagrama  $T$ - $S$  y defina el rendimiento en función de los intercambios energéticos.
- b) Discuta los resultados obtenidos.

TABLA A-2 Propiedades del agua saturada (líquido-vapor): Tabla de temperaturas .

Temp. °C	Presión bar	Volumen específico m <sup>3</sup> /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Temp. °C
		Líquido sat. $v_f \times 10^3$	Vapor sat. $v_g$	Líquido sat. $u_f$	Vapor sat. $u_g$	Líquido sat. $h_f$	Vapori- zación $h_{fg}$	Vapor sat. $h_g$	Líquido sat. $s_f$	Vapor sat. $s_g$	
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45

TABLA A-2 (Continuación)

Temp. °C	Presión bar	Volumen específico m <sup>3</sup> /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Temp. °C
		Líquido sat. $v_f \times 10^3$	Vapor sat. $v_g$	Líquido sat. $u_f$	Vapor sat. $u_g$	Líquido sat. $h_f$	Vapori- zación $h_{fg}$	Vapor sat. $h_g$	Líquido sat. $s_f$	Vapor sat. $s_g$	
50	.1235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	.7038	8.0763	50
55	.1576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	.7679	7.9913	55
60	.1994	1.0172	7.671	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	.8312	7.9096	60
65	.2503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	.8935	7.8310	65
70	.3119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	.9549	7.7553	70
75	.3858	1.0259	4.131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	7.6824	75
80	.4739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	7.6122	80
85	.5783	1.0325	2.828	355.84	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	7.5445	85
90	.7014	1.0360	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791	90
95	.8455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159	95
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549	100
110	1.433	1.0516	1.210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387	110
120	1.985	1.0603	0.8919	503.50	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	7.1296	120
130	2.701	1.0697	0.6685	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269	130
140	3.613	1.0797	0.5089	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299	140
150	4.758	1.0905	0.3928	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379	150
160	6.178	1.1020	0.3071	674.86	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	6.7502	160
170	7.917	1.1143	0.2428	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6663	170
180	10.02	1.1274	0.1941	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857	180
190	12.54	1.1414	0.1565	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079	190
200	15.54	1.1565	0.1274	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4323	200
210	19.06	1.1726	0.1044	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3585	210
220	23.18	1.1900	0.08619	940.87	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	6.2861	220
230	27.95	1.2088	0.07158	986.74	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146	230
240	33.44	1.2291	0.05976	1033.2	2604.0	1037.3	1766.5	2803.8	2.7015	6.1437	240
250	39.73	1.2512	0.05013	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0730	250
260	46.88	1.2755	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1662.5	2796.6	2.8838	6.0019	260
270	54.99	1.3023	0.03564	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301	270
280	64.12	1.3321	0.03017	1227.5	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571	280
290	74.36	1.3656	0.02557	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821	290
300	85.81	1.4036	0.02167	1332.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045	300
320	112.7	1.4988	0.01549	1444.6	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362	320
340	145.9	1.6379	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	5.3357	340
360	186.5	1.8925	0.006945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526	360
374.14	220.9	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	374.14

H<sub>2</sub>O

Fuente: Las tablas A-2 a A-5 se han adaptado de K. Wark, *Thermodynamics, 4th ed.*, McGraw-Hill, New York, 1983, extraído de J.H. Keenan, F.G. Keyes, P.G. Hill y J.G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969