



UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO

**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA**

“DISEÑO ÓPTIMO DE PLANTAS DE POTENCIA DE VAPOR USANDO ALGORITMOS GENÉTICOS”

TESIS

Que presenta:

ING. CESAR GIOVANI GUTIÉRREZ ARRIAGA

Para obtener el grado de:

**MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA QUÍMICA**

Asesor:

DR. MEDARDO SERNA GONZÁLEZ

Morelia, Mich. Mayo del 2009



RESUMEN

DISEÑO ÓPTIMO DE PLANTAS DE POTENCIA DE VAPOR USANDO ALGORITMOS GENETICOS

Por:

César Giovani Gutiérrez Arriaga

Mayo de 2009

Maestro en Ciencias en Ingeniería Química

Dirigida por: Dr. Medardo Serna González

La energía eléctrica es ampliamente utilizada para satisfacer las necesidades energéticas de todos los sectores de la sociedad moderna. Su producción hace uso de los ciclos de vapor basados en el ciclo Rankine que, en general, emplean el agua como fluido de trabajo. Con el propósito de incrementar la eficiencia térmica de este tipo de sistemas y, por consiguiente, disminuir el consumo de combustible, a lo largo del siglo pasado se propusieron mejoras al ciclo Rankine simple, que dieron origen a las plantas de potencia con recalentamiento y regenerativas. El ciclo con recalentamiento fue introducido a mediados de la década de 1920, con el doble propósito de hacer más eficiente la producción de potencia y reducir la humedad del vapor que sale de la turbina; en este ciclo es común utilizar hasta dos etapas de recalentamiento en las plantas modernas de potencia. Por otro lado, el ciclo Rankine con regeneración hace uso de la recuperación interna de energía térmica a fin de incrementar la temperatura del fluido del trabajo obtenido a la entrada del generador de vapor y, de esta manera, también aumentar la eficiencia de las plantas de potencia. La regeneración también proporciona un medio conveniente de “desairear” el agua de alimentación (al eliminar el aire que se filtra en el condensador) para evitar la corrosión en la caldera y las tuberías. Así mismo, ayuda a controlar el flujo volumétrico de vapor en las etapas finales de la turbina (debido a los grandes volúmenes específicos que experimentan a bajas presiones). Por estas ventajas, actualmente la regeneración se utiliza en todas las centrales eléctricas de vapor modernas.

Sin embargo, en la literatura sólo se han propuesto heurísticas y algoritmos simplificados para determinar las mejores condiciones de operación de las plantas de potencia con recalentamiento y regeneración, por lo que todavía son necesarios estudios que permitan

desarrollar procedimientos sistemáticos de optimización de este tipo de sistemas. Por tal motivo, en este trabajo se presentan modelos matemáticos y una estrategia de cálculo basada en algoritmos genéticos para encontrar las condiciones de operación correspondientes a la máxima eficiencia térmica de plantas de potencia con recalentamiento y regeneración. Para ello se presenta, en primer lugar, el modelado termodinámico de estos ciclos que incorpora las ecuaciones constitutivas para el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua bajo diferentes condiciones de temperatura y presión. Dichas propiedades se calculan usando la formulación IAPWSTM, debido a que es ampliamente aceptada para tal efecto. Tanto los modelos matemáticos como las correlaciones de propiedades termodinámicas del agua se implementan en computadora usando el paquete MATLABTM. Los programas desarrollados se integran con una rutina de optimización usando algoritmos genéticos, la cual está disponible en MATLABTM. Se resuelven varios casos de estudio para ilustrar la aplicación de la metodología de optimización propuesta.

DEDICATORIA

A Dios **mi señor** por ser el principal autor de mi vida y otorgarme bendiciones, ilusiones, metas y esperanzas para sacar adelante mis estudios y no faltarme absolutamente nada, y porque estuvo presente cuando más lo necesitaba.

A mi madre **Ana María Arriaga Sánchez**, quien con su apoyo incondicional me ayudó moral y económicamente durante la realización de mi tesis, haciéndolo con amor y cariño para que pudiera salir adelante. Gracias mamá, te amo.

A mi linda novia **Blanca Laelia Hernández González** por toda su paciencia, sus consejos, dedicación, su ternura y amor que siempre me supo dar en los momentos más difíciles de mi vida. Gracias por todo lo que me has brindado y por ser mi principal fuente de inspiración y superación en la vida. Te Amo; gracias por estar conmigo en todo momento.

A mis hermanos: **Omar Gutiérrez Arriaga** y **Nancy Gutiérrez Arriaga** por brindarme su apoyo y compañía en momentos difíciles y agradables en los que siempre hemos permanecido juntos. Y por la confianza que nos hemos tenido y por que son mis grandes hermanos. Los quiero.

Al **Ing. Cassiano Antonio Hernández Conzatti** y a la **Sra. Blanca Estela González Zárate** por toda su paciencia, apoyo, amistad, cariño y por todos los momentos en los cuales me permitieron formar parte de su familia. Les doy las gracias por su valioso e importante apoyo en cada momento. Gracias por todo.

A mis familiares: Mis **Tíos, Tías, Primos y Primas**, gracias por contar con su apoyo, cariño y afecto en los momentos que hemos permanecido juntos y por formar parte en mi vida.

En la memoria de: **Rogelio Gutiérrez Castañeda, Mario Gutiérrez Álvarez, José Arriaga Ruiz, Eustolia Sánchez Merlos y José Arriaga Sánchez**. Dios los tenga en su gloria.

CONTENIDO

Resumen	ii
Dedicatoria	iv
Contenido	v
Lista de tablas	viii
Lista de figuras	x
Nomenclatura	xii
Agradecimientos	xiv

Capítulo I Introducción

1.1. Generalidades.	1
1.2. Objetivos.	4
1.2.1. Objetivo general.	4
1.2.1. Objetivos particulares.	4
1.3. Justificación.	4
1.4. Hipótesis.	5

Capítulo II Marco Teórico

2.1. Ciclo Rankine simple.	6
2.1.1. Simulación modular secuencial.	8
2.1.2. Modelos y simulación de los componentes.	9
2.1.2.1. Bomba (Proceso 1 a 2).	10
2.1.2.2. Caldera (Proceso 2 a 3).	12
2.1.2.3. Turbina (Proceso 3 a 4).	14
2.1.2.4. Condensador (Proceso 4 a 1).	19
2.1.3. Propiedades termodinámicas del agua y vapor.	20
2.1.4. Análisis global del ciclo: eficiencia térmica neta y trabajo neto.	21
2.1.5. Grados de libertad en el ciclo.	21
2.1.6. Restricciones del ciclo.	22
2.2. Ciclo Rankine con recalentamiento.	23

2.2.1. Recalentamiento (Proceso 4 a 5).	25
2.2.2. Eficiencia térmica en el ciclo de recalentamiento.	26
2.2.3. Optimización de la presión de recalentamiento.	26
2.3. Ciclo Rankine regenerativo.	27
2.3.1. Ciclo regenerativo con calentadores abiertos.	28
2.3.2. Eficiencia térmica del ciclo regenerativo con calentadores abiertos.	33
2.3.3. Calentadores cerrados.	34
2.3.4. Ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados con flujo hacia atrás.	36
2.3.5. Ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante.	39
2.3.6. Eficiencia térmica de ciclos regenerativos con calentadores cerrados.	43
2.3.7. Selección del tipo de calentador.	43
2.3.8. Número de calentadores.	45
 Capítulo III Metodología	
3.1. Método de Optimización.	46
3.2. Algoritmos Genéticos (GA).	46
3.2.1. Ventajas de un GA.	46
3.2.2. Desventajas de un GA.	47
3.3. Componentes de un GA.	47
3.3.1. Función a minimizar y variables de un GA.	48
3.3.2. Población inicial.	49
3.3.3. Evaluación y selección.	49
3.3.3.1. Métodos de selección.	49
3.3.3.2. Selección natural.	51
3.3.4. Crossover.	51
3.3.5. Mutación.	52
3.4. Criterios de convergencia de los GA.	53

3.5. Parámetros importantes en un GA.	54
3.6. Comparación de los GA con las técnicas tradicionales de optimización.	54
3.7. Justificación de emplear GA.	55
3.8. Características para determinar si es posible usar GA.	56
3.9. Estrategia de Solución.	57
 Capítulo VI Discusión de resultados	
4. 1. Aplicación y análisis de resultados.	60
Ejemplo 1. Ciclo Rankine Simple.	60
Ejemplo 2. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento.	65
Ejemplo 3. Ciclo Rankine con ocho etapas de recalentamiento.	68
Ejemplo 4. Ciclo Rankine regenerativo considerando los tres tipos de calentadores.	74
a) Calentadores abiertos (contacto directo).	75
b) Calentadores cerrados con flujo hacia atrás.	77
c) Calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante.	80
Ejemplo 5. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento y un calentador abierto.	85
Ejemplo 6. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento, dos etapas regenerativas y un mezclador.	90
Ejemplo 7. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento, seis etapas regenerativas y un mezclador.	93
 Conclusiones	98
Bibliografía	101
Apéndice A. Formulación Industrial IAPWS	103
Apéndice B. Lista de Programas en MATLAB™.	130

INDICE DE TABLAS

	Página
4.1 Solución óptima del Ejemplo 1.	62
4.2 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 1.	62
4.3 Solución óptima del Ejemplo 1 considerando la restricción de la calidad del vapor.	64
4.4 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 1 considerando la restricción de la calidad del vapor.	64
4.5 Solución óptima del Ejemplo 2.	67
4.6 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 2.	67
4.7 Solución óptima del Ejemplo 3 – Caso a.	70
4.8 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 3 – Caso a.	71
4.9 Solución óptima del Ejemplo 3 – Caso b.	72
4.10 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 3 – Caso b.	73
4.11 Datos de entrada del Ejemplo 4.	74
4.12 Solución óptima del Ejemplo 4 (a).	75
4.13 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 4 (a).	76
4.14 Solución óptima del Ejemplo 4 (b).	78
4.15 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 4 (b).	79
4.16 Solución óptima del Ejemplo 4 (c).	81
4.17 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 4 (c).	82
4.18 Datos de entrada del Ejemplo 5.	85
4.19 Solución óptima del Ejemplo 5.	86
4.20 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 5.	86
4.21 Solución óptima del Ejemplo 5 considerando la restricción de la calidad del vapor.	88
4.22 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 5 considerando la restricción de la calidad del vapor.	89
4.23 Solución óptima del Ejemplo 6.	91
4.24 Propiedades de cada corriente del Ejemplo 6.	92

4.25	Solución óptima del Ejemplo 7.	94
4.26	Propiedades de cada corriente del Ejemplo 7.	96

INDICE DE FIGURAS

	Página
2.1	Ciclo Rankine simple. 6
2.2	Diagrama $T-s$ para el ciclo Rankine simple. 7
2.3(a)	Algoritmo de cálculo del módulo de la turbina. 18
2.3(b)	Continuación del algoritmo de cálculo del módulo de la turbina. 19
2.4	Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento. 24
2.5	Diagrama $T-s$ para el ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento. 24
2.6	Ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores abiertos. 30
2.7	Diagrama $T-s$ para el ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores abiertos. 30
2.8	Configuraciones de los calentadores cerrados del agua de alimentación. 35
2.9	Ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores cerrados con flujo hacia atrás. 37
2.10	Diagrama $T-s$ para el ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores cerrados con flujo hacia atrás. 37
2.11	Ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante. 41
2.12	Diagrama $T-s$ para el ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante. 41
3.1	Diagrama de flujo de un GA binario. 48
3.2	Esquema general de un GA binario. 53
3.3	Cualquier algoritmo clásico de optimización basado en la búsqueda del máximo gradiente se quedaría atorado en el primer máximo relativo que este encontrara. 56
3.4	Estrategia de solución para el diseño óptimo de ciclos Rankine sencillo, con recalentamiento ó regenerativo. 58
4.1	Ciclo Rankine simple del Ejemplo 1. 61
4.2	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 1. 63

4.3	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 1 considerando la restricción de la calidad del vapor.	65
4.4	Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento.	66
4.5	Diagrama $T-s$ para los valores obtenidos del Ejemplo 2.	68
4.6	Ciclo Rankine con ocho etapas de recalentamiento.	69
4.7	Diagrama $T-s$ para los valores obtenidos del Ejemplo 3 – Caso a.	71
4.8	Diagrama $T-s$ para los valores obtenidos del Ejemplo 3 – Caso b.	74
4.9	Ciclo Rankine regenerativo con calentadores abiertos (contacto directo).	75
4.10	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 4 (a).	77
4.11	Ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados con flujo hacia atrás.	78
4.12	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 4 (b).	80
4.13	Ciclo Rankine Regenerativo con calentadores cerrados con flujo hacia adelante.	81
4.14	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 4 (c).	83
4.15	Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento y una etapa regenerativa (calentador abierto contacto directo).	85
4.16	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 5.	87
4.17	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 5 considerando la restricción de la calidad del vapor.	89
4.18	Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento y dos etapas regenerativas.	91
4.19	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 6.	93
4.20	Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento y siete etapas regenerativas.	94
4.21	Diagrama $T-s$ para el Ejemplo 7.	97

NOMENCLATURA

Mayúsculas

DC	Grado de subenfriamiento del condensador ($^{\circ}\text{C}$)
DD	Grado de subenfriamiento de los drenes ($^{\circ}\text{C}$)
DF	Grado de subenfriamiento del calentador de agua de alimentación ($^{\circ}\text{C}$)
P	Presión (bar)
P_{COND}	Presión del condensador (bar)
P_{CALD}	Presión de la caldera (bar)
Q_B ó Q_H	Calor suministrado a la caldera (kJ/kg)
Q_C ó Q_L	Calor retirado en el condensador (kJ/kg)
Q_U	Calidad del vapor
T	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
T_{sat}	Temperatura de saturación ($^{\circ}\text{C}$)
T_{C2}	Temperatura de salida del servicio de enfriamiento ($^{\circ}\text{C}$)

Minúsculas

f	Ecuación constitutiva (representa las propiedades de los modelos)
h	Entalpía (kJ/kg)
h_l	Entalpía del liquido saturado (kJ/kg)
h_v	Entalpía del vapor saturado (kJ/kg)
m	Fracción másica (kJ/kg)
q_R	Calor suministrado al recalentador (kJ/kg)
s	Entropía (kJ/kg K)
s_l	Entropía del liquido saturado (kJ/kg K)
s_v	Entropía del vapor saturado (kJ/kg K)
v	Volumen específico (m^3/kg)
w_{neto}	Trabajo neto de salida (kJ/kg)
w_p	Trabajo de la bomba (kJ/kg)
w_T	Trabajo de la turbina (kJ/kg)

Alfabeto Griego

ΔT_{min}	Diferencia mínima de temperatura
η_p	Eficiencia isentrópica de la bomba (%)
η_r	Eficiencia isentrópica de la turbina (%)
η_{th}	Eficiencia térmica neta (%)

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, institución que ha formado grandes profesionistas; en especial, a la **Facultad de Ingeniería Química** por la formación académica que me ha otorgado, así como a la **División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería Química** por su decidido apoyo.

Al **Dr. Medardo Serna González**, por su inalcanzable e incondicional apoyo, dirigiéndome correctamente durante la realización de la tesis; demostrando su confianza, paciencia, ayuda y su calidad como persona. Gracias por su amistad y por la confianza depositada en mi persona para realizar este proyecto de tesis.

Al **Dr. José María Ponce Ortega** por su apreciable e importante ayuda en la colaboración y realización de los programas. Le estoy muy agradecido.

Al **M.C. Gerardo Medina Heredia** por su importante apoyo brindado y el tiempo que me dedicó para resolver algunas dudas en los programas en MATLAB™. Gracias por su apoyo.

A los integrantes de mi mesa sinodal: **Dr. Rafael Maya Yescas**, **Dr. Luis Ignacio Salcedo Estrada**, **Dra. Mariana Ramos Estrada** y **Dr. Agustín Jaime Castro Montoya** por los valiosos comentarios que aportaron y mejoraron mi trabajo, por su paciencia en la revisión de mi tesis y por ser una parte fundamental en mi formación académica. Gracias por brindarme sus conocimientos.

A **Gaby, Ale, Toño y Adrián** por todo el apoyo y cariño que me brindaron, gracias por todo.

A mis amigos y compañeros del posgrado, **Felipe, Iván, Fabricio, Rafa (el inglés), Manucón, Eusiel, Jairo, Josué y Gladys**. Gracias por brindarme su amistad y apoyo.

Agradezco el apoyo económico de **CIC-UMSNH** para la culminación de mis estudios.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Generalidades.

El ciclo Rankine es el ciclo termodinámico en el que se basan las modernas plantas de potencia de vapor, las cuales producen actualmente la mayor parte de la energía eléctrica que se consume en el mundo. El incremento de la eficiencia térmica de estas plantas de potencia es un reto permanente, en virtud de que aún pequeñas mejoras en su rendimiento significan grandes ahorros anuales del consumo de combustible y la consiguiente disminución de emisiones gaseosas contaminantes. La idea básica en la que se sustentan todas las modificaciones propuestas para incrementar el rendimiento de una planta de potencia consiste en aumentar la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera y, al mismo tiempo, disminuir la temperatura promedio a la cual el fluido de trabajo rechaza calor al medio ambiente en el condensador. Como se muestra detalladamente en el Capítulo 2, esto ha sido posible, en primer lugar, mediante la incorporación al ciclo Rankine simple de las operaciones de recalentamiento de vapor entre diferentes etapas de expansión y de calentamiento interno del agua de alimentación a la caldera utilizando vapor extraído de la turbina a diferentes presiones. Como es obvio, estas operaciones han dado origen a plantas de potencia con estructuras cada vez más complejas que hacen más difícil el estudio de las mismas. En segundo lugar, para cada una de las diferentes estructuras de plantas de potencia es posible maximizar su eficiencia térmica mediante la búsqueda sistemática de las condiciones de operación óptimas de la caldera (presión y temperatura a la que se genera el vapor), del condensador (presión), de las presiones de recalentamiento y de las presiones de extracción.

La solución del problema de maximización de la eficiencia térmica de algunas configuraciones sencillas de plantas térmicas ha sido presentada recientemente en la literatura por varios autores. Habib y col. (1995) estudiaron la optimización de plantas de potencia con dos etapas de recalentamiento para presiones de la caldera y el condensador de 10 MPa y 10 kPa, respectivamente. Posteriormente, Habib y col. (1999) presentaron los resultados de la optimización de una planta de potencia con dos etapas de recalentamiento y dos calentadores de agua de contacto directo. Sin embargo, en estos trabajos, Habib y col. (1995, 1999) se limitaron a maximizar la eficiencia térmica de plantas de potencia relativamente simples usando la técnica de

optimización de *estudio de caso* (Boas, 1962). Este método consiste en definir una serie de problemas o *casos* itálicos de simulación en modo análisis del sistema bajo estudio. *Caso* tras *caso* es resuelto y los resultados son presentados gráficamente o en forma tabular. Un *estudio* de estas gráficas o tablas produce la mejor combinación de variables independientes, de acuerdo a la función objetivo. De esta manera Habib y col. (1995, 1999) obtuvieron, para ambos casos que estudiaron, los valores óptimos de las presiones de las etapas de recalentamiento, que en el caso del ciclo regenerativo con recalentamiento analizado también son iguales a las presiones óptimas de extracción de los flujos de vapor utilizados para el calentamiento del agua de alimentación a la caldera. La técnica de *estudio de caso* también fue utilizada por Dincer y Al-Muslim (2001) para maximizar la eficiencia termodinámica de plantas de potencia de vapor con una etapa de recalentamiento y un calentador cerrado del agua de alimentación a la caldera, cuyo vapor de calentamiento se extrae de la segunda etapa de expansión.

Llama la atención que estos tres trabajos solamente abordan la optimización de plantas de potencia con configuraciones definidas y simples. Estas características facilitan la solución de los problemas de optimización propuestos, debido a que evitan la consideración de variables discretas y solamente requieren encontrar los valores óptimos de dos variables continuas representadas por las presiones de recalentamiento y extracción. De hecho, la simplicidad de estos problemas puede quedar de manifiesto cuando se tiene presente que las plantas de potencia modernas basadas en el ciclo Rankine, comúnmente tienen hasta dos etapas de recalentamiento y siete calentadores de agua de alimentación a la caldera, así como un aireador que puede modelarse como un calentador de contacto directo. Por lo tanto, las plantas de potencia modernas tienen configuraciones más complejas que las estudiadas por los autores arriba citados, por lo que su optimización también da lugar a problemas más complejos que ya no pueden resolverse fácilmente por la técnica de *estudio de caso*. Es probable que esta sea la causa por la que no abundan los estudios de optimización de plantas de potencia más complejas.

Recientemente, Rivas y col. (2006) mostraron la capacidad de la hoja de cálculo EXCEL™ para optimizar una planta regenerativa con tres calentadores cerrados de agua de alimentación a la caldera. Estos autores usaron como función objetivo la maximización de la eficiencia térmica de la planta mediante la búsqueda simultánea de los valores óptimos de la presión y la temperatura del vapor a la salida de la caldera, las presiones de los tres flujos de vapor extraídos de la turbina, la presión de operación del condensador y la diferencia mínima de

temperatura en los calentadores de agua. La configuración analizada ya se acerca más a las configuraciones de las plantas de potencia modernas, por lo que el problema resuelto por Rivas y col. (2006) ya no es tan simple. Sin embargo, estos autores no discuten porqué no aplican la metodología presentada a ciclos termodinámicos reales, aunque es posible que los problemas de convergencia sean la causa detrás de esta omisión. Cualquiera que sea el caso, hace falta mostrar la utilidad de la estrategia propuesta en este trabajo para optimizar plantas de potencia de interés práctico.

Ante la carencia de métodos sistemáticos de optimización de plantas de potencia de vapor basadas en el ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento, tradicionalmente se recurre al uso de reglas heurísticas para especificar los valores de sus variables independientes. Por ejemplo, El-Wakil (1984) indica que la presión de recalentamiento óptima de un ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento se encuentra entre 0.2 y 0.25 veces la presión de generación del vapor. Cuando una segunda etapa de recalentamiento es incorporada, Silvestri y col. (1992) recomiendan una relación de presión aproximadamente igual a 5 entre la primera y segunda etapas de recalentamiento, a fin de lograr la máxima eficiencia térmica. Por otro lado, para ciclos regenerativos, Bejan (1997) indica que la distribución óptima de energía para n calentadores de agua de alimentación a la caldera ocurre cuando el incremento total de la entalpía del agua es dividida uniformemente entre los calentadores, y que la relación óptima del último incremento de entalpía del agua al incremento total de entalpía es aproximadamente dado por la Ec. (1.1):

$$\frac{h_B - h_n}{h_B - h_0} = \frac{1}{n+1} \quad (1.1)$$

donde h_B denota la entalpía específica del agua en el estado líquido saturado correspondiente a la presión de la caldera, h_n denota la entalpía específica del agua, la cual, representa la condición óptima del agua líquida, y h_0 denota la entalpía específica del agua en el estado líquido saturado correspondiente a la presión del condensador.

La aproximación heurística es bastante simple de aplicar; sin embargo, sólo produce buenas soluciones sin garantizar la obtención de la solución óptima. Por tal motivo, es importante desarrollar un método sistemático para optimizar el funcionamiento termodinámico de plantas de potencia de vapor.

1.2 Objetivos.

General.

El objetivo principal de esta tesis es desarrollar y evaluar un método de optimización de plantas de potencia regenerativas con recalentamiento aplicando algoritmos genéticos, teniendo como función objetivo la maximización de la eficiencia térmica o del trabajo neto de las mismas.

Particulares.

1. Formular modelos matemáticos de los ciclos Rankine simple, con una o más etapas de recalentamiento, regenerativo y recalentamiento con regenerativo, considerando los tres tipos de calentadores del agua de alimentación a la caldera utilizados en la industria (abierto, cerrado hacia atrás y cerrado hacia adelante) para el ciclo regenerativo.
2. Seleccionar el modelo más preciso y apropiado para el cálculo por computadora de las propiedades termodinámicas del agua y vapor en los diferentes estados de los ciclos Rankine.
3. Implementar los modelos matemáticos en la plataforma de programación MATLAB™, a fin de calcular el funcionamiento de los diversos ciclos Rankine.
4. Integrar los programas de simulación de los ciclos Rankine y de estimación de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo con la herramienta de algoritmos genéticos de MATLAB™, con el propósito de optimizar estos sistemas.
5. Obtener y comprobar la validez de los resultados de optimización para diferentes casos de estudio.

1.3 Justificación.

El *ciclo Rankine simple* da lugar a plantas de potencia termodinámicamente ineficientes. Esta situación ha conducido al desarrollo de ciclos más eficientes pero más complejos, tales como el ciclo *Rankine con recalentamiento* y el ciclo *Rankine regenerativo*. El ciclo *Rankine con recalentamiento* involucra la expansión del vapor en una turbina al menos de dos etapas (una etapa de alta presión, cuyo vapor de salida retorna a la caldera para ser recalentado antes de ser alimentado a la etapa de baja presión), mientras que el ciclo *Rankine regenerativo* requiere la extracción de vapor de la turbina en diversos puntos y, por consiguiente, a diferentes presiones. El vapor extraído de esta manera, que podría haber producido más trabajo si hubiera continuado

su expansión en la turbina, se utiliza para precalentar el agua de alimentación en un dispositivo de transferencia de calor llamado calentador. La fracción de vapor enviada al calentador es determinado por la presión de extracción, de forma tal que el vapor salga del calentador como líquido y con ello minimizar el uso del calentamiento al ser introducida esta agua precalentada a la caldera.

Comúnmente, las plantas de potencia modernas tienen dos etapas de recalentamiento y hasta siete calentadores. Sin embargo, en la literatura sólo se han propuesto heurísticas y algoritmos simplificados para determinar las condiciones óptimas de operación de ciclos Rankine con recalentamiento y regenerativo, con una o dos etapas de recalentamiento y con dos o tres calentadores, respectivamente. Por tal motivo, en este trabajo se desarrollará una estrategia de cálculo sistemática basada en algoritmos genéticos para determinar las condiciones de operación correspondientes a la máxima eficiencia térmica o máximo trabajo neto de ciclos regenerativos y con recalentamiento con un número variable de calentadores del agua de alimentación a la caldera y etapas de recalentamiento. Los calentadores pueden ser abiertos, cerrados con flujo hacia atrás o cerrados con drenes con bombeo hacia adelante, o una combinación de ellos. El número máximo de calentadores es de siete, a fin de poder optimizar plantas de potencia reales.

Los modelos de las plantas de potencia de vapor pueden ser altamente no-convexos y no lineales. Por lo tanto, se justifica el uso de algoritmos genéticos para obtener las soluciones óptimas.

1.4 Hipótesis.

La optimización termodinámica de plantas de potencia basadas en el ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento se puede llevar a cabo usando algoritmos genéticos. Esta aproximación será capaz de optimizar plantas de potencia modernas, las cuales tienen estructuras altamente interconectadas constituidas por hasta dos etapas de recalentamiento y siete calentadores del agua de alimentación a la caldera. Por tanto, esta aplicación se puede utilizar en la optimización de ciclos de potencia reales.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

Las plantas de potencia de vapor operan sobre variantes sofisticadas del ciclo Rankine, las cuales son modeladas en este capítulo. Primeramente se presentan los principios termodinámicos y la teoría básica esencial del ciclo Rankine simple, a partir de la cual los ciclos de grandes y complejas plantas de potencia de vapor se derivan.

2.1. Ciclo Rankine simple.

Un diagrama de flujo de una planta de potencia de un ciclo Rankine simple se presenta en la Figura 2.1. Este se compone de una bomba, un generador de vapor o caldera, una turbina y un condensador.

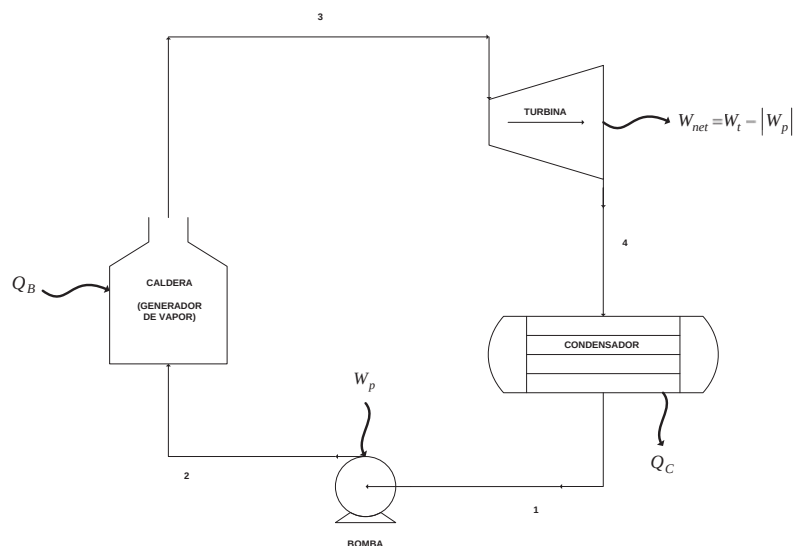


Fig. 2.1. Ciclo Rankine Simple.

La Figura 2.2 presenta los procesos termodinámicos del ciclo simple en un diagrama de temperatura-entropía (T - s). Los diferentes estados termodinámicos del fluido de trabajo, comúnmente agua en diferentes fases (líquida, vapor o mezcla líquido-vapor), se denotan por los números 1, 2, 3 y 4 en la Figura 2.2. Las etapas 1 y 2 representan compresión adiabática e

irreversible del agua líquida desde la presión del condensador a la presión de la caldera. Este proceso se realiza en una bomba y consume potencia mecánica, que se denota por W_p . Las etapas 2 a 3 representan el calentamiento isobárico que transforma agua líquida en vapor de alta presión. El proceso toma lugar en una caldera que absorbe calor de una fuente de calor externa a alta temperatura, que se denota por Q_B . La turbina extrae trabajo del fluido en las etapas 3 a 4, que son la expansión adiabática e irreversible del vapor desde la presión de la caldera a la presión del condensador; el trabajo mecánico obtenido se denota por W_t . Las etapas 4 a 1 son la condensación isobárica del vapor en el condensador; el calor rechazado al medio de enfriamiento se denota por Q_c y el agua líquida se alimenta a la bomba. Las líneas verticales 1-2' y 3-4' en la Figura 2.2 representan el bombeo y la expansión isentrópica, respectivamente, y son mostradas en la figura como procesos de referencia.

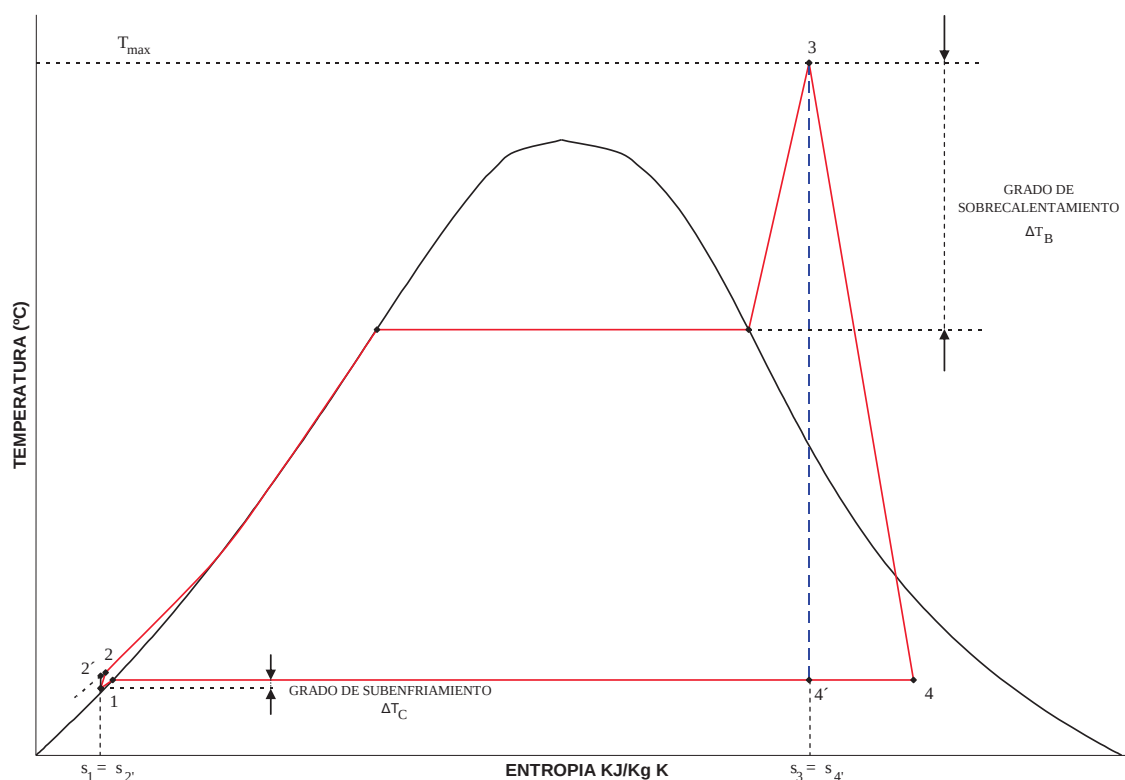


Fig. 2.2. Diagrama $T - s$ para el ciclo Rankine simple.

2.1.1. Simulación modular secuencial.

La simulación por computadora es una herramienta útil para predecir las condiciones de operación de una planta de potencia de vapor (presiones, temperaturas, cargas térmicas, trabajo producido y flujos másicos del fluido de trabajo), en la cual los balances de masa y energía de los componentes individuales, así como todas las ecuaciones de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo se satisfagan (Serna-González, 2007). Por lo tanto, la disponibilidad de los modelos matemáticos de los diversos componentes que constituyen una planta de potencia es requisito previo para su simulación. La estrategia de simulación de una planta de potencia depende en gran medida de la topología de la planta y la forma en la que los diversos modelos de los componentes están disponibles.

Como se observa en las Figuras 2.1 y 2.2, el diagrama de flujo y el diagrama de temperatura-entropía, cada etapa del proceso toma lugar en un solo componente del ciclo simple. Así mismo, también se observa que cada uno de estos componentes tiene una o más entradas, y una o más salidas. Por ejemplo, la caldera es un componente con dos entradas y una salida. Una entrada es la corriente de agua de alimentación en el estado 2. Además, la caldera interactúa con el entorno de la planta de potencia para satisfacer su requerimiento de energía térmica a alta temperatura, que es representado por la entrada de calor a toda la planta, Q_B . La salida de la caldera consiste en una corriente de vapor sobrecalentado en el estado 3. Observaciones similares se pueden hacer en relación a los otros componentes de la planta.

Como se puede observar en la Figura 2.1, los componentes están conectados unos a otros y al entorno por un conjunto de corrientes, así como por los flujos de calor y trabajo requeridos para operar apropiadamente en conjunto y dar origen a la planta de potencia. Las corrientes son conexiones que permiten el transporte de masa y energía; también definen el estado termodinámico entre dos componentes. En general, cuando los componentes están interconectados como en el ciclo simple, la corriente de salida de un componente se convierte en la corriente de entrada del componente subsecuente, con parámetros de entrada adicionales que pueden ser requeridos. Una ventaja importante de esta característica es que el ciclo puede ser estudiado no como un solo sistema complejo, sino como una serie de componentes simples que trabajan como unidades independientes. Consecuentemente, para obtener todos los estados de las corrientes incluyendo la eficiencia del ciclo, una aproximación modular puede ser usada, con los módulos correspondientes a los diversos componentes de la planta. En esta aproximación, el

módulo de un componente se refiere al modelo matemático y procedimiento numérico para la solución de las ecuaciones utilizadas para describir el comportamiento del componente. Una vez proporcionados los valores para las variables de entrada o independientes (parámetros de equipo, así como una combinación de variables de corrientes de entrada y salida), las ecuaciones del modelo de los componentes se resuelven para obtener las variables de salida o dependientes. Las variables de salida así calculadas en un módulo determinado pasan a ser las variables de entrada de otros módulos subsecuentes. Por ejemplo, la entalpía del vapor sobrecalentado es calculada como variable de salida en el módulo de la caldera y es utilizada como variable de entrada en el módulo de la turbina. Adicionalmente, el módulo de la turbina requiere información tal como su eficiencia isentrópica (parámetro de equipo), la cual puede ser proporcionada por el usuario.

Esencialmente, en la aproximación modular, el modelo de toda la planta de potencia resulta de la simple agregación de los modelos de cada componente. Por consiguiente, el análisis, el diseño y la optimización del ciclo requieren la formulación y la solución secuencial de conjuntos de ecuaciones que modelen el funcionamiento de cada uno de sus componentes. La estrategia de la solución secuencial consiste en resolver un módulo después del otro en un orden predeterminado, que es establecido por la información de entrada disponible en vez del modo tradicional que se basa en las entradas y salidas físicas de la planta. Para la planta de potencia simple, la secuencia de los cálculos puede iniciar en el estado 1, ya que usualmente se da suficiente información para determinar completamente dicho estado. En este caso, el módulo de la bomba es el que se calcula primero seguido de los módulos de caldera, turbina y condensador. Como será visto, esta secuencia de resolución evita cálculos iterativos y, por lo tanto, permite la simulación de la planta de potencia sin iteraciones o cálculos repetitivos de los componentes.

2.1.2. Modelos y simulación de los componentes.

El modelo termodinámico del ciclo Rankine simple ha sido descrito en diversos libros de texto (p.ej. Moran y Shapiro, 1988; Çengel y Boles, 1994). Sin embargo, los libros de texto proponen una estrategia secuencial de cálculos manuales, que involucran la determinación gráfica de las propiedades del agua y vapor. Es por ello que, en este trabajo, se ha decidido plantear explícitamente las ecuaciones que constituyen los modelos matemáticos de cada componente de los ciclos de potencia en una forma apropiada para su implementación en computadora.

En este trabajo, el modelado del ciclo Rankine simple y de otros más complejos está basado en las siguientes suposiciones:

1. Operación en estado estacionario.
2. Sólo ocurre intercambio de calor entre el condensador y la caldera de la planta de potencia y sus alrededores.
3. Se desprecian las caídas de presión en los componentes y la tubería de la planta de potencia.
4. Son insignificantes los cambios en energía cinética y en energía potencial a través de cada componente del ciclo.
5. El agua líquida es tratada como un líquido incompresible.

El número asignado a cada corriente en la Figura 2.2 se utiliza para representar las variables asociadas a las corrientes del ciclo. Una unidad de masa del fluido de trabajo ha sido empleada, por lo que en el modelo se utilizan cantidades específicas.

La simulación de un componente implica el cálculo de la información de salida deseada (variables dependientes) dada la información de entrada (variables independientes) constituida por variables de corrientes y/o parámetros de equipo.

2.1.2.1. Bomba (Proceso 1 a 2).

Especificaciones. Las entradas al módulo son: presión del condensador, P_1 , grado de subenfriamiento en el condensador, ΔT_C , eficiencia de la bomba isentrópica, η_p , y la presión de la caldera, P_2 . Por lo tanto, el estado de la corriente 1 es conocido.

Modelo. En el estado 1, el agua sale del condensador como un líquido y entra a la bomba de alimentación. El estado 1 se supone como un líquido subenfriado a lo largo de este trabajo. De esta manera se evita la cavitación de la bomba, debido a que se suprime la presencia de vapor en el fluido de trabajo. La bomba de alimentación presuriza adiabáticamente el líquido en el estado 1 hasta la alta presión en el estado 2, que corresponde a la presión de operación de la caldera. La Figura 2.2 muestra que el proceso de bombeo de 1 a 2 del ciclo real es irreversible. La temperatura del agua se incrementa un poco durante este proceso de compresión, en virtud de la ligera disminución en el volumen específico que experimenta el agua líquida, pero la cantidad es tan pequeña que la diferencia no puede ser fácilmente distinguida en el diagrama temperatura-

entropía que representa el ciclo. Sin embargo, nótese que la longitud de la línea 1-2 en el diagrama T - s de la Figura 2.2 es exagerada para mayor claridad.

El trabajo real requerido por unidad de masa de agua fluyendo a través de la bomba está dado por:

$$|w_p| = h_2 - h_1 \quad (2.1)$$

Puesto que el estado 1 es conocido, la entalpía por unidad de masa a la entrada de la bomba h_1 puede ser calculada con la Ec. de estado (2.2):

$$h_1 = f_1(T_1, P_1) \quad (2.2)$$

y la temperatura T_1 puede ser obtenida de la Ec. (2.3):

$$T_1 = f_2(P_1, \Delta T_C) \quad (2.3)$$

Por lo tanto, es claro que el trabajo de la bomba depende únicamente de la entalpía específica a la salida de la bomba h_2 y que disminuye (aumenta) a medida que h_2 disminuye (aumenta). El valor más pequeño permitido para esta propiedad corresponde al punto 2' de la Figura 2.2. Esto se lograría si la bomba operara adiabática y reversiblemente (es decir, a entropía constante o isentrópicamente) al pasar del estado 1 a la presión de la caldera P_2 . En el diagrama temperatura-entropía de la Figura 2.2, este proceso de bombeo ideal o isentrópico es descrito por la línea vertical 1-2'. Por lo tanto, el mínimo valor posible para el trabajo de la bomba está dado por la Ec. (2.4):

$$|w_{p'}| = h_{2'} - h_1 \quad (2.4)$$

En la Figura 2.2, claramente se observa que $h_2 > h_{2'}$, por lo que es evidente que una bomba real requiere más trabajo que el mínimo teórico. La desviación que existe entre una bomba real y una isentrópica se toma en cuenta, en la práctica, mediante el uso de la eficiencia isentrópica de bombeo, η_p , definida por la Ec. (2.5):

$$\eta_p = \frac{w_{p'}}{w_p} \quad (2.5)$$

Las bombas típicamente tienen una eficiencia isentrópica alrededor de 90%.

Los estados 2 y 2' son generalmente líquidos subenfriados (Kenneth, 2000), que pueden ser representados adecuadamente por el modelo de líquido incompresible. En este caso, el trabajo de una bomba isentrópica se puede obtener fácilmente, como se muestra a continuación: De la

primera ley de la termodinámica se observa que $dw_{p'} = -dh$. Para un proceso de bombeo isentrópico, el cambio en la entalpía puede ser derivado de la siguiente relación termodinámica básica: $dh = v dp$ (Moran y Shapiro, 1988). Combinando estas definiciones se encuentra que el trabajo ideal de una bomba es dado por $dw_{p'} = -v dp$. Por lo tanto, la integración de esta ecuación del estado 1 al estado 2, suponiendo constante el volumen específico del agua, da lugar a la expresión para el trabajo de una bomba ideal isentrópica (Ec. 2.6):

$$|w_{p'}| = v_1 (P_2 - P_1) \quad (2.6)$$

donde v_1 es el volumen específico del agua subenfriada a la presión del condensador (Ec. 2.7):

$$v_1 = f_3(T_1, P_1) \quad (2.7)$$

Debido a que el trabajo de la bomba es bastante pequeño comparado con el trabajo de la turbina, cualquier error en la determinación del trabajo de la bomba introducirá únicamente un pequeño error en la eficiencia térmica del ciclo. Por lo tanto, se puede considerar que la Ec. (2.6) es una aproximación aceptable del trabajo isentrópico de la bomba.

Algoritmo. El modelo de la bomba tiene 11 variables ($T_1, P_1, h_1, v_1, P_2, h_2, h_2', w_P, w_{P'}, \Delta T_C$ y η_P) y 7 ecuaciones independientes. Dado que $P_1, \Delta T_C, P_2$ y η_P son conocidas (información de entrada), hay 7 variables dependientes en el modelo de la bomba ($T_1, h_1, v_1, h_2, h_2', w_P$ y $w_{P'}$). Como resultado, el modelo de la bomba tiene cero grados de libertad, es decir, tiene 7 ecuaciones y 7 variables desconocidas, lo cual lo hace matemáticamente consistente.

Para las variables de entrada especificadas, de las Ecuaciones (2.3), (2.2), (2.7), (2.6), (2.5), (2.4), y (2.1), en este orden secuencial, se calculan $T_1, h_1, v_1, w_{P'}, w_P, h_2'$ y h_2 , respectivamente.

2.1.2.2. Caldera (Proceso 2 a 3).

Especificaciones. La presión de la caldera P_2 es conocida y la entalpía específica h_2 depende del trabajo real de la bomba, que previamente fue calculado, por lo que también es conocida. Por lo tanto, el estado 2 se conoce. La temperatura del vapor sobrecalentado T_3 , la cual es la máxima temperatura de vapor permitida $T_3 = T_{max}$ a la entrada de la turbina, también es especificada.

Modelo. En el estado 2, el agua sale de la bomba como un líquido subenfriado a alta presión (llamado agua de alimentación a la caldera) y entra en la caldera. La caldera, también

conocida como generador de vapor, utiliza de manera eficiente el calor producido por combustión del combustible para convertir el agua a vapor sobrecalentado a presión constante P_3 . La generación de vapor es básicamente un proceso de tres etapas. Por suministro de calor a presión constante, la temperatura del agua líquida subenfriada es primeramente elevada a su punto de ebullición (punto A en la Figura 2.2). Luego, el agua líquida saturada se evapora isotérmicamente hasta el punto B. Finalmente, el vapor saturado en el punto B es calentado a la máxima temperatura en el estado 3 (por encima de su temperatura de saturación). Así, el agua abandona la caldera como un vapor sobrecalentado a altas presión y temperatura en el estado 3.

Con la suposición de un proceso de transferencia de calor a presión constante en la caldera, la presión en el estado 3 se obtiene de la Ec. (2.8):

$$P_3 = P_2 \quad (2.8)$$

Un balance de energía en la caldera permite determinar el calor proporcionado por la fuente externa (Ec. 2.9):

$$q_B = h_3 - h_2 \quad (2.9)$$

donde q_B es la tasa de transferencia de calor de la fuente de energía al fluido de trabajo por unidad de masa que pasa a través de la caldera.

La entalpía específica h_3 y la entropía específica s_3 dependen únicamente de la presión de la caldera y la máxima temperatura del ciclo. Por lo tanto, h_3 y s_3 deben satisfacer las relaciones (2.10) y (2.11):

$$h_3 = f_4(T_3, P_3) \quad (2.10)$$

$$s_3 = f_5(T_3, P_3) \quad (2.11)$$

Algoritmo. Las cuatro ecuaciones del modelo de la caldera involucran siete variables: dos presiones de vapor (P_2 y P_3), dos entalpías (h_2 y h_3), una entropía (s_3), una temperatura de corriente (T_3) y un flujo de energía (q_B). Si las variables P_2 , h_2 y T_3 son conocidas, las otras cuatro variables (P_3 , h_3 , s_3 y q_B) deben ser calculadas para satisfacer las ecuaciones del modelo.

Para las variables de entrada dadas, la primera variable dependiente calculada explícitamente es P_3 de la Ec. (2.8). Conociendo esta cantidad, h_3 es obtenida de la Ec. (2.10) y s_3 es calculada de la Ec. (2.11). Finalmente, una vez que la entalpía específica h_3 es conocida, la energía suministrada al ciclo por unidad de masa de fluido de trabajo q_B puede ser determinada mediante la Ec. (2.9).

2.1.2.3. Turbina (Proceso 3 a 4).

Especificaciones. Las variables independientes del módulo de la turbina son la entalpía h_3 y entropía s_3 de la corriente de entrada, la eficiencia isentrópica de la turbina η_T y la presión P_1 .

Modelo. El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina, donde es expandido para convertir la energía térmica a energía mecánica. Después de la expansión, el fluido de trabajo abandona la turbina en el estado 4' ó 4 comúnmente como un vapor de alta calidad a baja presión y entra al condensador. Haciendo uso de la suposición de un proceso de enfriamiento a presión constante en el condensador, la Ec. (2.12) proporciona la presión a la salida P_4 :

$$P_4 = P_1 \quad (2.12)$$

La línea 3-4' de la Figura 2.2 representa un proceso de expansión isentrópico ideal. Por lo tanto, el trabajo de la turbina ideal se calcula utilizando la Ec. (2.13):

$$w_{T'} = h_3 - h_{4'} \quad (2.13)$$

Se deduce que el máximo trabajo que la turbina puede generar usando vapor en el estado 3 de la Figura 2.2 y expandiéndolo de P_3 a P_4 es dada por la Ec. (2.11).

En una turbina real hay pérdidas asociadas al flujo de vapor que evitan la conversión de toda la energía térmica disponible en el proceso de expansión a energía mecánica. Las pérdidas no isentrópicas en el proceso de expansión ocasionan trabajo perdido y un incremento en la entropía. Esto es representado por la línea 3-4 en la Figura 2.2 para el mismo estado de entrada y la misma presión a la salida que la expansión ideal. Así, el trabajo real producido por la turbina adiabática por unidad de masa del flujo de vapor a través de ésta, es dado la Ec. (2.14):

$$w_T = h_3 - h_4 \quad (2.14)$$

Como se muestra en la Figura 2.2, la ineficiencia mecánica tiene el efecto de reducir ligeramente el contenido de humedad del vapor cuando el proceso de expansión se encuentra en la región húmeda del diagrama temperatura-entropía.

Un enfoque similar al de las bombas puede ser usado para definir la eficiencia isentrópica de la turbina, η_T , pero ahora el numerador es el trabajo real y el denominador es el trabajo isentrópico (Ec. 2.15):

$$\eta_T = \frac{w_T}{w_{T'}} \quad (2.15)$$

Las turbinas de vapor exhiben eficiencias isentrópicas en el intervalo de 0.80-0.90. Por lo tanto, de esta ecuación es evidente que una turbina real produce un menor trabajo que una turbina ideal como resultado de las irreversibilidades.

El valor de la entalpía específica $h_{4'}$ depende de la presión y entalpía en el estado 4', el cual es el estado de la salida de la turbina ideal. Debido a que la presión del condensador P_1 es conocida, la Ec. (2.12) puede ser utilizada para calcular la presión a la salida de la turbina P_4 . Para una turbina ideal, la entropía entrando y saliendo debe ser igual (proceso $3 \rightarrow 4'$ en la Figura 2.2). Por lo tanto, la entropía ideal se encuentra de la Ec. (2.16):

$$s_{4'} = s_3 \quad (2.16)$$

Se puede notar que a partir de la entropía calculada $s_{4'}$, el vapor que abandona la turbina ideal puede existir como una mezcla líquido-vapor en equilibrio o como vapor saturado o sobrecalentado. En la región de vapor húmedo, la temperatura y presión no son independientes. En esta región, la temperatura y el porcentaje de humedad deben ser conocidas para encontrar la entalpía ideal de la mezcla $h_{4'}$. Por otro lado, la evaluación de $h_{4'}$ es sencilla cuando el estado 4' es vapor saturado debido a que sólo depende de la presión. Finalmente, si el estado del punto 4' está en la región del vapor sobrecalentado, la entalpía específica $h_{4'}$ depende de los valores conocidos de P_4 y $s_{4'}$. Por lo tanto, la condición de fase a la salida de la turbina ideal debe ser determinada antes de que la entalpía $h_{4'}$ pueda ser obtenida.

La determinación de la condición de fase en el estado 4' se realiza mediante un algoritmo cuyos datos a la entrada son P_4 y $s_{4'}$. El algoritmo puede ser formulado como sigue:

1. A la presión P_4 dada, la entropía del vapor saturado s_4^V , la entalpía del vapor saturado h_4^V y la temperatura de saturación T_4^{sat} son calculadas usando las Ecuaciones (2.17-2.19) respectivamente:

$$s_4^V = f_6(P_4) \quad (2.17)$$

$$h_4^V = f_7(P_4) \quad (2.18)$$

$$T_4^{sat} = f_8(P_4) \quad (2.19)$$

2. Si $s_{4'} < s_4^V$, entonces la fase bajo consideración es una mezcla líquido-vapor. Calcular la entropía del líquido saturado (s_4^L) utilizando la Ec. (2.20):

$$s_4^L = f_9 \phi_{4'} \quad (2.20)$$

y calcular la entalpía del líquido saturado (h_4^L) mediante la Ec. (2.21):

$$h_4^L = f_{10} \phi_{4'} \quad (2.21)$$

Enseguida, calcular la calidad del vapor $x_{4'}$, la entalpía específica del el vapor húmedo $h_{4'}$ y la temperatura T_4 en el estado 4' usando las Ecuaciones (2.22-2.24) respectivamente:

$$x_{4'} = \frac{s_{4'} - s_4^L}{s_4^V - s_4^L} \quad (2.22)$$

$$h_{4'} = x_{4'} h_4^V + (1 - x_{4'}) h_4^L \quad (2.23)$$

$$T_{4'} = T_4^{sat} \quad (2.24)$$

3. Si $s_{4'} > s_4^V$, entonces el vapor a la salida es un vapor sobrecalentado. Calcular las propiedades T_4 y h_4 a la salida de la turbina ideal, que dependen de la presión y entropía, según las Ecuaciones (2.25) y (2.26):

$$T_{4'} = f_{11} \phi_{4'}(P_{4'}, s_{4'}) \quad (2.25)$$

$$h_{4'} = f_{12} \phi_{4'}(P_{4'}, s_{4'}) \quad (2.26)$$

4. De lo contrario, si $s_{4'} = s_4^V$, entonces el vapor a la salida es un vapor saturado. La entalpía y temperatura correspondientes se calculan a partir de las relaciones (2.27-2.28):

$$h_{4'} = h_4^V \quad (2.27)$$

$$T_{4'} = T_4^{sat} \quad (2.28)$$

Una vez que $h_{4'}$ es conocida, las Ecuaciones (2.13)-(2.15) pueden ser combinadas para calcular la entalpía h_4 a la salida de la turbina real (2.13a):

$$h_4 = h_3 - \phi_3 - h_{4'} \eta_T \quad (2.13a)$$

Si se conocen tanto P_4 y h_4 , entonces se puede identificar totalmente el estado 4. Si $h_4 < h_4^V$, entonces el fluido que abandona la turbina real es una mezcla líquido-vapor. A esta condición, la calidad del vapor x_4 , la entropía s_4 y la temperatura T_4 son calculadas de las Ecuaciones (2.29-2.31):

$$x_4 = \frac{h_4 - h_4^L}{h_4^V - h_4^L} \quad (2.29)$$

$$s_4 = x_4 s_4^V + (1 - x_4) s_4^L \quad (2.30)$$

$$T_4 = T_4^{sat} \quad (2.31)$$

Si $h_4 > h_4^V$, entonces el vapor a la salida es un vapor sobrecalentado. La correspondiente entropía s_4 y temperatura T_4 de salida de la turbina real se calculan usando relaciones termodinámicas para el vapor sobrecalentado (Ecuaciones 2.32 y 2.31):

$$s_4 = f_{13}(h_4, P_4) \quad (2.32)$$

$$T_4 = f_{14}(h_4, P_4) \quad (2.33)$$

De lo contrario, si $h_4 > h_4^V$, el vapor a la salida es saturado en el estado 4 y la temperatura T_4 es dada por la Ec. (2.31).

Algoritmo. En la Figura 2.3 se muestran los pasos del procedimiento de cálculo del módulo de la turbina.

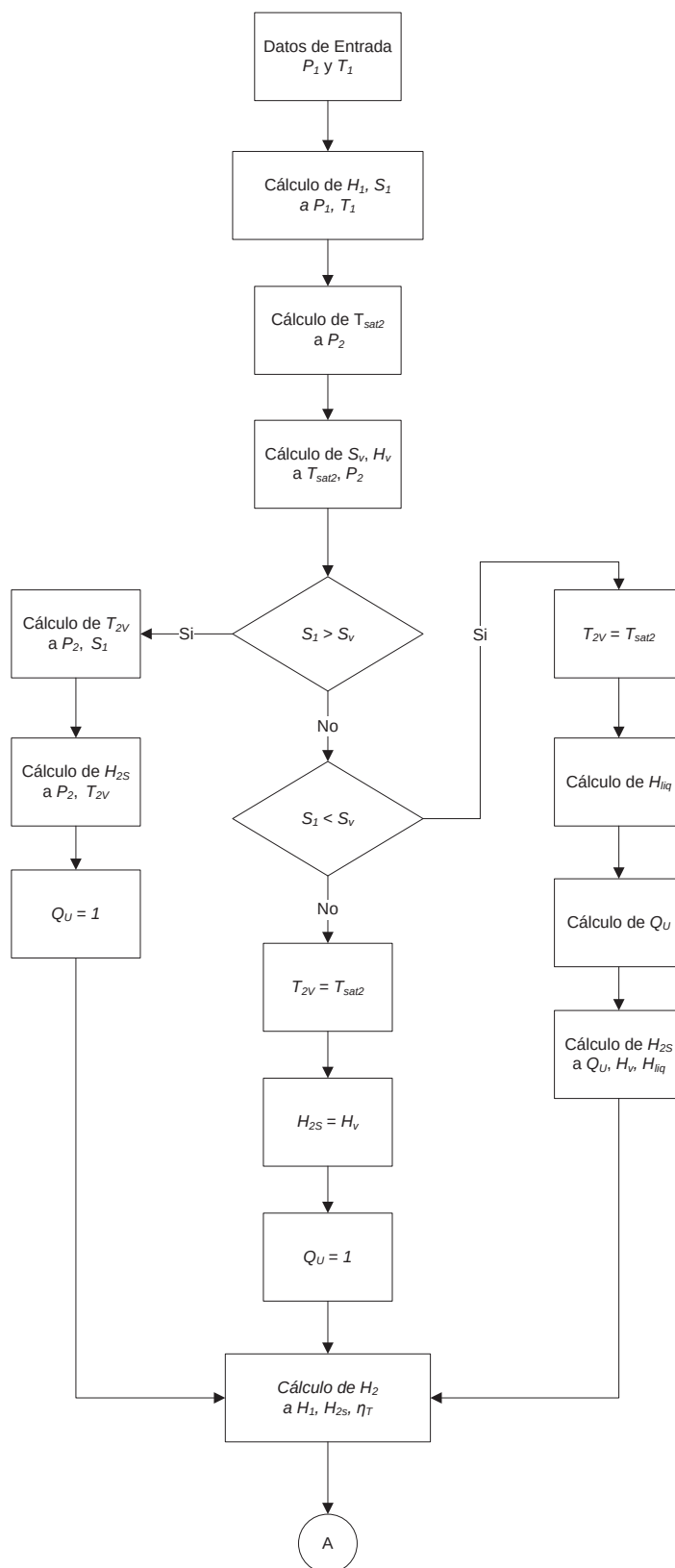


Fig. 2.3 (a). Algoritmo de cálculo del módulo de la turbina.

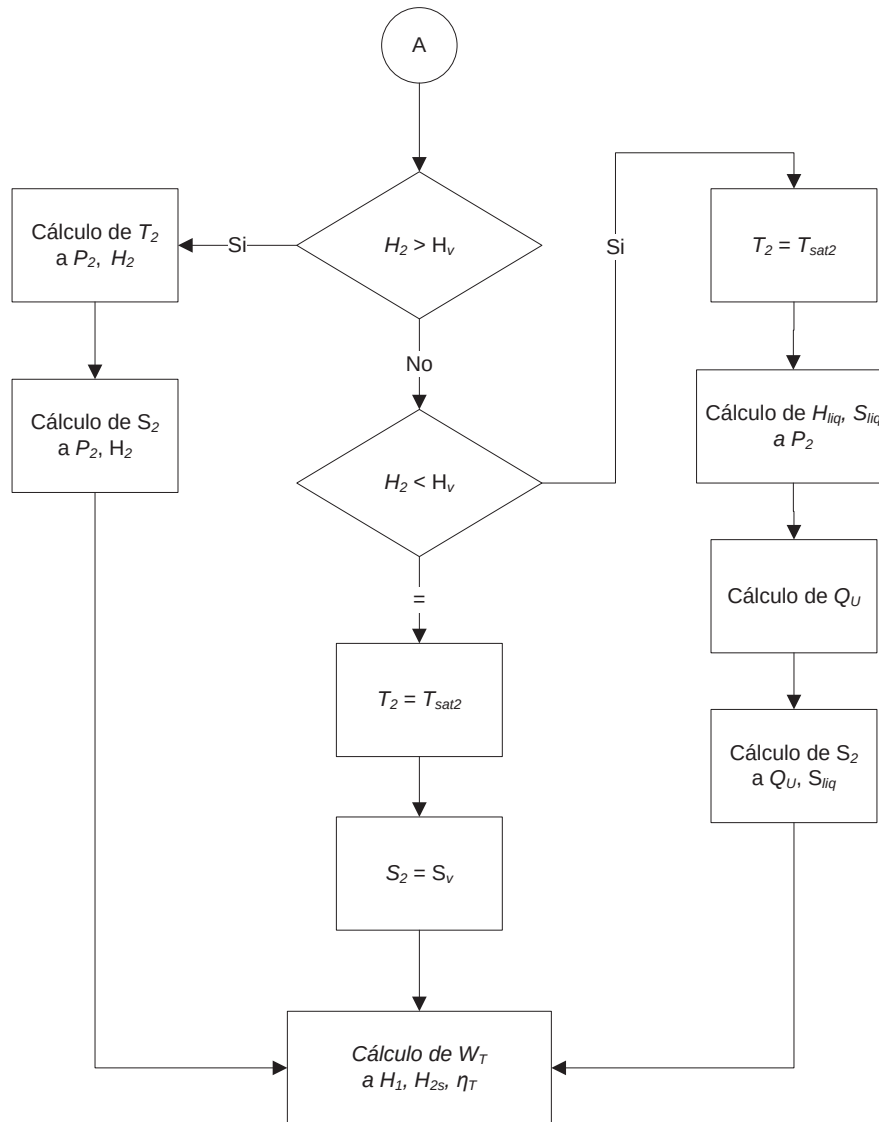


Fig. 2.3 (b). Continuación del algoritmo de cálculo del módulo de la turbina.

2.1.2.4. Condensador (Proceso 4 a 1).

Especificaciones. Las entradas para este módulo incluyen las entalpías específicas h_1 y h_4 , que previamente fueron calculadas.

Modelo. Durante la condensación, el vapor sobrecalentado o húmedo en el estado 4 es enfriado y condensado a presión constante P_1 , rechazando el calor al medio de enfriamiento, ya sea agua o aire. El condensado abandona el condensador como líquido subenfriado en el estado 1 y entra a la bomba, completando el ciclo. El condensador es básicamente un intercambiador de calor grande de coraza y tubos que opera a vacío.

El calor que se debe rechazar del fluido de trabajo al medio de enfriamiento en el condensador está dado por la Ec. (2.34)

$$|q_C| = h_4 - h_1 \quad (2.34)$$

2.1.3. Propiedades termodinámicas del agua y vapor.

Para resolver las ecuaciones del modelo de cada componente, las subrutinas de módulo requieren datos de propiedades termodinámicas, por ejemplo, entalpía, entropía, volumen. Tales propiedades aparecen en términos de funciones implícitas f_1 a f_{14} , que se llaman ecuaciones constitutivas (representan las propiedades de los modelos). Las funciones dependen de los modelos termodinámicos utilizados para calcular las propiedades termodinámicas del agua y vapor. Los diversos subíndices de las f 's indican las diferentes dependencias funcionales. Al fin de obtener los datos de propiedades termodinámicas solicitados por el módulo, estas ecuaciones deben ser evaluadas o resueltas a priori.

Por ejemplo, para relacionar implícitamente la entalpía específica de la fase líquida subenfriada a la temperatura y presión en el estado 1, la relación genérica (2.2) se ha utilizado en el modelo de la bomba:

$$h_1 = f_1(T_1, P_1) \quad (2.2)$$

donde la ecuación constitutiva f_1 representa un modelo apropiado para calcular la propiedad h_1 dadas T_1 y P_1 . Así, la Ec. (2.1) establece una relación funcional entre tres variables.

De acuerdo a la simulación modular secuencial, las ecuaciones constitutivas forman un conjunto independiente de subrutinas de propiedades (modelos) que están disponibles para cualquier módulo cada vez que éste se simula. Por lo tanto, las propiedades termodinámicas son suministradas automáticamente a los módulos con cierto control del usuario sobre las opciones de las propiedades del modelo. Esta separación entre las subrutinas del componente (módulos) y las subrutinas de la propiedad reduce el tamaño del modelo del ciclo y permite una elección rápida del modelo adecuado para el cálculo de cada propiedad termodinámica.

En este trabajo, con el fin de predecir con precisión las propiedades termodinámicas del agua y vapor necesarias en los cálculos del ciclo, las ecuaciones constitutivas son determinadas usando un programa de cómputo en MATLAB™ desarrollado por Holmgren (2006). Este software se basa en la formulación 1997 de la Asociación Internacional de Propiedades del Agua

y Vapor (Wagner y col., 2000). Una definición completa de las ecuaciones de propiedades se da en el Apéndice A.

2.1.4. Análisis global del ciclo: eficiencia térmica neta y trabajo neto.

Los resultados de la simulación de cada uno de los componentes del ciclo Rankine simple se pueden integrar para determinar el funcionamiento del ciclo en su conjunto.

Desde el punto de vista de la primera ley, la medida de la efectividad del ciclo Rankine es la *eficiencia térmica neta* (η_{th}), que indica que tan eficientemente se está utilizando la energía en el sistema. La *eficiencia térmica neta* (Ec. 2.35) se define como la relación entre el trabajo neto del ciclo y el calor suministrado a partir de fuentes externas,

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_B} \times 100 \quad (2.35)$$

donde el trabajo neto está dado por la Ec. (2.36):

$$w_{net} = w_T - |w_P| \quad (2.36)$$

2.1.5. Grados de libertad en el ciclo.

De acuerdo al método de simulación modular, cada componente de la planta ha sido representado por un modelo matemático separado llamado módulo. El modelo del ciclo completo se puede obtener por la agregación de los modelos de los componentes de la planta. El modelo resultante consiste de 22 ecuaciones y contiene 28 variables que describen el ciclo Rankine simple. Por lo tanto, hay seis grados de libertad o variables independientes, que deben ser especificados para tener una solución de un sistema de 22 ecuaciones y 22 variables. Las variables independientes seleccionadas son, por lo general, la presión de condensación P_1 , la presión en la caldera P_2 , la temperatura del vapor sobrecalentado T_3 , el grado de subenfriamiento en el condensador ΔT_C , la eficiencia isentrópica de la bomba η_P y la eficiencia isentrópica de la turbina η_T . Especificando los valores de estas variables independientes, los módulos individuales se pueden simular secuencialmente en el orden arriba presentado: bomba-caldera-turbina-condensador. Es importante tener presente que estas mismas variables independientes producen también la siguiente secuencia acíclica de resolución de los distintos módulos: turbina-condensador-bomba-caldera. Basado en esta segunda secuencia de resolución, un programa MATLAB™ ha sido desarrollado para calcular la temperatura, la presión, la entropía y la entalpía

de cada corriente del ciclo, así como la carga térmica del condensador y la caldera, la eficiencia térmica y el trabajo neto del ciclo, tal que se minimice el inverso de la eficiencia térmica del ciclo n_{th} , la cual es la función objetivo para todos los casos de estudio que se presentan en el Capítulo IV.

2.1.6. Restricciones del ciclo.

Además de las ecuaciones del modelo del ciclo, las plantas de potencia de vapor tienen que cumplir varias restricciones derivadas de límites tecnológicos y termodinámicos, estándares industriales y así sucesivamente. Tales restricciones se deben satisfacer para producir soluciones factibles.

El límite inferior de la temperatura de condensación en un ciclo es establecido por la temperatura de salida del servicio de enfriamiento disponible, T_{C2} , y por la diferencia mínima de temperatura permitida entre las corrientes que intercambian calor en el condensador, ΔT_{min} :

$$T_4 \geq T_{C2} + \Delta T_{min} \quad (2.37)$$

Esta restricción supone que la corriente de salida de la turbina es una mezcla en equilibrio líquido-vapor. Esta hipótesis es factible debido a que las turbinas generalmente operan en la región de vapor húmedo.

Si el agua de enfriamiento se utiliza como medio de enfriamiento en el condensador, la presión factible más baja del ciclo es la presión de saturación del agua que corresponde a la temperatura de condensación (Ec. 2.38):

$$P_1 = f_{15}(T_4) \quad (2.38)$$

Por lo tanto, cuanto mas fría es el agua de enfriamiento, más baja son la temperatura y la presión mínima del ciclo. En general, la presión del condensador es usualmente 0.08-0.09 bar en condensadores enfriados con agua y 0.07-0.1 en condensadores enfriados con aire. En plantas de potencia avanzadas, la presión del condensador puede ser tan baja como 0.03 bar o incluso inferior, siempre que el agua de enfriamiento esté disponible a temperaturas por debajo de 20° C (Khartchenko, 1998).

Para plantas de potencia modernas subcríticas, el límite superior de la presión es establecido por la presión crítica del agua (Ec. 2.39):

$$P_2 < 22.06 \text{ MPa} \quad (2.39)$$

Esta presión es admisible para la construcción y operación de las plantas de potencia de vapor desde el punto de vista tecno-económico.

La temperatura más alta del vapor sobrecalentado está limitada por la temperatura máxima permitida por el material de construcción del equipo, por lo que está restringida por el desarrollo metalúrgico. En la actualidad, el límite superior de temperatura de vapor a la entrada de la turbina está dado por la Ec. (2.40), (Çengel y Boles, 1994):

$$T_3 \leq 620^{\circ} C \quad (2.40)$$

Puesto que las turbinas de vapor producen generalmente vapor húmedo, la fracción másica de vapor, o la calidad del vapor x , a la salida de la turbina es un parámetro importante debido a que la presencia de más de 10% de humedad en el vapor de escape provocaría grave erosión en los alabes de la turbina. Así, una práctica común es mantener por lo menos la calidad del 90% a la salida de la turbina (Moran y Shapiro, 1988), (Ec. 2.41):

$$x \geq 0.9 \quad (2.41)$$

2.2. Ciclo Rankine con recalentamiento.

La mayoría de las plantas de potencia modernas emplean variaciones del ciclo Rankine simple, con la finalidad de mejorar la eficiencia térmica. Una de estas variantes consiste en el recalentamiento del vapor, como se muestra en la Figura 2.4 para una planta de potencia con una etapa de recalentamiento.

Los ciclos con recalentamiento son más complejos; sin embargo, el aumento en la complejidad y costos puede ser justificado por el aumento de la eficiencia del ciclo debido al aumento en la temperatura media a la que se suministra el calor. Además de mejorar la eficiencia térmica del ciclo simple, el recalentamiento aumenta la calidad del vapor de salida de la turbina, como se muestra en la Figura 2.5. El mérito práctico de esta características es significativo, ya que reduce en gran parte el problema de la erosión de los alabes de la turbina al mantener la humedad del vapor de salida de la turbina en un intervalo seguro.

Las Figuras 2.4 y 2.5 muestran el diagrama de flujo y el correspondiente diagrama T - s de una planta de potencia de vapor con un solo recalentador.

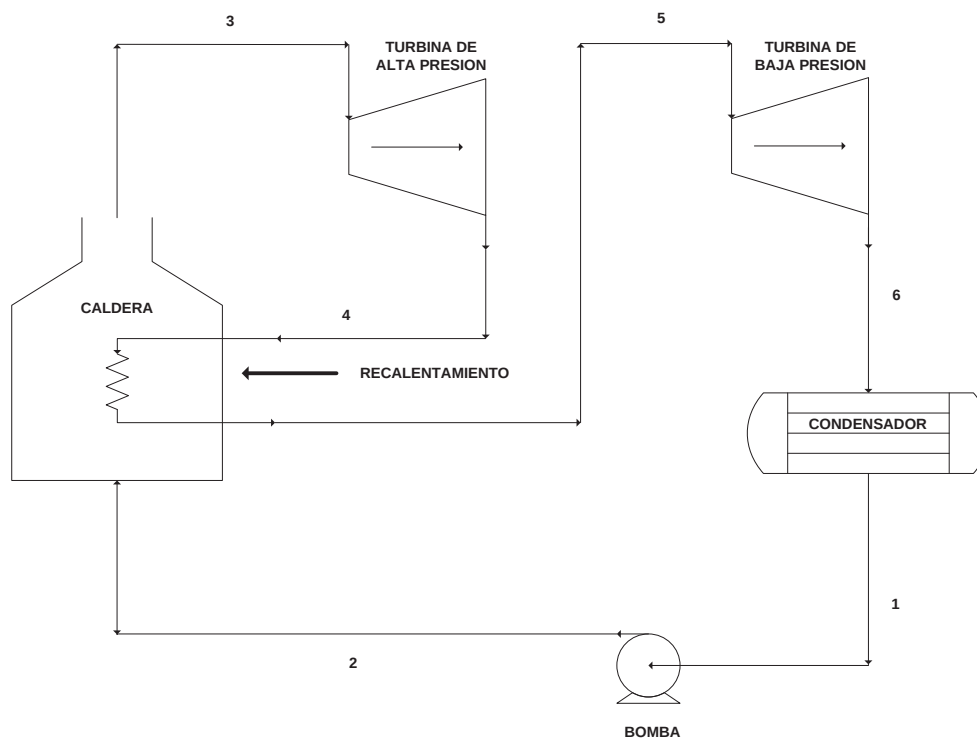


Fig. 2.4. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento.

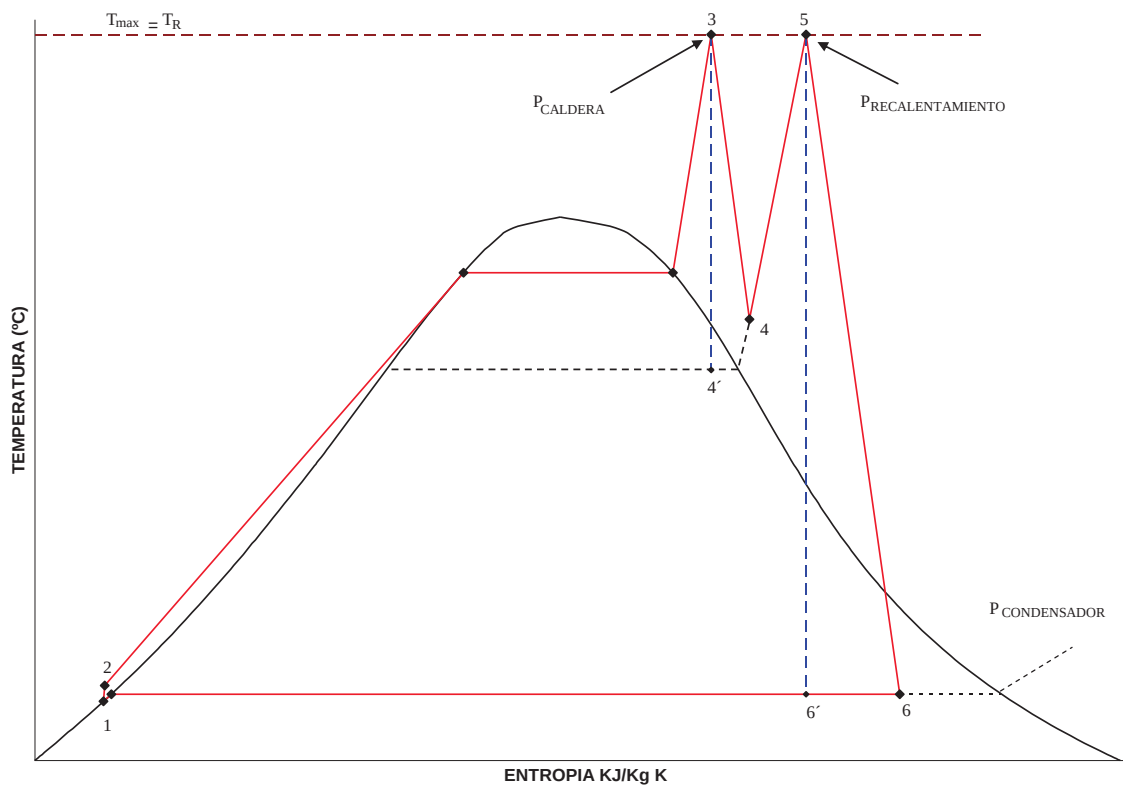


Fig. 2.5. Diagrama $T - s$ para el ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento.

Las ecuaciones que rigen este proceso se pueden colocar en el modelo del ciclo en una forma modular. Así, el recalentador se puede tratar como una caja negra, con sus propias entradas y salidas, que se pueden conectar con otros componentes para proporcionar un formato flexible para investigar diversas configuraciones del ciclo.

2.2.1 Recalentamiento (Proceso 4 a 5).

Especificaciones. Las entradas a este módulo incluyen la presión de recalentamiento P_4 , la entalpía h_4 y la temperatura de salida T_5 (que también se conoce como la temperatura de recalentamiento).

Modelo. En este ciclo, el vapor sobrecalentado en el estado 3 primero se expande desde la presión de la caldera P_3 hasta una presión intermedia P_4 en la turbina de alta presión; a continuación, es retornado a la caldera y es recalentado a presión constante para pasar del estado 4 al estado 5 (aproximadamente a la temperatura de entrada de la primera etapa de la turbina, $T_5 \approx T_3$). Finalmente, el vapor recalentado es expandido en una turbina de baja presión desde P_5 a la presión del condensador P_6 .

Si se supone que la caída de presión es despreciable en el recalentador, la presión en el estado 5 se estima por la relación (2.42):

$$P_5 = P_4 \quad (2.42)$$

De un balance de energía en la sección de recalentamiento de la caldera, el calor suministrado al recalentador se evalúa por la Ec. (2.43):

$$q_R = h_5 - h_4 \quad (2.43)$$

Donde la entalpía específica h_5 es expresada como una función genérica de la temperatura T_5 y la presión P_5 (Ec. 2.44):

$$h_5 = f_{16}(T_5, P_5) \quad (2.44)$$

Algoritmo. El modelo del recalentador tiene tres ecuaciones independientes y seis variables (P_4 , P_5 , T_5 , h_4 , h_5 y q_R). Una vez que se asignan valores numéricos a las variables independientes seleccionadas (P_4 , T_5 y h_4), las ecuaciones se pueden resolver una a una bajo el siguiente orden de solución: la Ec. (2.42) puede ser resuelta primero para la variable P_5 , lo que permite después la solución de la Ec. (2.44) para la variable h_5 , que a su vez permite la solución de la Ec. (2.43) para la variable q_R .

El mismo procedimiento puede ser empleado para calcular cualquier otro recalentador.

2.2.2. Eficiencia térmica del ciclo con recalentamiento.

De acuerdo con la Fig. 2.5, el recalentamiento permite la adición del calor en la caldera dos veces: de 2 a 3 y de 4 a 5. Por lo tanto, el calor total agregado a un ciclo con un sólo recalentador es dado por la Ec. (2.45)

$$q_B = \dot{m}(h_3 - h_2) + \dot{m}(h_5 - h_4) \quad (2.45)$$

Además, el trabajo total producido por este ciclo por unidad de masa del vapor que fluye a través de él es la suma algebraica del trabajo real de las dos etapas de la turbina (Ec. 2.46):

$$w_T = \dot{m}(h_3 - h_4) + \dot{m}(h_5 - h_6) \quad (2.46)$$

Una fracción de la energía de la turbina debe ser utilizada para el suministro de energía de la bomba, por lo que la salida neta del trabajo del ciclo es dada por la Ec. (2.36). Puesto que el trabajo real de la bomba se calcula de la Ec. (2.1), la Ec. (2.35) se puede escribir para la eficiencia térmica del ciclo con recalentamiento como (Ec. 2.47):

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4) + \dot{m}(h_5 - h_6) - \dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_3 - h_2) + \dot{m}(h_5 - h_4)} \times 100 \quad (2.47)$$

2.2.3. Optimización de la presión de recalentamiento.

El análisis de grados de libertad para el ciclo Rankine con recalentamiento es similar al del ciclo Rankine simple, excepto que ahora se requiere especificar la temperatura y la presión de recalentamiento, T_5 y P_4 , respectivamente. Una vez especificadas estas variables, el rendimiento del ciclo se puede determinar rápidamente.

Se sabe que el ciclo con recalentamiento funciona mejor si la temperatura de recalentamiento es igual o muy cercana a la temperatura del vapor sobrecalentado que entra a la turbina de alta presión. Por consiguiente, T_5 es fijada por la elección del valor de T_3 y es dada por la igualdad $T_5 = T_3$. Por otra parte, la presión de recalentamiento P_4 debe estar entre la presión de la caldera P_3 y la presión del condensador P_6 . Dependiendo del valor especificado para la presión de recalentamiento es posible determinar diversos funcionamientos globales del ciclo (eficiencia térmica y trabajo neto de salida). Por lo tanto, es claro que existe una presión de recalentamiento para la cual se obtiene la máxima eficiencia térmica o el máximo trabajo neto del ciclo, para

presiones constantes de la caldera y condensador. Este es un problema típico de optimización y no es fácil de resolver mediante algoritmos convencionales para los cálculos de plantas de potencia de vapor.

Lo mismo sucede con la presión de cada etapa de recalentamiento adicional. Por lo tanto, es posible formular un problema de optimización multivariable con el propósito de encontrar el número de etapas de recalentamiento y las presiones de las mismas que definan la topología y las condiciones de operación del ciclo con la máxima eficiencia térmica. De esta manera se logra optimizar tanto las presiones y las temperaturas de los equipos involucrados en dicho ciclo de vapor (condensador, caldera y turbina), así como las presiones de las etapas de recalentamiento correspondientes a la máxima eficiencia térmica de este tipo de ciclos.

2.3. Ciclo Rankine regenerativo.

El ciclo regenerativo es otra modificación del ciclo de Rankine simple, que da como resultado un considerable aumento en la eficiencia térmica de las centrales de vapor. Puesto que en el ciclo simple el agua entra en la caldera con una temperatura inferior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de la caldera, el agua debe ser primeramente precalentada hasta su punto de ebullición. Este suministro de calor sensible a menor temperatura que durante el cambio de fase constituye la mayor irreversibilidad en el ciclo simple, debido al gran gradiente de temperatura existente entre los gases de combustión y el agua líquida en la caldera. Además, la entrada de calor sensible a baja temperatura reduce la temperatura media de absorción de calor del ciclo y, por consiguiente, la eficiencia térmica del ciclo simple. Por lo tanto, si la temperatura media de absorción de calor del ciclo se pudiera elevar, la eficiencia del ciclo se acercaría más a la del ciclo de Carnot.

Un método práctico para la reducción de la irreversibilidad en la caldera de un ciclo simple es el uso del calentamiento regenerativo del agua de alimentación o simplemente regeneración, que en esencia consiste en derivar vapor de la turbina para precalentar el agua de alimentación a la caldera. Como se muestra en las Figuras 2.6, 2.9 y 2.11, el precalentamiento del agua condensada, en su camino a la caldera, se hace con vapor procedente de varias extracciones de vapor en diferentes puntos de la turbina que se llevan a otros tantos intercambiadores de calor, llamados calentadores, por los que pasa el agua de alimentación. Cada extracción se condensa y enfría en su respectivo calentador y, con el calor así desprendido, se realiza el precalentamiento

deseado del agua de alimentación. De esta manera se reduce la cantidad de calor absorbida por el ciclo a bajas temperaturas, con lo que se incrementa la temperatura media a la cual se adiciona calor al ciclo y, por ende, su eficiencia térmica.

Comúnmente se usan tres tipos de calentadores del agua de alimentación: (a) Tipo abierto (o contacto directo), (b) tipo cerrado con flujo hacia atrás y (c) tipo cerrado con drenes con bombeo hacia adelante. El análisis de un ciclo regenerativo con varios calentadores es algo complejo, por lo que en las siguientes secciones de este capítulo se presentarán detalladamente los modelos matemáticos de plantas de potencia en las que se hacen solamente dos extracciones de vapor parcialmente expandido que se alimentan a sendos calentadores.

2.3.1. Ciclo regenerativo con calentadores abiertos.

Para formular el modelo matemático de un ciclo regenerativo con calentadores abiertos se consideran nuevamente la Figura 2.6, en la que se muestra el diagrama de flujo de un ciclo regenerativo con dos calentadores abiertos, y la Figura 2.7 que muestra el diagrama T - s que corresponde a este ciclo. En este ciclo regenerativo, 1 kg/s de vapor sobrecalentado entra en la primera etapa de la turbina en el estado 1 y se expansiona adiabáticamente hasta el estado 2, donde la fracción másica m_1 del vapor es extraída y llevada hasta el calentador I del agua de alimentación que opera a la presión de la extracción, P_2 . La fracción restante $1 - m_1$ del vapor se expansiona de nuevo en la segunda etapa de la turbina hasta el estado 3, donde se extrae una nueva fracción másica m_2 del vapor que se envía al calentador II que opera a la presión de la segunda extracción, P_3 . La fracción $1 - m_1 - m_2$ sigue el resto del camino, es decir, se expande en la etapa de baja presión de la turbina hasta la presión del condensador, estado 4. Esta porción del vapor es condensada hasta líquido subenfriado a la presión del condensador, estado 5. El agua condensada, que es también llamada agua de alimentación, es luego bombeada hasta la presión P_3 del calentador II, donde se introduce en el estado 6. Como se observa en la Figura 2.6, en este calentador se mezcla a presión constante P_3 el agua de alimentación $(1 - m_1 - m_2)$ con la segunda extracción de vapor de la turbina (m_2). El diagrama T - s de la Figura 2.7 muestra que el vapor entra al calentador II a una mayor temperatura (T_3) que el agua de alimentación (T_6). Cuando se mezclan estas dos corrientes, el calor de vaporización (y, a veces, el calor sensible del sobrecalentamiento) del vapor extraído de la turbina (m_2) es transferido al agua de alimentación $(1 - m_1 - m_2)$, que sale del calentador II junto con el condensado del vapor extraído a una mayor

temperatura, T_7 . Luego, una bomba eleva la presión del agua de alimentación en el estado 7 ($1 - m_1$) hasta la presión del calentador I, estado 8, donde se mezcla a presión constante P_2 con la primera extracción de vapor de la turbina (m_1). De igual manera, la mezcla a la salida del calentador I en el estado 9 (1 kg/s) es comprimida hasta la presión de la caldera, estado 10. Finalmente, el ciclo es completado al calentar en la caldera todo el fluido desde el estado 10 hasta el estado 1, que es la entrada de la turbina, en vez de desde el estado 5 hasta el estado 1, como ocurriría en el ciclo sin regeneración. Por lo tanto, será menor la energía térmica que debe suministrarse externamente a partir de la combustión de un combustible fósil u otra fuente para obtener el vapor sobrecalentado en el estado 1. Este es el resultado deseado por el calentamiento regenerativo del agua de alimentación a la caldera.

Como se observa en la Figura 2.6, un calentador abierto es un tanque donde el vapor extraído de la turbina y el agua de alimentación, a diferentes temperaturas, se mezclan directamente para dar una corriente a temperatura intermedia. En cada calentador, el vapor procedente de la extracción de la turbina se condensa y calienta al agua de alimentación para producir, idealmente, una mezcla saturada a la presión del vapor extraído, que es bombeada en seguida al siguiente calentador o a la caldera. Sin embargo, para prevenir la cavitación en la bomba, el flujo de vapor extraído es elegido de tal manera que la corriente de salida del calentador sea líquido subenfriado a la presión de extracción, dando así lugar a los estados 7 y 9. Se considera a continuación el modelado matemático de los calentadores abiertos del ciclo regenerativo bajo análisis, tomando como base un flujo másico unitario del vapor que entra en la etapa de alta presión de la turbina en el estado 1. Como se indicó anteriormente, las fracciones másicas del vapor extraídas de la turbina en los estados 2 y 3 son denotadas por m_1 y m_2 , respectivamente. El principio de conservación de materia es utilizado para relacionar estas ramificaciones de los flujos de vapor al flujo del condensador y al flujo total que entra a la caldera, dando lugar a las fracciones másica de todas las demás corrientes del ciclo que también se presentan en la Figura 2.6.

Especificaciones. Las entradas requeridas por el modelo de calentadores abiertos son: el grado de subenfriamiento en los calentadores del agua de alimentación, ΔT_F , y la presión de cada extracción de vapor (en este caso, P_2 y P_3). Como se observa en la Figura 2.6, antes de cada calentador abierto existe una bomba de circulación para elevar la presión del agua de alimentación, por lo que se debe especificar la eficiencia isentrópica de las bombas, η_p .

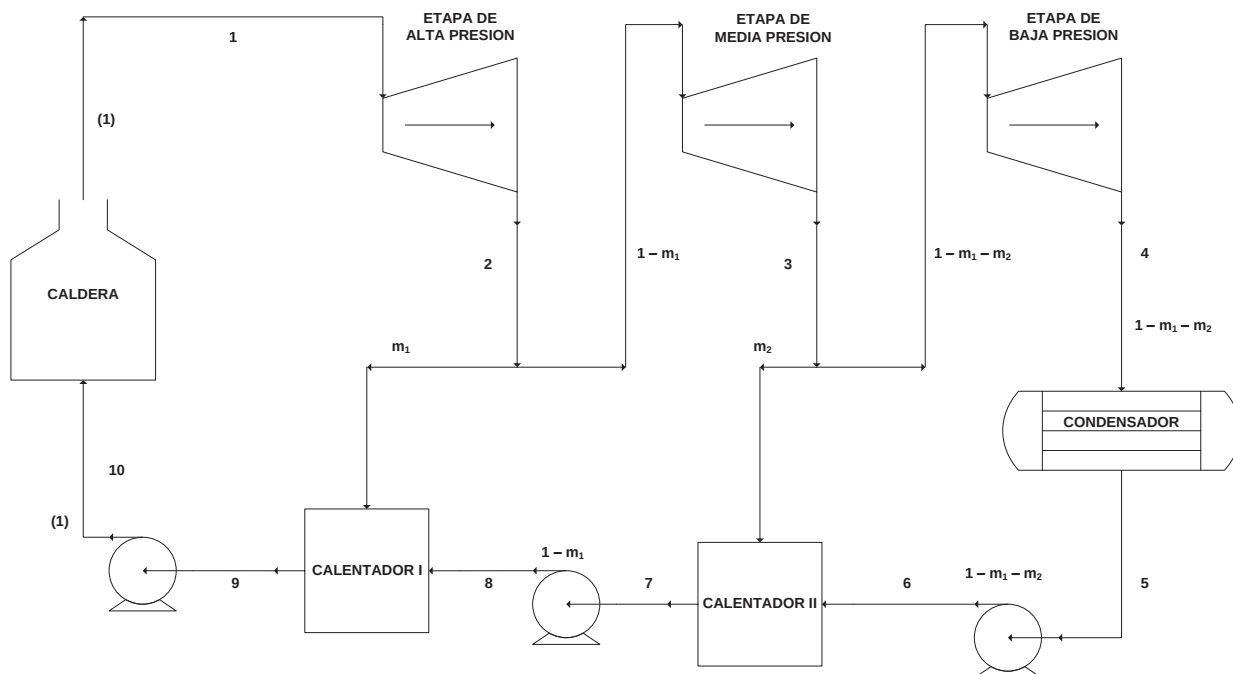


Fig. 2.6. Ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores abiertos.

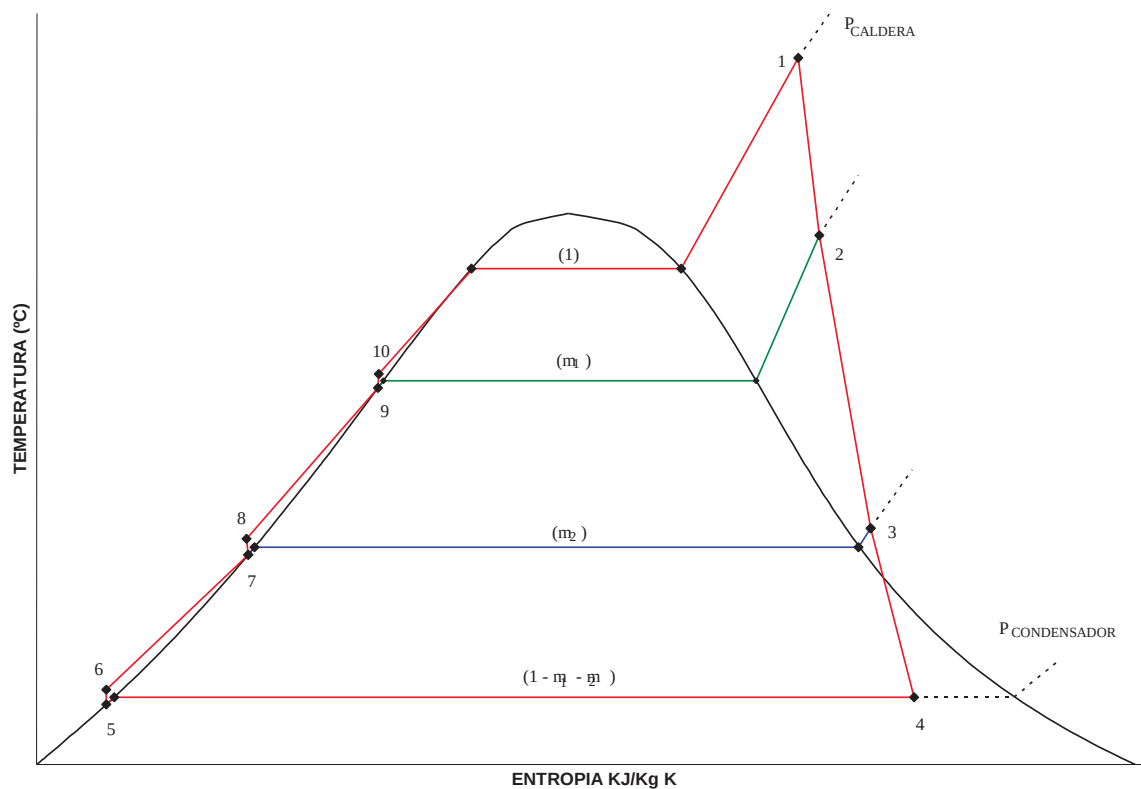


Fig. 2.7. Diagrama $T - s$ para el ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores abiertos.

Para determinar el estado termodinámico de la corriente que entra a la bomba del segundo calentador también es necesario especificar la presión y el grado de subenfriamiento del condensador, P_5 y ΔT_F , respectivamente. Además, se considera que previamente se ha calculado completamente el estado termodinámico de cada extracción de vapor usando el algoritmo de la turbina, por lo que en este caso también se conocen las entalpías h_2 y h_3 .

Modelo. Como se observa en la Figura 2.7, los procesos 8-9 y 6-7 representan el precalentamiento del agua de alimentación en el calentador I y II, respectivamente. Las fracciones m_1 y m_2 del vapor procedente de las extracciones de la turbina, que son requeridas para llevar a cabo dichos calentamientos regenerativos, se pueden determinar aplicando los principios de conservación de masa y energía a cada calentador del agua de alimentación. Suponiendo un mezclado adiabático e ignorando los cambios de energía cinética y potencial en los calentadores, los balances de masa y energía en estado estacionario conducen a las Ecuaciones (2.48) y (2.49):

$$\text{Calentador I:} \quad m_1 h_2 + (1 - m_1) h_8 = h_9 \quad (2.48)$$

$$\text{Calentador II:} \quad m_2 h_3 + (1 - m_1 - m_2) h_6 = (1 - m_1) h_7 \quad (2.49)$$

La función de los calentadores es usar la energía del vapor extraído de la turbina para reducir los requerimientos externos de calor a baja temperatura al elevar la temperatura del agua de alimentación antes de que entre a la caldera. Por lo tanto, los calentadores del agua de alimentación están aislados para minimizar las pérdidas de calor al medio ambiente. Es por ello que es muy aceptable suponer que los calentadores son dispositivos adiabáticos.

Con el fin de evitar la irreversibilidad asociada con la expansión no restringida, es necesario el mezclado a presión constante de las corrientes que entran a un calentador abierto de agua de alimentación. Esto implica, por ejemplo, para el calentador I de la Figura 2.6, que las presiones del agua de alimentación en el estado 8 y en la salida del calentador en el estado 9 son iguales a las del vapor extraído de la turbina en el estado 2. El mismo análisis se aplica para el segundo calentador abierto. El proceso de mezclado de corrientes a presión constante en los calentadores abiertos es representado por las siguientes ecuaciones para el ciclo bajo estudio:

$$P_6 = P_3 \quad (2.50)$$

$$P_7 = P_3 \quad (2.51)$$

$$P_8 = P_2 \quad (2.52)$$

$$P_9 = P_2 \quad (2.53)$$

La mezcla que sale de un calentador abierto lo hace como un líquido subenfriado a la presión del calentador. Por lo tanto, las temperaturas y entalpías de las corrientes de salida de los calentadores se calculan usando las siguientes ecuaciones constitutivas

$$T_7 = T_7^{sat} - \Delta T_F = f_{17}(\mathbf{P}_3, \Delta T_F) \quad (2.54)$$

$$T_9 = T_9^{sat} - \Delta T_F = f_{18}(\mathbf{P}_2, \Delta T_F) \quad (2.55)$$

$$h_7 = f_{19}(\mathbf{P}_3, \Delta T_F) \quad (2.56)$$

$$h_9 = f_{20}(\mathbf{P}_2, \Delta T_F) \quad (2.57)$$

Finalmente, la entalpía del agua de alimentación que entra a cada calentador abierto se obtiene de la simulación de las correspondientes bombas de circulación. Por lo tanto, la dependencia funcional de las entalpías de las corrientes 6 y 8 se puede expresar como:

$$h_6 = f_{21}(\mathbf{P}_5, \Delta T_C, P_6, \eta_P) \quad (2.58)$$

$$h_8 = f_{22}(\mathbf{P}_7, \Delta T_F, P_8, \eta_P) \quad (2.59)$$

Algoritmo. Las ecuaciones (2.50) a (2.57) se pueden resolver secuencialmente, una a la vez en el orden en que se han escrito, para determinar los valores de las presiones P_6 , P_7 , P_8 y P_9 y las entalpías h_7 , h_9 , h_6 y h_8 . Cuando estas entalpías son conocidas, las fracciones másicas m_1 y m_2 del vapor extraído pueden ser evaluadas resolviendo simultáneamente las Ecuaciones algebraicas lineales (2.48) y (2.49).

Como se observa en el diagrama T - s de la Figura 2.7, cada calentador introduce un nivel de presión adicional en el ciclo Rankine al igual que cada etapa de recalentamiento. Por lo tanto, las presiones de extracción P_2 y P_3 son grados de libertad del modelo del ciclo, por lo que sus valores se pueden optimizar tomando como función objetivo, por ejemplo, la maximización de la eficiencia térmica del ciclo.

En plantas de potencia con más de dos calentadores abiertos se define una fracción másica $m_1, m_2, m_3 \dots m_n$ para cada uno de los n calentadores abiertos del agua de alimentación, tomando como referencia un flujo másico del vapor de 1 kg/s en la entrada de la caldera. Como se señaló anteriormente, a cada calentador está asociada una presión de extracción que se puede especificar como dato de entrada u optimizar. Es claro, por lo tanto, que para cualquier número de calentadores abiertos habrá tantas ecuaciones de balances de energía como fracciones másicas

desconocidas, por lo que el sistema de ecuaciones algebraicas lineales simultáneas resultante siempre tendrá una solución matemática. Después de calcular las fracciones másicas de cada uno de los calentadores, para estados termodinámicos del ciclo completamente definidos, los flujos verdaderos del vapor extraído se obtienen al multiplicar el valor conocido del flujo de vapor que entra a la caldera por las fracciones másicas de los calentadores.

2.3.2. Eficiencia térmica del ciclo regenerativo con calentadores abiertos.

Para determinar la eficiencia térmica de este ciclo, es necesario calcular el trabajo neto desarrollado y el calor adicionado por unidad de masa de vapor. El trabajo neto desarrollado por unidad de masa de vapor es dado por la Ec. (4.36), por lo que para conocerlo se requiere calcular primero el trabajo producido por la turbina y el trabajo suministrado a las bombas.

Solamente partes del flujo total de vapor se expanden a través de la segunda (proceso 2-3) y tercera (proceso 3-4) etapas de la turbina del ciclo regenerativo de las Figuras 2.6 y 2.7, por lo que el trabajo será menor que en el ciclo sin regeneración operando a las mismas condiciones de presión y temperatura en la caldera y el condensador. Por lo tanto, despreciando los términos de energía cinética y potencial y suponiendo una expansión adiabática, el trabajo total de la turbina por unidad de masa que pasa por la primera etapa de la turbina se expresa como:

$$w_T = (h_1 - h_2) + (1 - m_1)(h_2 - h_3) + (1 - m_1 - m_2)(h_3 - h_4) \quad (2.60)$$

En la práctica se eligen las condiciones de operación del ciclo de modo tal que la reducción en el calor absorbido compense el descenso en el trabajo neto producido, resultando así un aumento de la eficiencia térmica en las plantas de potencia regenerativas.

El trabajo total de bombeo es la suma del trabajo necesario para operar cada bomba de manera individual. Por lo tanto, para una unidad de masa de vapor a través de la primera etapa de la turbina, el trabajo total de bombeo es representado en la Ec. (2.61):

$$|w_P| = (1 - m_1 - m_2)(h_6 - h_5) + (1 - m_1)(h_8 - h_7) + (h_{10} - h_9) \quad (2.61)$$

El calor suministrado a la caldera del ciclo regenerativo es dado por:

$$q_B = h_1 - h_{10} \quad (2.62)$$

El calor removido en el condensador del ciclo regenerativo es:

$$q_C = (1 - m_1 - m_2)(h_4 - h_5) \quad (2.63)$$

Por lo tanto, de acuerdo a las Ecuaciones (2.35) y (2.36), la eficiencia térmica de este ciclo regenerativo es dada por

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_1 - h_2 + (-m_1) \dot{Q}_2 - h_3 + (-m_1 - m_2) \dot{Q}_3 - h_4}{h_1 - h_{10}} + \frac{(-m_1 - m_2) \dot{Q}_6 - h_5 + (-m_1) \dot{Q}_8 - h_7 + \dot{Q}_{10} - h_9}{h_1 - h_{10}} \quad (2.64)$$

Es de hacer notar que el trabajo neto también puede calcularse como la diferencia entre el calor adicionado al ciclo y el calor removido del ciclo por unidad de masa.

2.3.3. Calentadores cerrados.

Como ya se ha dicho, el calentamiento regenerativo del agua de alimentación también se puede realizar en calentadores cerrados o de superficie. Los calentadores cerrados del agua de alimentación son los más usados en las plantas de potencia. Comúnmente son intercambiadores de calor del tipo coraza y tubos, en los que el agua de alimentación que viene del condensador fluye por el interior de los tubos y el vapor extraído de la turbina circula por la coraza. Como el vapor extraído no se mezcla con el agua de alimentación que viene del condensador, las presiones de estas corrientes pueden ser distintas. De hecho, en la práctica el agua de alimentación es presurizada una sola vez por la bomba del condensador cuando no se utiliza un calentador abierto como desaireador en las plantas de potencia.

El vapor extraído de la turbina se condensa en las paredes externas de los tubos del calentador para transferir calor al agua de alimentación y, por consiguiente, aumentar la temperatura de ésta última. Por lo tanto, los calentadores cerrados son, en esencia, pequeños condensadores que operan a presiones más elevadas que la del condensador principal de las plantas de potencia. En la Figura 2.8 se muestran los diagramas de dos formas alternativas de conexión para remover el condensado de un calentador cerrado y regresarlo al ciclo. En la conexión con drenes con bombeo hacia adelante, que se ilustra en la Figura 2.8a, la recuperación del condensado producido se realiza con una bomba para enviarlo hasta un punto, a mayor presión, de la línea del agua de alimentación. En la conexión con flujo hacia atrás, que se ilustra en la Figura 2.8b, el condensado que sale del calentador se envía hacia el calentador situado aguas arriba, que opera a menor presión, o si es el último se lleva directamente al condensador. Puesto que, en este caso, el condensado sale del calentador con una presión mayor que la de su

destino, es necesario reducir la presión del condensado mediante una válvula de estrangulamiento que sólo permite el paso de líquido hacia un dispositivo de presión más baja.

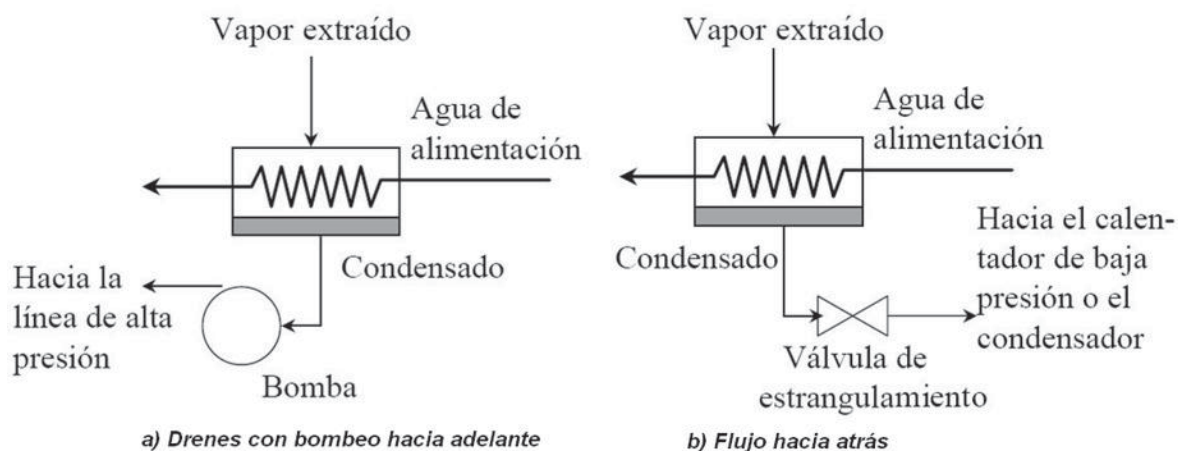


Fig. 2.8. Configuraciones de los calentadores cerrados del agua de alimentación.

En un calentador cerrado ideal, el agua de alimentación teóricamente sería calentada hasta la temperatura de salida del condensado del vapor extraído, el cual dejaría el calentador como un líquido saturado a la presión de extracción. Sin embargo, los calentadores cerrados reales son de tamaño finito, debido a que la temperatura de salida del agua de alimentación debe ser menor que la temperatura de saturación del vapor extraído para que ocurra la transferencia de calor. Para considerar esta restricción se usa un gradiente positivo de temperaturas o diferencia terminal de temperaturas en el extremo caliente de este tipo de calentadores, *TTD*, que es definida como

$$TTD = \text{Temperatura de saturación del vapor extraído} - \text{Temperatura de salida del agua} \quad (2.65)$$

Los condensados formados en calentadores arreglados con flujo hacia atrás pueden estar saturados o ligeramente subenfriados, pero en la configuración con drenes con bombeo hacia adelante, los condensados necesariamente deben tener cierto grado de subenfriamiento para evitar la cavitación de las bombas. Por ello es común especificar, como un dato de entrada, el grado de subenfriamiento para los condensados de los calentadores cerrados en cascada hacia adelante.

2.3.4. Ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados con flujo hacia atrás.

La Figura 2.9 muestra el diagrama esquemático de una planta de potencia de vapor que tiene, por simplicidad de la ilustración, dos calentadores cerrados con flujo hacia atrás. El correspondiente diagrama T - s del ciclo es mostrado en la Figura 2.10.

Especificaciones. Las entradas requeridas por el modelo de calentadores cerrados con flujo hacia atrás son la diferencia terminal de temperaturas, TTD , y las presiones de cada extracción de vapor, P_2 y P_3 , del condensador, P_4 , y de la caldera, P_8 . Además, se considera que previamente se ha calculado completamente el estado termodinámico de cada extracción de vapor, usando el algoritmo de la turbina, y el estado termodinámico de la corriente que sale de la bomba del condensador, por lo que en este caso también se conocen las entalpías h_2 , h_3 y h_6 .

Modelo. Todo el flujo de vapor (1 kg/s) se expande en la primera etapa de la turbina desde el estado 1 hasta el estado 2. En este estado, una fracción m_1 del flujo total de vapor es extraída de la turbina y enviada al calentador I, donde se condensa para calentar al agua de alimentación que viene del calentador II. Suponiendo una operación adiabática y despreciando los términos de energía cinética y potencial, el principio de conservación de energía para el calentador I establece que el calor cedido por la fracción másica m_1 de vapor extraída de la turbina es igual al calor absorbido por el agua de alimentación, lo que se expresa como:

$$m_1(h_2 - h_{g'}) = h_8 - h_7 \quad (2.66)$$

Despreciando la caída de presión en la coraza del calentador I, la fracción de vapor extraído m_1 sale de este equipo, una vez condensado, a la presión de la primera extracción de vapor.

$$P_{g'} = P_2 \quad (2.67)$$

El condensado del calentador I sale de este equipo como líquido saturado en el estado $9'$, por lo que su entalpía es dada por:

$$h_{9'} = f_{23} \phi_{9'} \quad (2.68)$$

El condensado del calentador I se envía al calentador II, que opera a una presión más baja, donde entra en el estado 9 y se une con la fracción de masa m_2 tomada del vapor que sale de la segunda etapa de la turbina a la presión P_3 . La expansión desde el estado $9'$ al 9 ocurre en una válvula de estrangulamiento en forma irreversible, por lo que este proceso se muestra como una línea discontinua con pendiente negativa en la Figura 2.10.

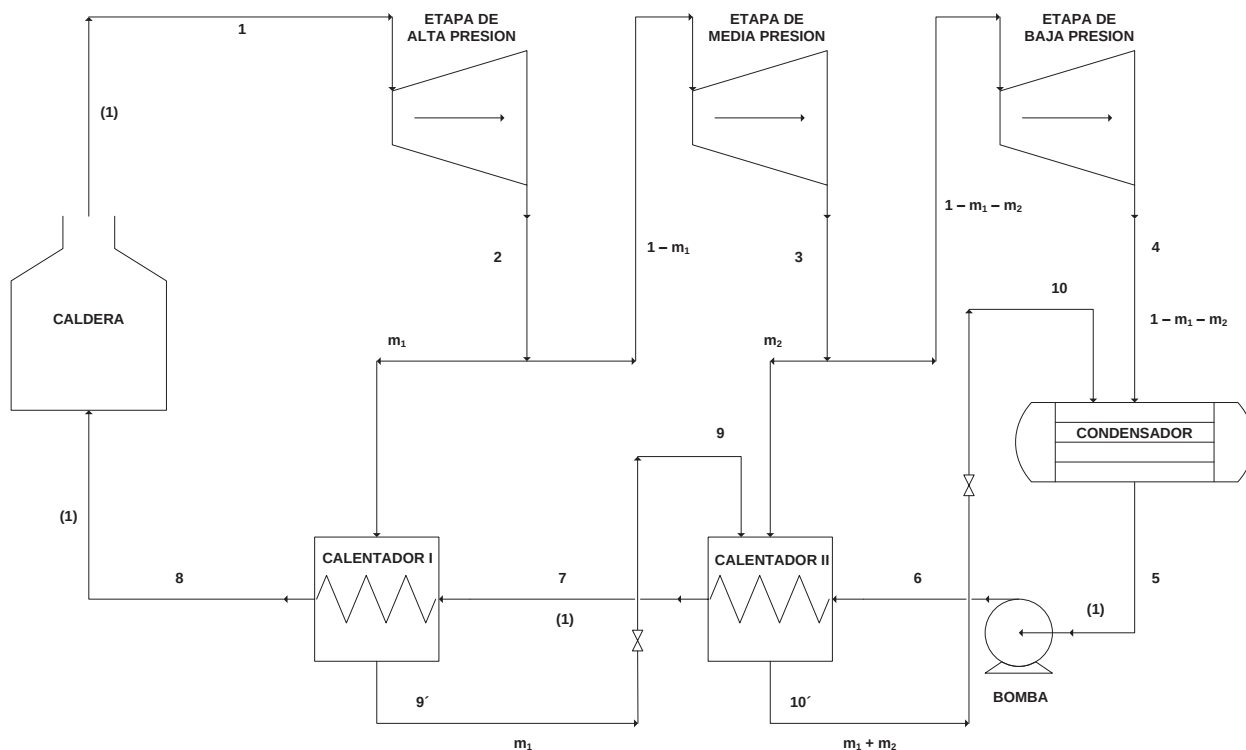


Fig. 2.9. Ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores cerrados con flujo hacia atrás.

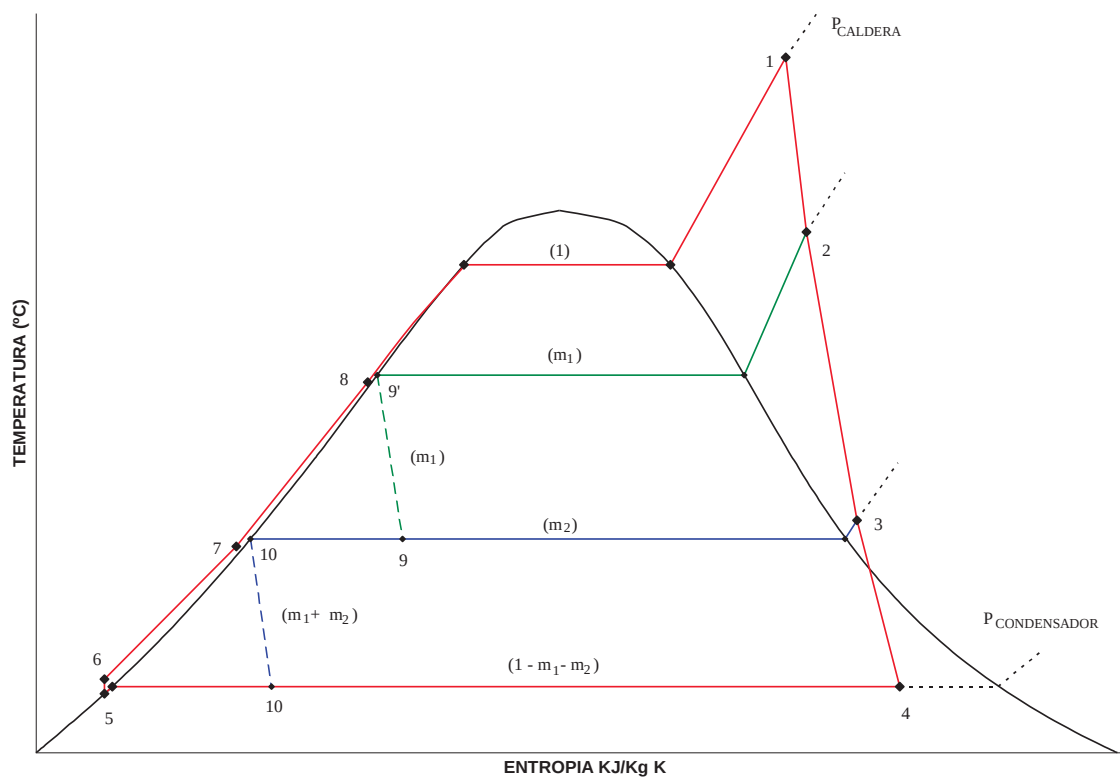


Fig. 2.10. Diagrama $T-s$ para el ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores cerrados con flujo hacia atrás.

Suponiendo que no hay transferencia de calor entre la válvula y su entorno, el balance de energía conduce a:

$$h_9 = h_{9'} \quad (2.69)$$

Como se observa en la Figura 2.10, en este proceso de expansión isoentálpica el condensado del calentador I pasa de líquido saturado en el estado 9' a una mezcla líquido-vapor en el estado 9.

El calentador II opera a la presión de la segunda extracción de vapor y, por consiguiente, las presiones de los estados 9 y 10' son dadas por:

$$P_9 = P_3 \quad (2.70)$$

$$P_{10'} = P_3 \quad (2.71)$$

Aplicando el principio de conservación de energía al calentador II se llega a:

$$m_2 h_3 + m_1 h_9 - (m_1 + m_2) \bar{h}_{10} = h_7 - h_6 \quad (2.72)$$

Del calentador II sale una cantidad de condensado como líquido saturado en el estado 10' igual a la suma de las fracciones $(m_1 + m_2)$, cuya entalpía se calcula de la Ec. (2.73):

$$h_{10'} = f_{24} \bar{h}_{10'} \quad (2.73)$$

La presión del condensado en el estado 10' se reduce e iguala a la del condensador, donde entra en el estado 10. La expansión de este condensado desde el estado 10' al 10 es adiabática e irreversible, dando lugar a un proceso isoentálpico que es representado por:

$$h_{10} = h_{10'} \quad (2.74)$$

Las fracciones $(m_1 + m_2)$ en el estado 10 se juntan en el condensador con la fracción del flujo total que sale de la tercera etapa de la turbina a la presión P_4 , en cantidad $(1 - m_1 - m_2)$. Por consiguiente, del condensador sale un flujo másico del agua de alimentación de 1 kg/s a la presión P_5 . Despreciando las caídas de presión en la coraza del condensador, se llega a las siguientes igualdades de presiones:

$$P_5 = P_4 \quad (2.75)$$

$$P_{10} = P_4 \quad (2.76)$$

El flujo total del agua de alimentación sale del condensador como líquido subenfriado en el estado 5. De tal modo que la bomba del condensador, representada por el proceso 5-6, toma 1 kg/s de agua de alimentación a la presión P_5 y lo comprime hasta una presión suficiente para que

pueda pasar a través de los calentadores y entrar a la caldera en el estado 8. La temperatura del agua de alimentación aumenta a su paso por los calentadores. Despreciando la caída de presión que existe en los dos calentadores y en la tubería del agua de alimentación, el proceso de bombeo 5-6 da lugar a la línea a presión constante 6-8 de la Figura 2.10, que es la isobara correspondiente a la presión de operación de la caldera. Este comportamiento se expresa matemáticamente como:

$$P_6 = P_8 \quad (2.77)$$

$$P_7 = P_8 \quad (2.78)$$

De acuerdo a la Ec. (2.65), las temperaturas del agua de alimentación que sale de los calentadores cerrados son dadas por:

$$T_7 = T_3^{sat} - TTD = f_{25}(P_3, TTD) \quad (2.79)$$

$$T_8 = T_2^{sat} - TTD = f_{26}(P_2, TTD) \quad (2.80)$$

El agua de alimentación sale de cada uno de los calentadores cerrados como líquido subenfriado a la presión de la caldera. Las entalpías del agua de alimentación a la salida de los calentadores se expresan como:

$$h_7 = f_{27}(P_7, T_7) \quad (2.81)$$

$$h_8 = f_{28}(P_8, T_8) \quad (2.82)$$

Algoritmo. Las ecuaciones (2.67) a (2.71) y (2.73) a (2.82) se resuelven secuencialmente, en ese orden, para determinar los valores de las cantidades P_9 , h_9 , P_9 , P_{10} , h_{10} , P_5 , P_{10} , P_6 , P_7 , T_7 , T_8 , h_7 y h_8 , respectivamente. Una vez conocidas las entalpías de todas las corrientes que entran a o salen de los calentadores cerrados, las Ecuaciones lineales (2.66) y (2.72) se resuelven simultáneamente para determinar las fracciones m_1 y m_2 de las extracciones de vapor.

2.3.5. Ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante.

El diagrama esquemático de una planta de potencia con dos calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante y su correspondiente diagrama T -s son mostrados en las Figuras 2.11 y 2.12, respectivamente.

Especificaciones. Las entradas requeridas por el modelo de calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante son el grado de subenfriamiento, ΔT_F , la diferencia terminal de

temperaturas, TTD , la presión de cada extracción de vapor, P_2 y P_3 , y la presión de la caldera, P_{14} . Además, se considera que previamente se ha calculado completamente el estado termodinámico de cada extracción de vapor, usando el algoritmo de la turbina, y el estado termodinámico de la corriente que sale de la bomba del condensador, por lo que también se conocen las entalpías h_2 , h_3 y h_6 .

Modelo. En esta configuración, el agua de alimentación es bombeada desde el condensador hasta la caldera siguiendo la ruta 5-6-7-13-8-14. Despreciando las caídas de presión en los calentadores y en los puntos de mezclado de la línea del agua de alimentación se llega a:

$$P_6 = P_{14} \quad (2.83)$$

$$P_7 = P_{14} \quad (2.84)$$

$$P_8 = P_{14} \quad (2.85)$$

$$P_{13} = P_{14} \quad (2.86)$$

Despreciando las pérdidas de presión en las corazas de los calentadores, el condensado del vapor extraído en cada calentador es bombeado desde la presión de extracción:

$$P_9 = P_2 \quad (2.87)$$

$$P_{10} = P_3 \quad (2.88)$$

Hasta la presión de la línea del agua de alimentación. Suponiendo que la presión de la línea del agua de alimentación es igual a la presión de operación de la caldera, se obtiene:

$$P_{11} = P_{14} \quad (2.89)$$

$$P_{12} = P_{14} \quad (2.90)$$

De esta manera se mezclan, a presión constante, los condensados bombeados (estados 11 y 12) con el agua que viene del condensador (estados 8 y 7) para que formen parte del flujo total del agua de alimentación (estados 14 y 13).

Los balances de energía en los calentadores I y II son dados, respectivamente, por las Ecuaciones (2.91) y (2.92):

$$\dot{Q} - m_1 \bar{h}_{13} + m_1 h_2 = \dot{Q} - m_1 \bar{h}_8 + m_1 h_9 \quad (2.91)$$

$$\dot{Q} - m_1 - m_2 \bar{h}_6 + m_2 h_3 = \dot{Q} - m_1 - m_2 \bar{h}_7 + m_2 h_{10} \quad (2.92)$$

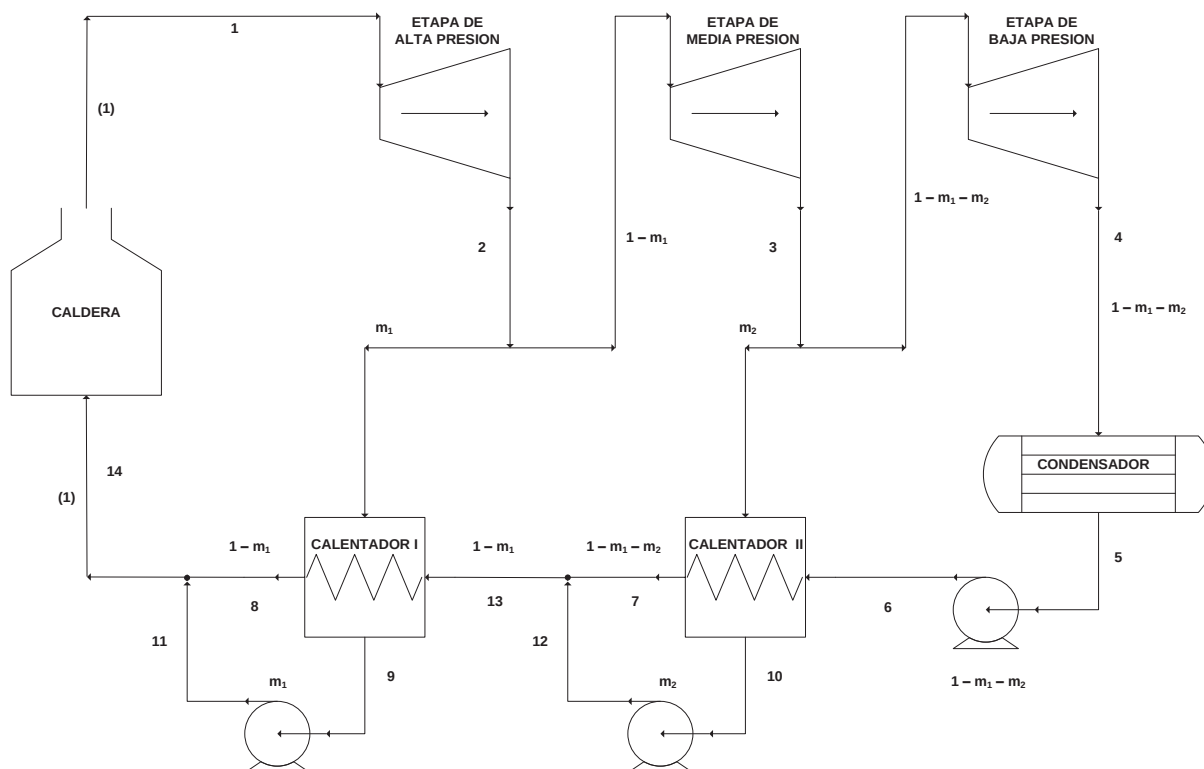


Fig. 2.11. Ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante.

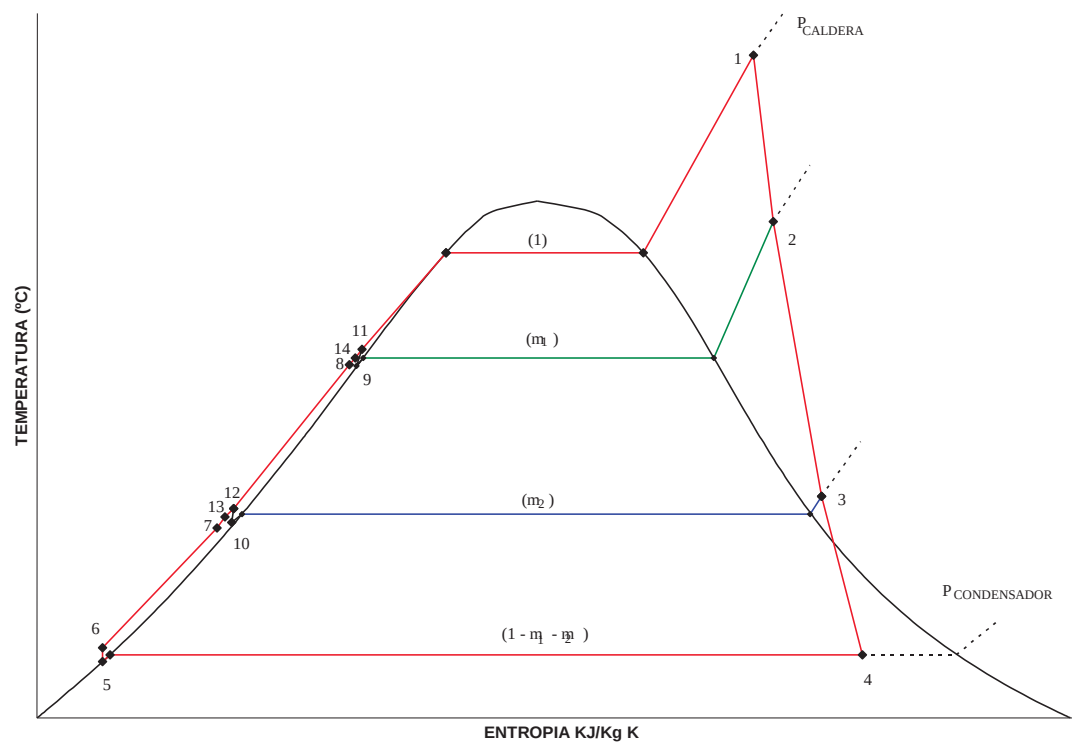


Fig. 2.12. Diagrama $T - s$ para el ciclo Rankine regenerativo con dos calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante.

Los valores de h_7 y h_8 se calculan después de conocer las temperaturas T_7 y T_8 , que son iguales a la temperatura de saturación del vapor en cada calentador menos la diferencia terminal de temperaturas. Por lo tanto, si la TTD y las presiones de extracción son conocidas, las temperaturas del agua de alimentación a la salida de los calentadores se obtienen de las Ecuaciones (2.93) y (2.94):

$$T_7 = T_3^{sat} - TTD = f_{29}(\mathbf{P}_3, TTD) \quad (2.93)$$

$$T_8 = T_2^{sat} - TTD = f_{30}(\mathbf{P}_2, TTD) \quad (2.94)$$

Las entalpías h_7 y h_8 son dadas por las Ecuaciones (2.95) y (2.96):

$$h_7 = f_{31}(\mathbf{P}_7, T_7) \quad (2.95)$$

$$h_8 = f_{32}(\mathbf{P}_8, T_8) \quad (2.96)$$

Para determinar las entalpías h_9 y h_{10} se considera que el condensado sale de cada calentador como líquido subenfriado, dando lugar a las Ecuaciones (2.97) y (2.98):

$$h_9 = f_{33}(\mathbf{P}_9, \Delta T_F) \quad (2.97)$$

$$h_{10} = f_{34}(\mathbf{P}_{10}, \Delta T_F) \quad (2.98)$$

Para determinar las entalpías h_{14} y h_{13} se requieren los balances de energía en los mezcladores de la línea del agua de alimentación, estas son expresadas por las Ecuaciones (2.99) y (2.100):

$$h_{14} = -m_1 \bar{h}_8 + m_1 h_{11} \quad (2.99)$$

$$-m_1 \bar{h}_{13} = -m_1 - m_2 \bar{h}_7 + m_2 h_{12} \quad (2.100)$$

Las entalpías h_{11} y h_{12} son obtenidas al resolver los modelos de las bombas de los calentadores, lo que conduce a las Ecuaciones (2.101) y (2.102):

$$h_{11} = h_9 + v_9 \frac{P_{11} - P_9}{\eta_P} = f_{32}(\mathbf{P}_9, \Delta T_F, P_{11}, \eta_P) \quad (2.101)$$

$$h_{12} = h_{10} + v_{10} \frac{P_{12} - P_{10}}{\eta_P} = f_{33}(\mathbf{P}_{10}, \Delta T_F, P_{12}, \eta_P) \quad (2.102)$$

Algoritmo. Las ecuaciones (2.83) a (2.90) se resuelven secuencialmente, en ese orden, para determinar los valores de las presiones P_6 , P_7 , P_8 , P_{13} , P_9 , P_{10} , P_{11} y P_{12} , respectivamente. Luego, las Ecuaciones (2.93) a (2.98) también se resuelven, una a la vez, para calcular T_7 , T_8 , h_7 , h_8 , h_9 y h_{10} . Después, de las Ecuaciones (2.101) y (2.102) se obtienen, en forma secuencial, las entalpías h_{11} y h_{12} . Finalmente, la sustitución de la Ec. (2.100) en la Ec. (2.91) da una expresión

lineal en términos de las fracciones m_1 y m_2 de las extracciones de vapor, la cual se resuelve simultáneamente con la Ec. lineal (2.92) para calcular dichas fracciones. Una vez conocidas m_1 y m_2 , de las Ecuaciones (2.99) y (2.100) se calculan las entalpías h_{14} y h_{13} .

2.3.6. Eficiencia térmica de ciclos regenerativos con calentadores cerrados.

El funcionamiento global de los ciclos regenerativos con calentadores cerrados se calcula de manera similar al del ciclo regenerativo con calentadores abiertos. En primer lugar se determina el trabajo total, que es igual como la suma algebraica del trabajo real de las etapas de la turbina del ciclo. Luego, se calcula el trabajo de bombeo, el cual resulta de sumar el trabajo que realizan todas las bombas del ciclo. Una vez conocidas estas dos cantidades, se obtiene el trabajo neto del ciclo usando la Ec. (2.36). El calor total adicionado al ciclo se determina de un balance de energía en la caldera y, finalmente, la eficiencia térmica del ciclo se calcula de la Ec. (2.35).

De acuerdo a este procedimiento, la eficiencia térmica del ciclo regenerativo con dos calentadores con flujo hacia atrás es dada por la Ec. (2.103):

$$\eta_{th} = \frac{h_1 - h_2 + (-m_1)(h_2 - h_3) + (-m_1 - m_2)(h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{h_1 - h_8} \quad (2.103)$$

Mientras que para la eficiencia térmica del ciclo regenerativo con dos calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante se llega a la Ec. (2.104):

$$\eta_{th} = \frac{h_1 - h_2 + (-m_1)(h_2 - h_3) + (-m_1 - m_2)(h_3 - h_4) - (h_6 - h_5) + (-m_1)(h_{12} - h_{10}) + m_1(h_{11} - h_9)}{h_1 - h_{14}} \quad (2.104)$$

2.3.7 Selección del tipo de calentador.

En general, la elección del tipo de calentador del agua de alimentación depende de muchos factores, incluyendo consideraciones prácticas, eficacia y costo. Hay, sin embargo, ciertos requerimientos comunes a todas las plantas de potencia de vapor cuyo cumplimiento

requiere la elección de al menos un calentador abierto y varios calentadores cerrados, a fin de efectuar de manera eficiente el calentamiento regenerativo del agua de alimentación.

Los calentadores abiertos son más simples y baratos que los calentadores cerrados. También tienen mejores características de transferencia de calor. Además, en los calentadores abiertos se puede lograr que el agua de alimentación alcance el estado de saturación a la presión del vapor extraído. Sin embargo, además de la bomba requerida por el agua del condensador, por cada calentador abierto es requerida una bomba adicional para circular el agua de alimentación. Cada una de estas bombas maneja un flujo de agua de alimentación igual al flujo total que entra a la caldera menos el(los) flujo(s) de vapor extraído que le sigue(n). Por ejemplo, el flujo de la bomba 7-8 de la Figura 2.6 es $1 - m_1$. Como las fracciones másicas del vapor extraído suelen ser pequeñas, cada una de estas bombas manejan casi el flujo total del agua que entra en la caldera. Estas bombas con flujos tan grandes ocasionan ruido, así como problemas operacionales y de servicio en las plantas de potencia; en adición, incrementan la complejidad y el costo de las plantas. Esta es la principal desventaja de los calentadores abiertos. Por tal motivo, en general, las plantas de potencia modernas usan solamente un calentador del tipo abierto seguido por una bomba, principalmente porque también se utiliza como desaireador para remover del ciclo los gases no condensables (oxígeno y otros gases) disueltos en el agua de alimentación. Para tal efecto, dicho calentador abierto opera a una presión mayor que la atmosférica. Este proceso, conocido como degasificación, es necesario para mantener la pureza del fluido de trabajo a fin de minimizar la corrosión.

Por otro lado, los calentadores cerrados tienen un arreglo especial de la tubería interna o drenes, a fin de mantener el agua condensada lejos del vapor extraído de la turbina. Por lo tanto, son más complejos y caros que los calentadores abiertos. La transferencia de calor en un calentador cerrado es también menos efectiva, debido a que en ellos las dos corrientes no están en contacto directo. Sin embargo, el arreglo de calentadores cerrados con flujo hacia atrás no requiere una bomba separada por cada calentador, por lo que es ampliamente utilizado tanto antes como después del desaireador. Un calentador cerrado con drenes con bombeo hacia adelante se usa frecuentemente como el calentador del agua de alimentación a la más baja presión del ciclo, con el propósito de aprovechar lo más posible el calor residual de los condensados acumulados de todos los calentadores previos antes de regresarlos a la línea del agua de alimentación.

2.3.8. Número de calentadores.

Aunque en teoría se puede usar un gran número de calentadores, el aumento en la eficiencia decrece rápidamente con dicho número. En la actualidad, las turbinas de altas presiones de entrada se construyen con 5 a 8 extracciones parciales en etapas intermedias y con 8 a 9 en aquellas con parámetros supercríticos. Las turbinas que trabajan con en un rango de presiones medianas suelen construirse con 2 a 4 extracciones parciales.

Las presiones a las cuales el vapor debe ser extraído de la turbina, con el fin de lograr la máxima eficiencia de plantas de potencia, se pueden determinar mediante una optimización de las condiciones de operación de todo el ciclo. Las consideraciones de diseño pueden imponer limitaciones en la selección óptima de los puntos de extracción, que se deben tomar en cuenta al momento de formular el problema de optimización.

CAPITULO III

METODOLOGIA

En este capítulo se describe detalladamente la estrategia de optimización basada en algoritmos genéticos (GA), para los diferentes ciclos de potencia basados en el ciclo Rankine.

3.1. Método de Optimización.

Para generar un algoritmo eficiente de optimización, debido a que los modelos a resolver son altamente no lineales y no convexos, y para evitar lo más posible quedar atrapado en una solución local, en este trabajo se propone una estrategia basada en algoritmos genéticos (GA) para el diseño óptimo de plantas de potencia de vapor basadas en el ciclo Rankine sencillo, con recalentamiento y regenerativo.

3.2. Algoritmos Genéticos (GA).

Los algoritmos genéticos (GA) son técnicas de búsqueda de optimización basadas en los principios de la genética y la selección natural. Además, GA permiten a una población compuesta de varios individuos evolucionar, siguiendo reglas específicas de selección, hacia un estado que aumenta al máximo el “*fitness*” (esto es, minimizar el inverso de la eficiencia térmica o del trabajo neto del ciclo termodinámico). Estos imitan el principio natural de la supervivencia del más fuerte para realizar un procedimiento de búsqueda aleatoria eficiente. El método fue desarrollado por John Holland (1975) y popularizado por uno de sus estudiantes, David Goldberg.

Goldberg (1989) describe detalladamente los pasos principales del algoritmo genético utilizado en este trabajo. Este método de optimización hace evolucionar una población de individuos sometiéndola a acciones aleatorias (mutaciones y recombinación genética), así como también a una selección de acuerdo con algún criterio, en función del cual se decide cuáles son los individuos más adaptados, que sobreviven, y cuáles son los menos aptos, que son descartados.

3.2.1. Ventajas de un GA.

- 1) Funciona con variables continuas o discretas.
- 2) No requiere información de gradientes.

- 3) Trata con un número grande de variables de optimización.
- 4) Optimiza funciones sumamente complejas,
- 5) Proveen una lista de posibles valores óptimos para las variables, no simplemente una sola solución.
- 6) Puede poner en código las variables, tal que la optimización se hace con las variables puestas en código.
- 7) Cuando se usan para problemas de optimización -maximizar una función objetivo- resultan menos afectados por los máximos locales (falsas soluciones) que las técnicas tradicionales.
- 8) No necesitan conocimientos específicos sobre el problema que intentan resolver.
- 9) Operan de forma simultánea con varias soluciones, en vez de trabajar de forma secuencial como las técnicas tradicionales.
- 10) Son fáciles de implementar.

Estas ventajas producen resultados muy buenos cuando los métodos tradicionales fallan.

3.2.2. Desventajas de un GA.

- 1) Usan operadores probabilísticos, en vez de los típicos operadores determinísticos de las otras técnicas.
- 2) Pueden tardar mucho en converger o no converger en absoluto, dependiendo en cierta medida de los parámetros que se utilicen -tamaño de la población, número de generaciones, etc.
- 3) Pueden converger prematuramente debido a una serie de problemas de diversa índole.

3.3. Componentes de un GA.

Los GA inician, como cualquier otro método de optimización, con la definición de las variables de optimización, la función a minimizar y el modelo. También finalizan como otros métodos de optimización, es decir, probando la convergencia. Sin embargo, estos algoritmos son bastante diferentes a los tradicionales. Un diagrama de flujo de los componentes de GA es mostrado en la Figura 3.1. Cada bloque de este diagrama será revisado y discutido también.

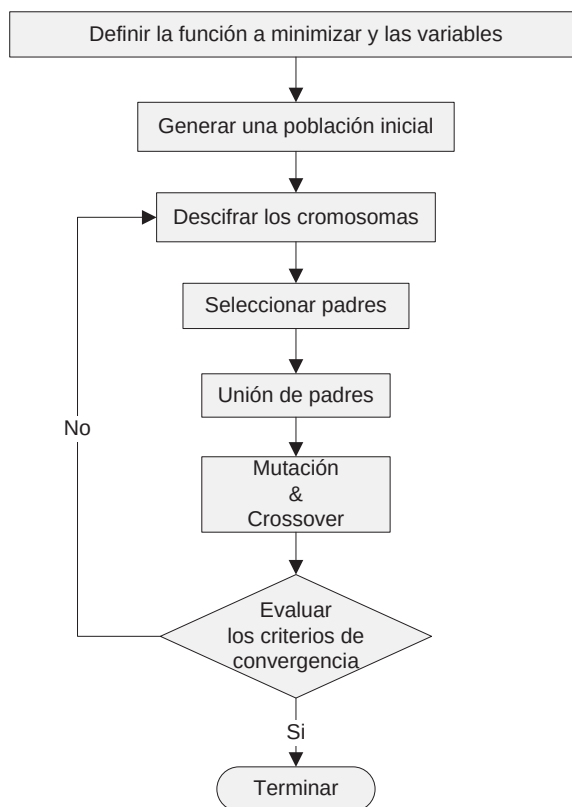


Figura 3.1. Diagrama de flujo de un GA binario.

3.3.1. Función a minimizar y variables de un GA.

El objetivo de resolver un problema de optimización es buscar una solución (mínimo) en términos de las variables del problema. Sin embargo, comenzamos el proceso de los GA por la determinación de un cromosoma como un arreglo de valores de variables para ser optimizadas. Si el cromosoma tiene N_{var} variables (un problema de optimización de dimensión N), llamadas $p_1, p_2, \dots, p_{N_{\text{var}}}$, entonces el cromosoma es escrito como un arreglo con $1 \times N_{\text{var}}$ tal que:

$$\text{cromosoma} = [p_1, p_2, p_3, \dots, p_{N_{\text{var}}}] \quad (3.1)$$

En este caso, los valores de las variables son representados como números de punto flotante. Cada cromosoma tiene un valor dado al azar evaluando la función objetivo f a las variables $p_1, p_2, \dots, p_{N_{\text{var}}}$.

$$\text{Función objetivo a minimizar} = f(\text{cromosoma}) = f(p_1, p_2, \dots, p_{N_{\text{var}}}) \quad (3.2)$$

Las ecuaciones (3.1) y (3.2) junto con las restricciones aplicables constituyen el problema a ser resuelto.

3.3.2. Población inicial.

Los GA inician definiendo una población inicial de cromosomas de tamaño N_{pop} . La población se representa como una matriz cuyas filas son los cromosomas $1 \times N_{var}$ de variables continuas. Dada una población inicial de tamaño N_{pop} cromosomas, la matriz completa de $N_{pop} \times N_{var}$ se generara a partir de valores aleatorios.

3.3.3. Evaluación y selección.

Durante la evaluación, se decodifica el gen, convirtiéndose en una serie de parámetros de un problema, se halla la solución del problema a partir de esos parámetros y se le da una puntuación a esa solución.

3.3.3.1. Métodos de selección.

Un algoritmo genético puede utilizar muchas técnicas diferentes para seleccionar a los individuos que deben copiarse hacia la siguiente generación, abajo se listan algunos de los más comunes. Algunos de estos métodos son mutuamente exclusivos, pero otros pueden utilizarse en combinación, algo que se hace a menudo.

1. *Selección elitista:* se garantiza la selección de los miembros más aptos de cada generación. La mayoría de los GA no utilizan elitismo puro, sino que usan una forma modificada por la que el individuo mejor o algunos de los mejores son copiados hacia la siguiente generación en caso de que no surja nada mejor.
2. *Selección proporcional a la aptitud:* los individuos más aptos tienen más probabilidad de ser seleccionados, pero no la certeza.
3. *Selección por rueda de ruleta:* una forma de selección proporcional a la aptitud en la que la probabilidad de que un individuo sea seleccionado es proporcional a la diferencia entre su aptitud y la de sus competidores. Conceptualmente, esto puede representarse como un juego de ruleta -cada individuo obtiene una sección de la ruleta, pero los más aptos

obtienen secciones mayores que las de los menos aptos. Luego la ruleta se hace girar y, en cada ocasión, se elige al individuo que “posea” la sección en la que se pare la ruleta.

4. *Selección escalada*: al incrementarse la aptitud media de la población, la fuerza de la presión selectiva también aumenta y la función de aptitud se hace más discriminadora. Este método puede ser útil para seleccionar más tarde, cuando todos los individuos tengan una aptitud relativamente alta y sólo les distingan pequeñas diferencias en la aptitud.
5. *Selección por torneo*: se eligen subgrupos de individuos de la población y los miembros de cada subgrupo compiten entre ellos. Sólo se elige a un individuo de cada subgrupo para la reproducción.
6. *Selección por rango*: a cada individuo de la población se le asigna un rango numérico basado en su aptitud, y la selección se basa en este ranking, en lugar de las diferencias absolutas en aptitud. La ventaja de este método es que puede evitar que individuos muy aptos ganen dominancia al principio a expensas de los menos aptos, lo que reduciría la diversidad genética de la población y podría obstaculizar la búsqueda de una solución aceptable.
7. *Selección generacional*: la descendencia de los individuos seleccionados en cada generación se convierte en toda la siguiente generación. No se conservan individuos entre las generaciones.
8. *Selección por estado estacionario*: la descendencia de los individuos seleccionados en cada generación vuelven al acervo genético preexistente, reemplazando a algunos de los miembros menos aptos de la siguiente generación. Se conservan algunos individuos entre generaciones.
9. *Selección jerárquica*: los individuos atraviesan múltiples rondas de selección en cada generación. Las evaluaciones de los primeros niveles son más rápidas y menos discriminatorias, mientras que los que sobreviven hasta niveles más altos son evaluados más rigurosamente. La ventaja de este método es que reduce el tiempo total de cálculo al utilizar una evaluación más rápida y menos selectiva para eliminar a la mayoría de los individuos que se muestran poco o nada prometedores, y sometiendo a una evaluación de aptitud más rigurosa y computacionalmente más costosa sólo a los que sobreviven a esta prueba inicial.

3.3.3.2. Selección natural.

Ahora es el tiempo para decidir qué cromosomas de la población inicial son los más aptos para sobrevivir y posiblemente generar un hijo en la siguiente generación. La selección funciona de la siguiente manera: los valores de N_{pop} y los cromosomas asociados son ordenados de menor a mayor. Este proceso de selección natural debe llevarse a cabo en cada iteración del algoritmo para permitir a la población de cromosomas evolucionar sobre las generaciones. No solamente los cromosomas más fuertes sobreviven a la selección natural. De los N_{pop} cromosomas dados en una generación, sólo los mejores son reservados para la reproducción y el resto son descartados para ocupar un lugar en la siguiente generación.

3.3.4. Crossover.

Es el principal operador genético y el más simple. Este opera sobre dos cromosomas a la vez y genera hijos mediante la combinación de las características de ambos cromosomas. Una manera simple de llevar a cabo el crossover es escoger aleatoriamente uno o más puntos en el cromosoma para marcarlos como puntos de crossover y generar los hijos combinando el segmento de un padre a la izquierda del punto de corte con el segmento del otro padre al derecho del punto de corte. Por ejemplo, considere los dos padres:

$$padre_1 = [p_{m1}, p_{m2}, p_{m3}, p_{m4}, p_{m5}, p_{m6}, \dots, p_{mN_{var}}] \quad (3.3)$$

$$padre_2 = [p_{d1}, p_{d2}, p_{d3}, p_{d4}, p_{d5}, p_{d6}, \dots, p_{dN_{var}}] \quad (3.4)$$

Los puntos de crossover son seleccionados aleatoriamente y luego las variables son intercambiadas:

$$hijo_1 = [p_{m1}, p_{m2}, p_{d3}, p_{d4}, p_{m5}, p_{m6}, \dots, p_{mN_{var}}] \quad (3.5)$$

$$hijo_2 = [p_{d1}, p_{d2}, p_{m3}, p_{m4}, p_{d5}, p_{d6}, \dots, p_{dN_{var}}] \quad (3.6)$$

La relación de crossover (para una mejor demostración, llamémosle cr) es definida como la relación del número de hijos producidos en cada generación para el tamaño de la población N_{pop} . Esta relación controla el número esperado de cromosomas $cr \times N_{pop}$ bajo la operación de crossover. Una alta relación de crossover permite la exploración de más espacio de solución y reduce las oportunidades de estancarse en un óptimo falso, pero si la relación es demasiado alta,

esto produce mucho consumo de tiempo de cómputo en la exploración de regiones malas del espacio de solución.

El problema con los métodos del punto de crossover es que no es introducida nueva información: cada valor continuo que fue iniciado aleatoriamente y la población inicial es propagada a la siguiente generación, sólo que en diferentes combinaciones. Estas aproximaciones confían en la mutación para introducir nuevo material genético.

En general, el crossover consiste en el intercambio de material genético entre dos cromosomas. Es el principal operador genético, hasta el punto que se puede decir que no es un algoritmo genético si no tiene crossover, pero sí puede serlo perfectamente sin mutación. Para alcanzar el cruzamiento se debe seleccionar un punto de corte en el cromosoma donde habrá de darse el intercambio de información. La razón de crossover está definida por el número de individuos producidos en cada generación entre el tamaño de la población. Un alto valor de dicha razón aumenta la probabilidad de encontrar la solución óptima, pero si es demasiado grande se ocasiona la pérdida de tiempo computacional explorando regiones del espacio de solución.

3.3.5. Mutación.

Es un operador que produce aleatoriamente cambios espontáneos en varios cromosomas. Una manera simple para permitir la mutación es alterar uno o más genes de los cromosomas. En los GA, la mutación toma el papel crucial de: (a) reemplazar los genes perdidos de la población durante el proceso de selección tal que ellos puedan ser probados en un nuevo contexto y (b) probar los genes que no fueron presentados en la población inicial.

La relación de mutación es definida como un porcentaje del número total de genes en la población. La relación de mutación controla la relación en que los nuevos genes son introducidos en la población para probar. Si es demasiado baja, muchos genes que pudieron ser útiles nunca fueron probados; pero si es muy alta, habrá mucha permutación aleatoria, los hijos comenzarán a perder el parecido con sus padres y el algoritmo perderá la habilidad aprendida de la historia de la búsqueda.

Por lo tanto, la mutación se realiza mediante la sustitución de un gen por otro. Una mutación en un algoritmo genético causa pequeñas alteraciones en puntos concretos del código de un individuo, es un mecanismo generador de diversidad y, por tanto, puede proporcionar nuevas direcciones de búsqueda cuando un algoritmo genético está estancado.

El esquema general de un algoritmo genético es presentado en la Figura 3.2.

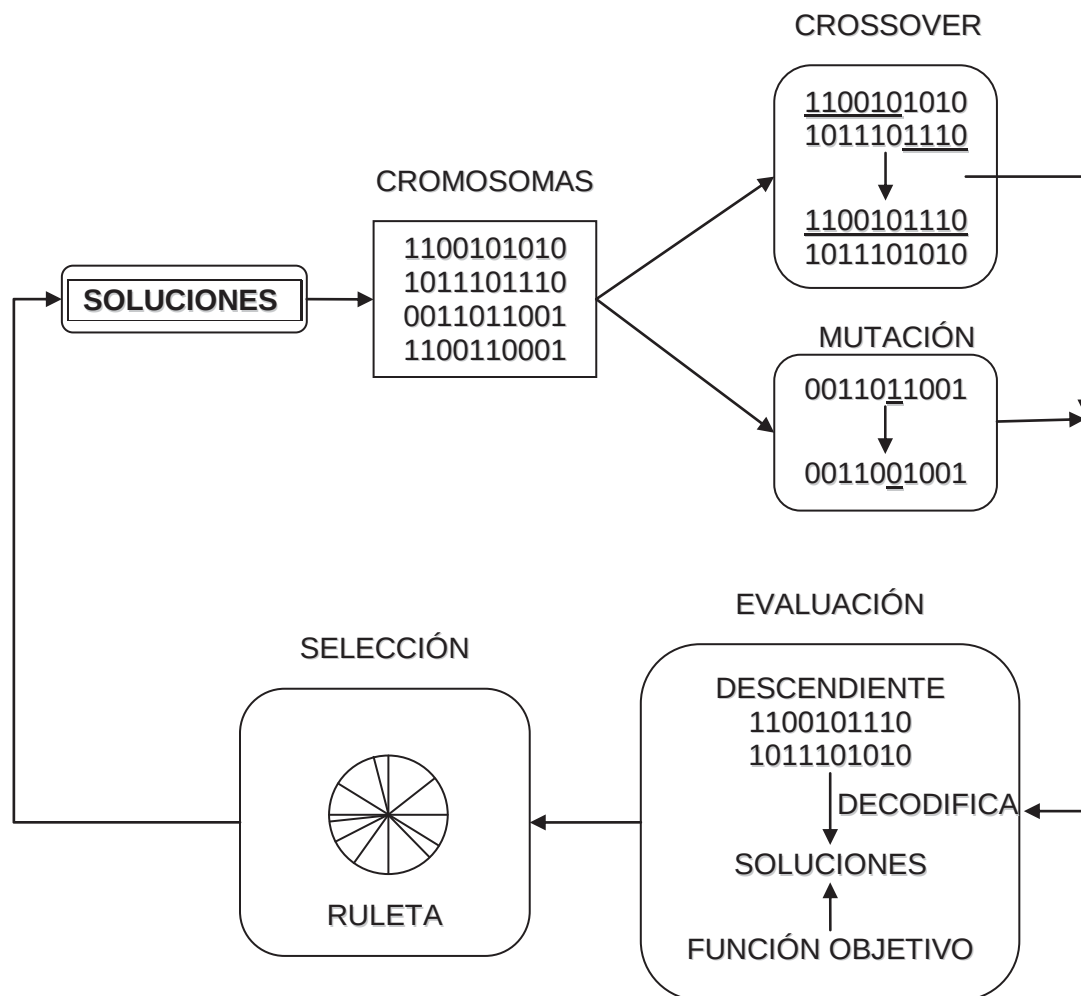


Figura 3.2. Esquema general de un GA binario.

3.4. Criterios de convergencia de los GA.

Los criterios de paro para los GA consisten en cumplir, al menos, uno de los siguientes puntos:

- (a) Máximo número de generaciones excedido.
- (b) Máximo límite de tiempo excedido.
- (c) El óptimo es encontrado.
- (d) No hay mejoras en las generaciones con respecto del tiempo o generaciones sucesivas.

3.5. Parámetros importantes en un GA.

Los algoritmos genéticos están indicados para resolver todo tipo de problemas que puedan ser expresados como un problema de optimización: basta con encontrar la representación adecuada para las soluciones y la función a optimizar, es decir, tras parametrizar el problema en una serie de variables $(x_1, \dots, x_n)$, éstas se codifican en un cromosoma. Todos los operadores utilizados por un algoritmo genético se aplicarán sobre estos cromosomas o sobre poblaciones de ellos. En el algoritmo genético va implícito el método para resolver el problema; son sólo parámetros de tal método los que están codificados, a diferencia de otros algoritmos evolutivos como la programación genética. Hay que tener en cuenta que un algoritmo genético es independiente del problema, lo cual lo hace un algoritmo *robusto*, por ser útil para cualquier problema, pero a la vez *débil*, pues no está especializado en ninguno.

Un algoritmo genético tiene también una serie de parámetros que se tienen que fijar para cada ejecución, como los siguientes:

1. *Tamaño de la población*: debe de ser suficiente para garantizar la diversidad de las soluciones. Además, tiene que crecer más o menos con el número de bits del cromosoma, aunque nadie ha aclarado cómo tiene que hacerlo. Por supuesto, depende también del ordenador en el que se esté ejecutando.
2. *Condición de terminación*: lo más habitual es que la condición de terminación sea la convergencia del algoritmo genético o un número prefijado de generaciones, así como que se exceda el tiempo límite.

3.6. Comparación de los GA con las técnicas tradicionales de optimización.

En los siguientes puntos se comparan los GA con otras técnicas de optimización.

1. En los algoritmos genéticos, el codificado discretiza el espacio de búsqueda, aún cuando la función sea discontinua. Esto significa que funciones discontinuas pueden ser optimizadas usando GA. Pero, en la mayoría de métodos tradicionales, la diferenciación es llevada a cabo y esto no es posible para funciones discontinuas.
2. Los GA trabajan con una población de puntos en lugar de un solo punto, como en la mayoría de los métodos tradicionales.

3. La aplicación de GA puede dar múltiples soluciones óptimas; por otro lado, con los métodos tradicionales solamente un solo punto puede ser obtenido.
4. Llevando a cabo la implementación de GA, ninguna información auxiliar acerca de la función es requerida.
5. Los algoritmos genéticos son probabilísticos, mientras la mayoría de los métodos tradicionales son determinísticos.

3.7. Justificación de emplear GA.

Los GA no son la mejor manera de resolver cada problema. Por ejemplo, los métodos tradicionales de optimización encuentran rápidamente la solución para una función analítica bien conocida de pocas variables y convexas. Para tales casos, los métodos basados de gradiente superan a los GA, rápidamente encuentran el mínimo mientras los GA todavía están analizando las funciones objetivo de la población inicial. Para estos problemas se debe emplear la experiencia y emplear métodos determinísticos. Sin embargo, la mayoría de los problemas reales no entran en esta categoría. En resumen, para problemas que no son demasiado difíciles, otros métodos pueden encontrar la solución más rápidamente que los GA.

El proceso de maximización de una función puede ser difícil, por ejemplo cuando:

1. El dominio $\mathcal{D}$ de la función tiene una gran dimensionalidad.
2. Cuando $\mathcal{D}$ no se reduce a un conjunto numérico o vectorial, sino que sus elementos forman estructuras complejas.
3. Cuando la función f no se expresa analíticamente y su evaluación requiere algún proceso de simulación.
4. Cuando f tiene muchos máximos relativos en los que cualquier algoritmo clásico podría quedarse atascado.

Se necesita entonces un método de búsqueda del máximo global que exija las menos restricciones posibles a la función objetivo f .

Los algoritmos evolutivos, en particular los *algoritmos genéticos*, mimetizan el proceso de selección natural para optimizar funciones, de la misma forma que la naturaleza consigue, generación a generación, que las especies se adapten cada vez mejor a su entorno.

Como se ha venido comentando en esta sección, la justificación para emplear GA en los problemas que vamos a resolver, es debido a que los algoritmos tradicionales empleados para la optimización de plantas de potencia sólo han estudiado configuraciones simples y, aún en estos casos, pueden producir un óptimo local. Por otro lado, el emplear GA es posible optimizar plantas de potencia con recalentamiento y regeneración, con configuraciones realistas; además, se asegura que los resultados, además de ser buenos y factibles, se localicen cerca del valor óptimo global, vea la Figura 3.3.

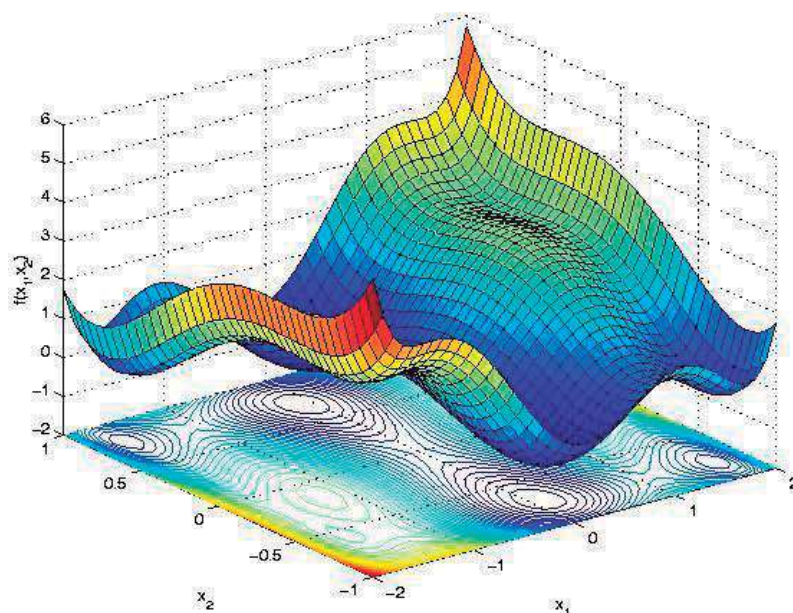


Fig. 3.3. Cualquier algoritmo clásico de optimización basado en la búsqueda del máximo gradiente se quedaría atorado en el primer máximo relativo que este encontrara.

3.8. Características para determinar si es posible usar GA.

La aplicación más común de los algoritmos genéticos ha sido la solución de problemas de optimización, en donde han mostrado ser muy eficientes y confiables. Sin embargo, no todos los problemas pudieran ser apropiados para la técnica, y se recomienda en general tomar en cuenta las siguientes características del mismo antes de intentar usarla:

1. Su espacio de búsqueda (i.e., sus posibles soluciones) debe estar delimitado. Es por ello que se han establecido restricciones o límites superiores e inferiores de las variables de los ciclos termodinámicos bajo estudio.

2. Debe poderse definir una función de aptitud que indique qué tan buena o mala es una cierta respuesta.
3. Las soluciones deben codificarse de una forma que resulte relativamente fácil de implementar en la computadora.

3.9. Estrategia de Solución.

Debido a que los algoritmos genéticos demandan una estructura de comandos eficiente, es necesario el uso de una aproximación modular con un algoritmo genético mixto para la búsqueda de variables de optimización continuas y discretas. Los pasos principales de la aproximación son mostrados en la Figura 3.4. El algoritmo comienza generando un grupo de poblaciones aleatorias iniciales, esto es, un conjunto de valores para las variables de optimización de acuerdo al tamaño de la población. En este trabajo de tesis, las variables de optimización para el caso del ciclo Rankine simple son la presión de la caldera, la temperatura de entrada a la turbina y la presión del condensador, mientras que para el ciclo Rankine con recalentamiento son la presión de la caldera, la temperatura de recalentamiento, la presión del condensador, el número de etapas de recalentamiento y la presión de cada etapa de recalentamiento. Finalmente, para el caso del ciclo Rankine regenerativo las variables de optimización son la presión de la caldera, el número de etapas de calentamiento, la presión de las etapas de calentamiento, la presión del condensador y la temperatura de entrada a la turbina. El tamaño de población es de 120 individuos. La especificación de las variables independientes de optimización de todos los individuos de la población da lugar a un conjunto de problemas de simulación en modo análisis de los ciclos bajo estudio, los cuales son representados por los modelos desarrollados en el Capítulo II. Para facilitar el trabajo de simulación, estos modelos se han implementado en MATLABTM. De esta manera se determinan todas las variables dependientes de los ciclos, incluyendo la eficiencia térmica y el trabajo neto. Sin embargo, algunos diseños no satisfacen todas las restricciones operacionales, razón por la cual el algoritmo evalúa todas las restricciones a través de una función de penalización. Después, se evalúa la función *fitness* para cada individuo de la población y los criterios de convergencia para el algoritmo genético. En este trabajo, para el caso del ciclo Rankine simple se encontró que el número máximo de generaciones fue de 60, debido a que después de ésta no hay mejoras en la función *fitness*. Para el ciclo Rankine con recalentamiento se encontró que el número máximo de generaciones es de 500, mientras que para

el regenerativo 600. Posteriormente, el algoritmo selecciona los mejores individuos de la generación actual para ser los padres de la nueva generación. En esta etapa, los dos mejores individuos de la generación actual son seleccionados para preservar la siguiente generación. A continuación, las nuevas generaciones son creadas a través de las operaciones de *mutación* y *crossover* descritas por Goldberg (1989). El algoritmo genético usa una fracción de *crossover* de 0.8. El proceso es repetido hasta que alguno de los criterios de convergencia de los algoritmos genéticos es satisfecho.

Esta estrategia de optimización garantiza que el diseño final cumpla con las restricciones de diseño y no muestra dificultades de convergencia.

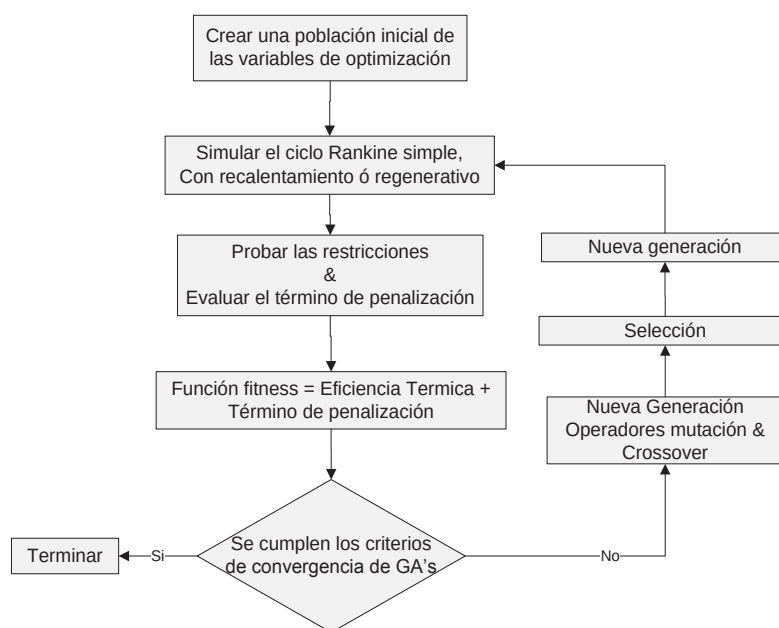


Figura 3.4. Estrategia de solución para el diseño óptimo de ciclos Rankine sencillo, con recalentamiento ó regenerativo.

Como se muestra en el diagrama de flujo del uso de los algoritmos genéticos, Fig. 3.4, se puede observar que una de las etapas requiere contar con un programa de simulación de las plantas de potencia. Es por ello que todos los modelos matemáticos del Capítulo II se programaron en MATLAB™, para simular los ciclos Rankine simple, con recalentamiento o regenerativo en modo análisis. Todos los programas, así como sus detalles están incluidos en el Apéndice B.

La justificación del porqué utilizar esta plataforma de programación MATLAB™ para estos programas, es debido a que incluye dentro de su estructura la herramienta o aplicación de optimización basada en GA. Además, MATLAB™ es un lenguaje muy útil para cálculos de ingeniería y es muy accesible para el manejo de programas complejos; es por ello que tanto la programación como la lógica de los programas es sencilla.

Por lo tanto, debido a las ventajas que ofrecen los GA para la solución de problemas no convexos y no lineales, en este trabajo realizamos su implementación para la solución del diseño óptimo de plantas de potencia basados en el ciclo Rankine sencillo, con recalentamiento, regenerativo ó en su defecto, una combinación de estos ciclos termodinámicos antes mencionados. En los problemas a optimizar se tienen que determinar las presiones de extracción de vapor tanto del ciclo Rankine con recalentamiento y el ciclo Rankine regenerativo, así como las temperaturas de entrada a la turbina, estas presiones se deben optimizar y encontrar el valor óptimo, es decir, que estas presiones no están dadas por el problema lo cual complica y hace menos lineal la solución, haciendo a su vez un problema de optimización altamente no convexo y no lineal, agregando a esto que a su vez son calculadas para cada valor nuevo de estas condiciones las diferentes propiedades termodinámicas del vapor en dichos ciclos haciéndolo a su vez un problema mas complicado.

CAPITULO IV

RESULTADOS

En este capítulo se ilustra la aplicación de la metodología de optimización propuesta mediante la solución de 7 problemas. La función objetivo utilizada es la maximización de la eficiencia térmica de los ciclos termodinámicos estudiados.

4. 1. Aplicación y análisis de resultados.

En todos los problemas, tres de las variables independientes a optimizar son la presión de la caldera, la presión del condensador y la temperatura del vapor sobrecalentado que se alimenta a la turbina. Los valores de estas variables deben encontrarse en los siguientes intervalos de operación:

Presión de la caldera:

$$1 \text{ bar} \leq P_{CALD} \leq 220 \text{ bar} \quad (4.1)$$

Presión en el condensador:

$$0.09869 \text{ bar} \leq P_{COND} \leq 0.105 \text{ bar} \quad (4.2)$$

Temperatura de entrada a la turbina:

$$400^{\circ} \text{ C} \leq T_{ENTRADA,TURB} \leq 500^{\circ} \text{ C} \quad (4.3)$$

Salvo que se indique lo contrario, en todos los ejemplos se considera que tanto la bomba como la turbina son adiabáticas, con eficiencias isentrópicas de 70% y 90%, respectivamente. Además, se fija un grado de subenfriamiento en el condensador de 5° C.

Ejemplo 1. Ciclo Rankine Simple.

Para el ciclo Rankine simple de la Figura 4.1, determinar la presión de la caldera, la presión del condensador y la temperatura del vapor sobrecalentado correspondientes a la máxima eficiencia térmica.

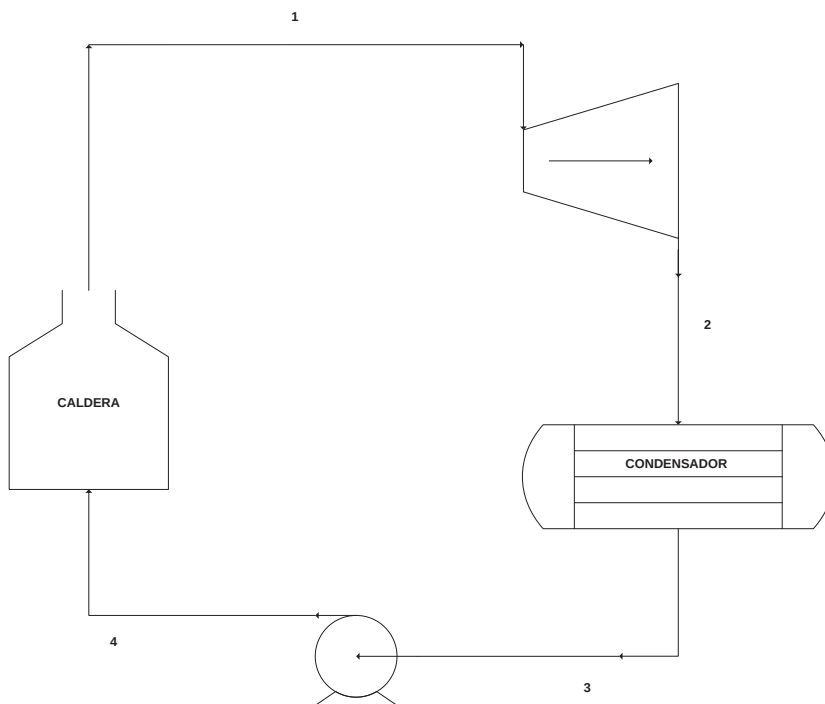


Fig. 4.1. Ciclo Rankine simple del Ejemplo 1.

Este ejemplo es muy sencillo de resolver, ya que solamente involucra tres variables independientes. Como se muestra en la Tabla 4.1, la eficiencia máxima obtenida para este ciclo es 37.58%. Se observa que el valor óptimo de la presión de la caldera es el máximo permisible que puede tomar esta variable (220 bar), mientras que la presión óptima del condensador es igual al límite inferior fijado para esta variable (0.0987 bar). Por otro lado, hay un sobrecalentamiento apreciable del vapor. De esta manera se incrementa al máximo la temperatura promedio a la que el ciclo absorbe calor y se reduce al mínimo la temperatura a la que el ciclo rechaza calor, dando como resultado la maximización de la eficiencia térmica de este ciclo simple.

La Tabla 4.2 también contiene la información referente al trabajo y calor requerido por el ciclo, así como del trabajo producido y calor rechazado por el mismo. Para este ejemplo, la relación $W_p/W_T = 0.02723$. Por lo tanto, el trabajo producido por la turbina es mucho más grande que el trabajo requerido por la bomba. Esta es una de las grandes ventajas de todas las configuraciones del ciclo Rankine: el trabajo requerido para comprimir el líquido es despreciable comparado con el trabajo producido por la expansión del vapor a través de la misma diferencia de presión.

Tabla 4.1 - Solución óptima del Ejemplo 1.

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	219.994
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	500
Presión del condensador (bar)	2	0.0986901
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	37.5823
Trabajo de la bomba (kJ/kg)	-	31.6678962
Trabajo de la turbina (kJ/kg)	-	1162.99847
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1131.33058
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	3010.27395
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	1878.94337
Calidad del vapor a la salida de la turbina	2	77.65502

En la Tabla 4.2 se presentan los valores obtenidos para la presión, temperatura, entalpía y entropía de cada una de las corrientes del ciclo Rankine simple, es decir, todos los estados termodinámicos del ciclo. Como es requerido por la Segunda Ley de la Termodinámica, la entropía de la corriente de salida de la bomba es mayor a la de su corriente de entrada. Lo mismo sucede para la turbina.

Tabla 4.2 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 1.

Corriente	P (Bar)	T (° C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	219.99447	499.99999	3211.78091	6.07046632
2	0.09869006	45.5498776	2048.78243	6.47593319
3	0.09869006	40.5498776	169.839059	0.57976084
4	219.99447	43.5158313	201.506955	0.61006909

Las temperaturas máxima y mínima del ciclo son 500° C y 40.45° C, respectivamente. A estas condiciones, la eficiencia de Carnot para una máquina térmica ideal es $(1 - 313.6/773.15) \times 100 = 59.44\%$. Por lo tanto, la eficiencia térmica del ciclo en este ejemplo es solamente el 63.2% de la máxima eficiencia teórica. Algunas razones que explican esta baja eficiencia del ciclo real son las irreversibilidades de la bomba y la turbina, así como la adición de calor al ciclo a temperaturas muy por debajo de la temperatura de saturación del agua a la presión de operación de la caldera.

En el diagrama T - s de la Figura 4.2 se muestran todos los estados termodinámicos del ciclo. La expansión isentrópica de la turbina es representada por la línea vertical azul punteada 1-

2s. Como puede observarse en esta figura, se requiere sobrecalentar el vapor generado en la caldera para obtener la máxima eficiencia térmica del ciclo. Esta es una práctica común utilizada en la práctica industrial para tal propósito, en virtud de que incrementa la temperatura promedio a la que se suministra la energía térmica requerida por el ciclo.

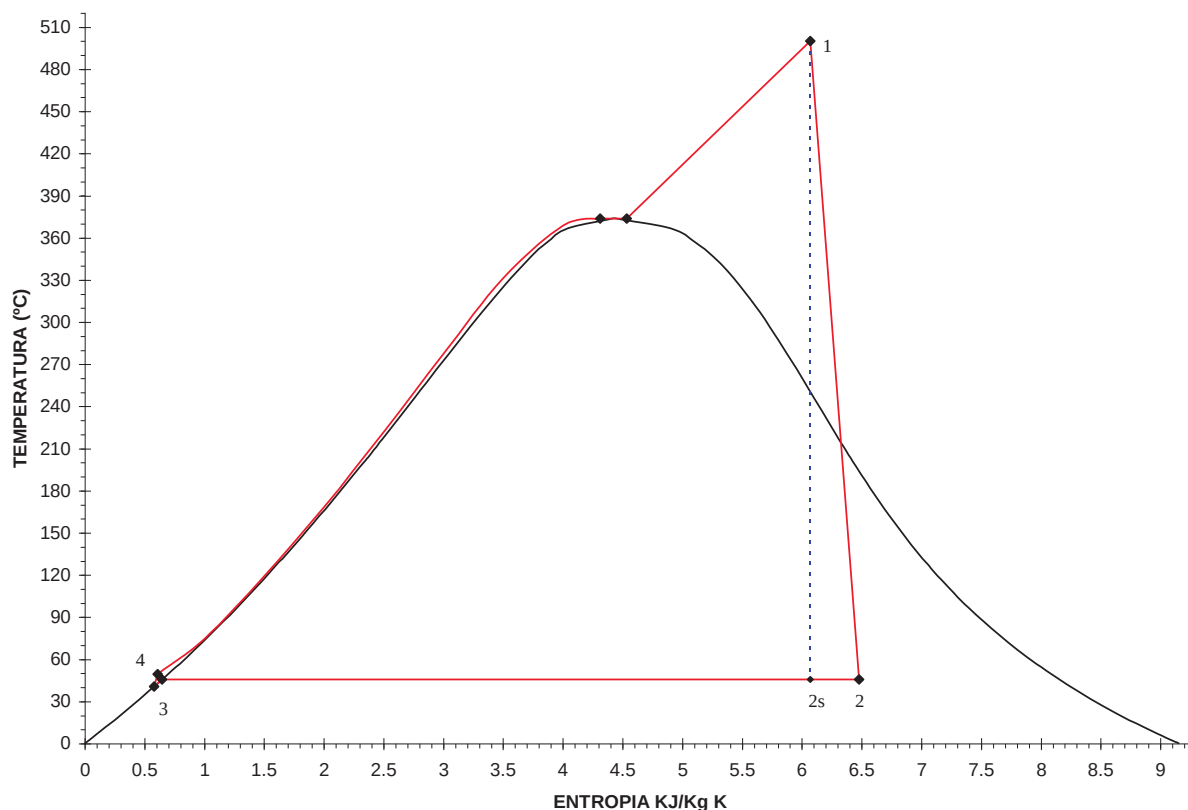


Fig. 4.2. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 1.

En este ejemplo se confirma que la metodología de optimización propuesta determina correctamente los efectos de la presión de la caldera, la presión del condensador y la temperatura del vapor sobrecalentado sobre la eficiencia térmica. Como ha sido señalado por algunos autores (Moran y Shapiro, 1988), para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo Rankine simple se requiere:

- 1) Incrementar la presión de la caldera ($T_{máx}$).
- 2) Sobrecalentar el vapor a altas temperaturas ($T_{máx}$).
- 3) Reducir la presión del condensador ($T_{mín}$).

Sin embargo, a medida que aumenta la presión de la caldera decrece la calidad del vapor a la salida de la turbina. La disminución en la calidad del vapor es perjudicial para los álabes de la turbina, debido a que la humedad excesiva los erosiona. Para minimizar los efectos nocivos de la humedad, en la práctica es común fijar un límite inferior igual a 90% para la calidad del vapor. La solución presentada para el ejemplo bajo estudio no cumple esta restricción. Cuando esta especificación de diseño se toma en cuenta, se obtiene la solución óptima presentada en la Tabla 4.3, a la que corresponde el diagrama T-s de la Figura 4.3, así como las propiedades de cada corriente mostradas en la Tabla 4.4. Ahora la presión óptima de la caldera es igual de 45.945856 bar y la eficiencia térmica del ciclo es 33.35%, y permanecen sin cambio la temperatura del vapor sobrecalentado y la presión del condensador. Es claro, por tanto, que para valores dados de estas dos últimas variables, al reducir la presión de la caldera disminuye la eficiencia del ciclo pero se incrementa la calidad del vapor que sale de la turbina, lo que impacta positivamente al costo real de operación.

Tabla 4.3 - Solución óptima del Ejemplo 1 considerando la restricción de la calidad del vapor.

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	45.945856
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	499.997422
Presión del condensador (bar)	2	0.09869961
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	33.3541409
Trabajo de la bomba (kJ/kg)	-	6.60260081
Trabajo de la turbina (Kj/kg)	-	1094.8302
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1088.2276
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	3262.64616
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	2174.41856
Calidad del vapor a la salida de la turbina	2	90.0042494

Tabla 4.4 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 1 considerando la restricción de la calidad del vapor.

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	45.945856	499.997422	3439.09571	7.02134754
2	0.09869961	45.5517661	2344.26551	7.40304601
3	0.09869961	40.5517661	169.846951	0.57978599
4	45.945856	41.1796777	176.449552	0.58621775

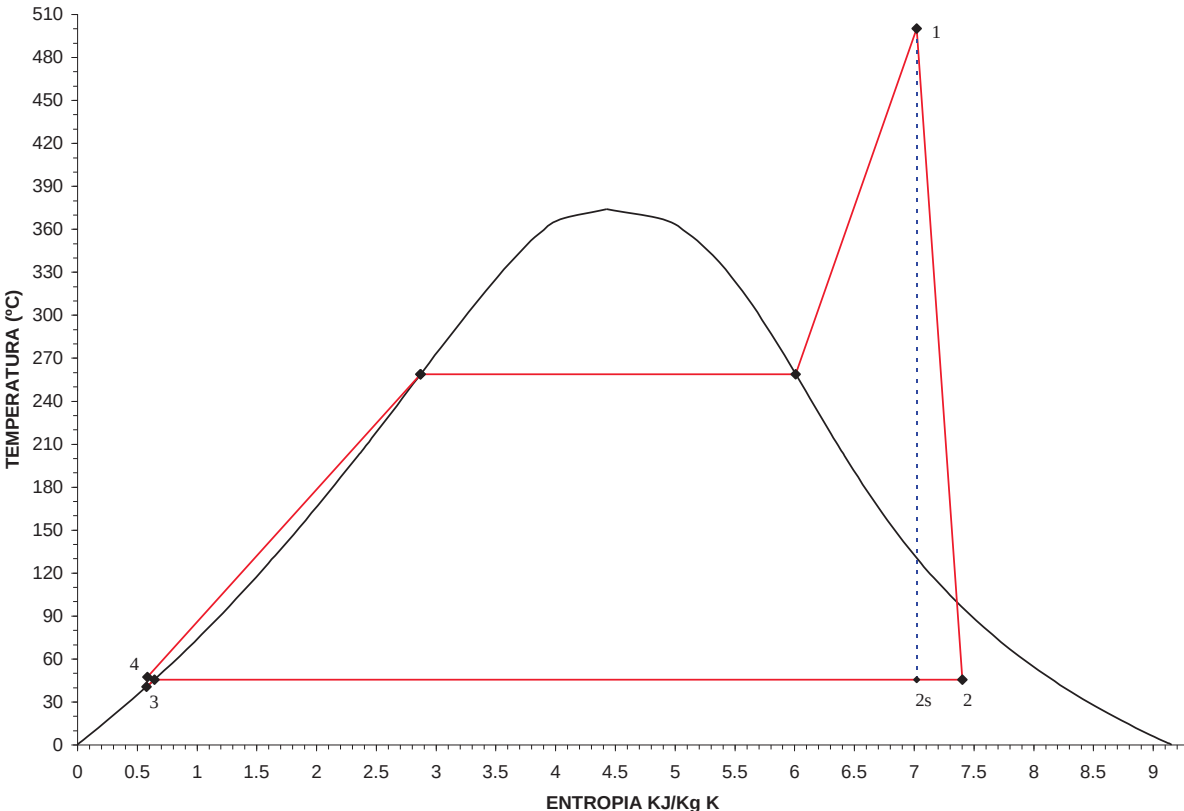


Fig. 4.3. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 1 considerando la restricción de la calidad del vapor.

Ejemplo 2. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento.

En la Figura 4.4 se muestra el ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento. En este ciclo de potencia no se permite que el vapor se expanda completamente hasta la presión del condensador en una sola etapa, sino que después de una expansión parcial en una turbina denominada de alta presión el vapor se extrae de esta turbina y se introduce nuevamente a la caldera para ser recalentado a presión constante; luego, el vapor recalentado es retornado a una turbina llamada de baja presión para así ser expandido a la presión del condensador. Para este tipo de ciclos puede considerarse que la turbina consiste en dos etapas, una de alta presión y otra de baja presión.

Este problema consiste en determinar la presión óptima de la etapa de recalentamiento teniendo como función objetivo la maximización de la eficiencia térmica del ciclo. El límite inferior establecido para la calidad del vapor que sale de las turbinas es 90% y la temperatura máxima del ciclo es igual a 500° C.

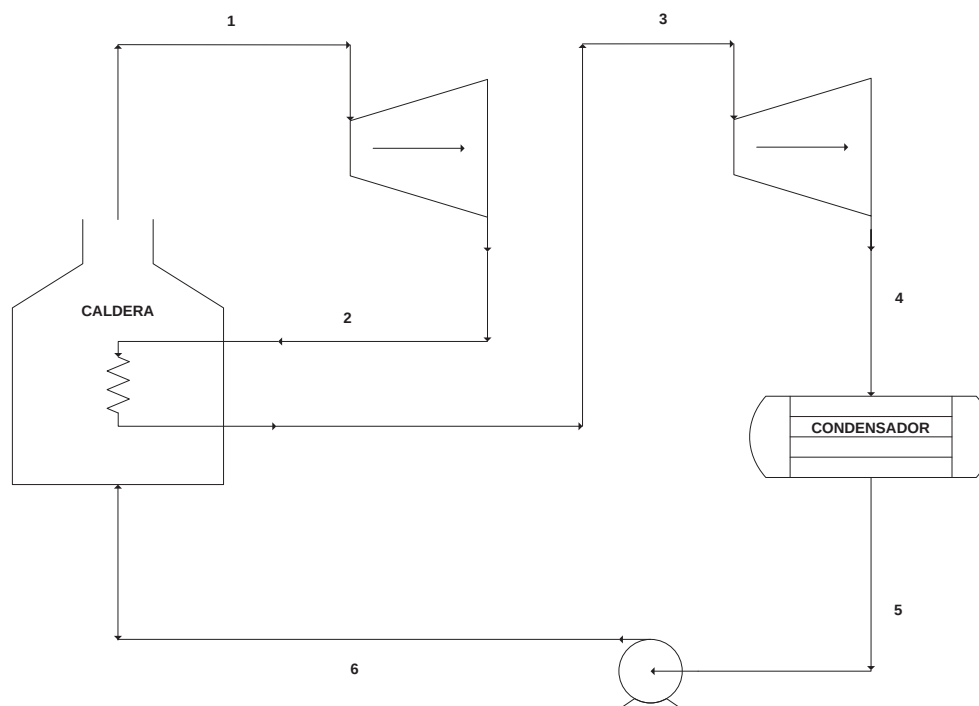


Fig. 4.4. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento.

Para esta configuración del ciclo Rankine se encuentra la solución óptima mostrada en la Tabla 4.5. La presión óptima de la caldera y la temperatura óptima del ciclo toman los valores factibles más grandes establecidos para estas variables, es decir, 220 bar y 500° C, respectivamente. La presión óptima de recalentamiento es 45.94 bar, que representa el 20.88% de la presión máxima del ciclo.

La eficiencia óptima del ciclo es 39.3%, que es mayor en 4.2 puntos porcentuales a la del ciclo Rankine simple. Esta mejora se logra debido a que la etapa de recalentamiento ocasiona el aumento de la temperatura promedio a la cual se agrega la energía térmica al ciclo. Por otro lado, se observa que el vapor que sale de la turbina tiene una calidad ligeramente mayor al límite inferior fijado para esta variable, no obstante que la presión de la caldera es la máxima posible. Es claro, por consiguiente, que la ventaja más importante del uso de una etapa de recalentamiento es la obtención de vapor más seco a la salida de la turbina en ciclos en los que se usa vapor sobrecalentado a muy alta presión y temperatura.

Tabla 4.5 - Solución óptima del Ejemplo 2.

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	219.953251
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	499.999626
Presión de recalentamiento (bar)	3	45.9390481
Temperatura de recalentamiento (°C)	3	499.999143
Presión del condensador (bar)	4	0.09869047
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	39.294591
Trabajo requerido por la bomba (kJ/kg)	-	31.53859
Trabajo producido por la turbina (kJ/kg)	-	1439.053
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1407.51441
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	3581.95459
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	2174.44018
Calidad del vapor a la salida de la turbina	4	90.0049896

Tabla 4.6 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 2.

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	219.953251	499.999626	3211.84121	6.07061437
2	45.9390481	277.238084	2867.61607	6.14084434
3	45.9390481	499.999143	3439.10744	7.02142866
4	0.09869047	45.5499588	2344.27958	7.40312848
5	0.09869047	40.5499588	169.839398	0.57976192
6	219.953251	43.4854876	201.377988	0.60967496

El ciclo con recalentamiento tiene la desventaja de que el mismo flujo de vapor está circulando a través de cada uno de los componentes del ciclo. Se espera, por lo tanto, que el tamaño de la etapa de baja presión de la turbina sea más grande que la etapa de alta presión (lo que podría dar relaciones desproporcionados de la potencia producida por costo unitario para las etapas de expansión).

La Tabla 4.6 y la Figura 4.5 muestran los estados termodinámicos de las corrientes de este ciclo.

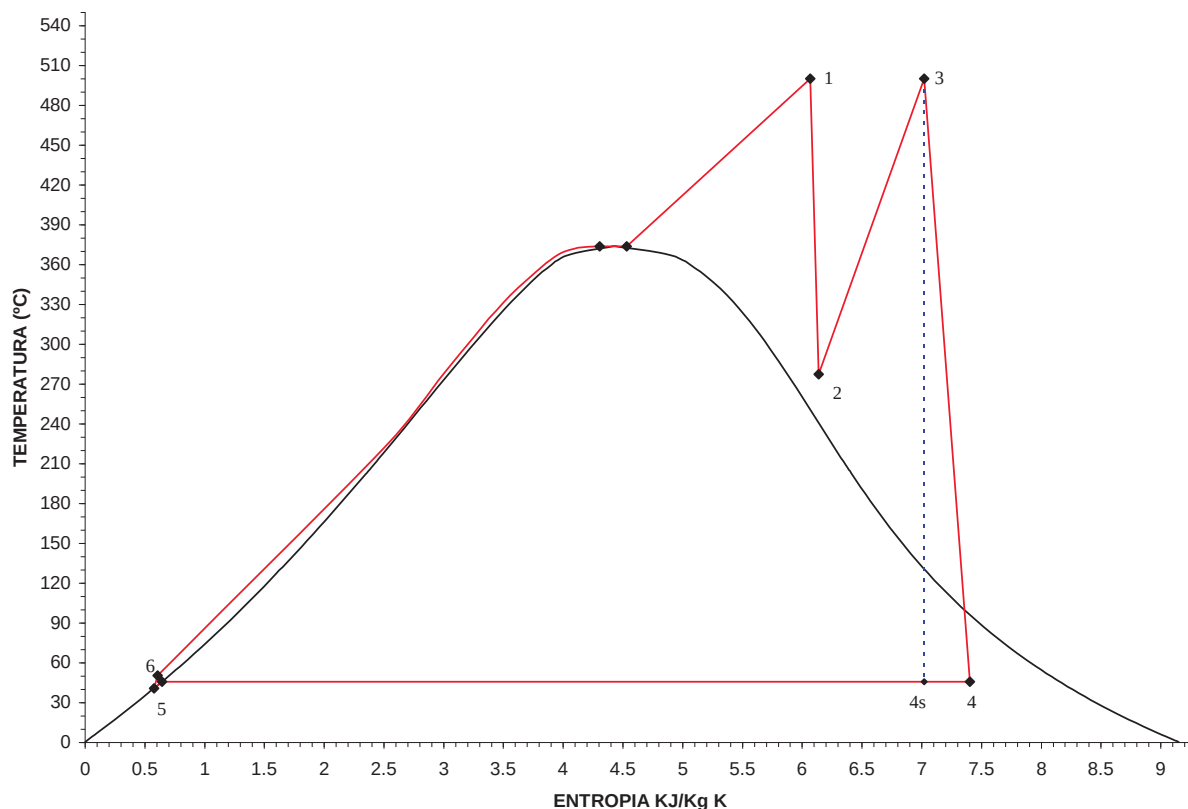


Fig. 4.5. Diagrama $T - s$ para los valores obtenidos del Ejemplo 2.

Ejemplo 3. Ciclo Rankine con ocho etapas de recalentamiento.

La eficiencia global de un ciclo con recalentamiento se incrementa proporcionalmente al número de etapas de recalentamiento. Cengel y Boles (1994) muestran cualitativamente que la temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento podría ser casi igual a la temperatura máxima del ciclo, si el número de etapas de recalentamiento es infinito, obteniéndose así la eficiencia más grande de ciclos con recalentamiento. La importancia de este resultado es meramente teórica, puesto que no es práctico el uso de más de dos etapas de recalentamiento. Sin embargo, encontrar el límite superior de la eficiencia térmica de ciclos con recalentamiento es un gran reto, que todavía no ha sido resuelto en la literatura. Para contribuir al estudio de este problema de optimización, en este ejemplo se pide encontrar los valores óptimos de las presiones intermedias de recalentamiento del ciclo con ocho recalentadores mostrado en la Figura 4.6, bajo condiciones reales que incorporen al análisis las irreversibilidades de la bomba y turbinas.

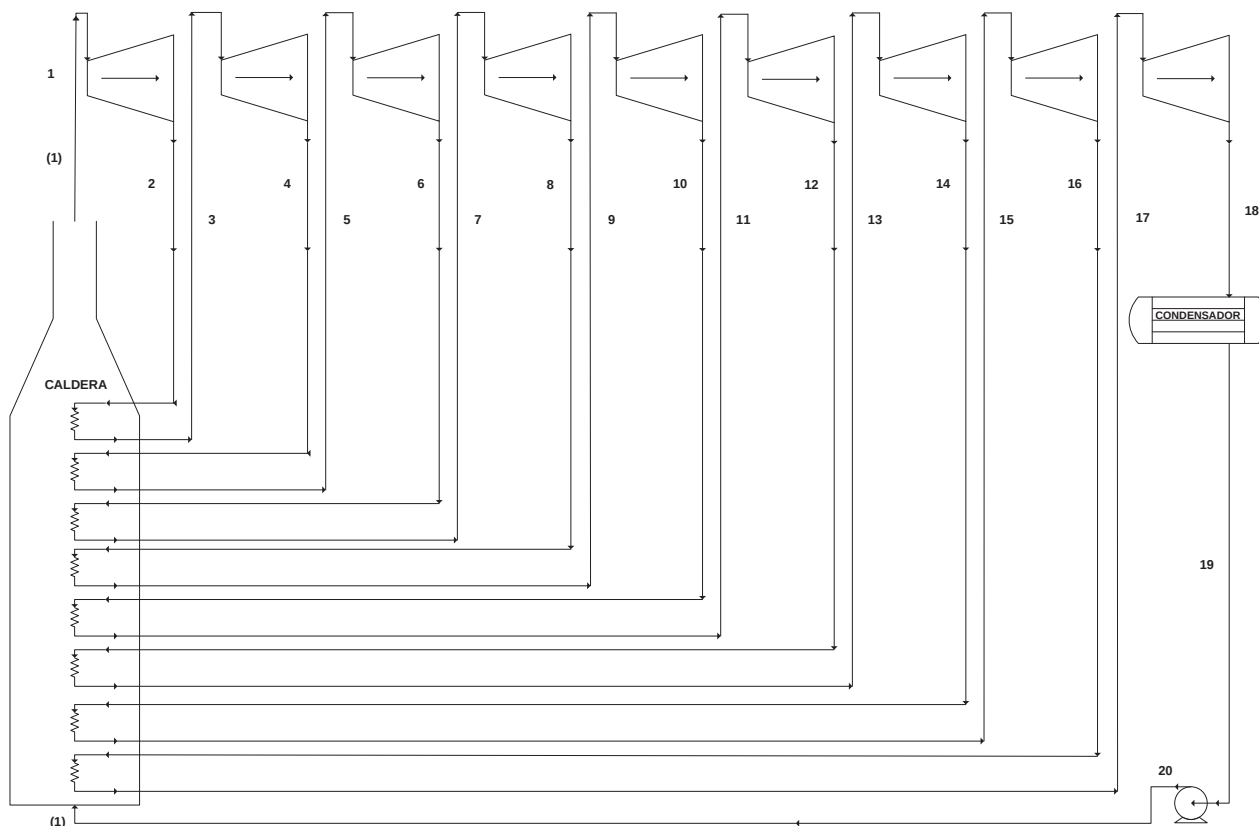


Fig. 4.6. Ciclo Rankine con ocho etapas de recalentamiento.

Este problema de optimización fue resuelto aplicando la técnica de algoritmos genéticos descrita en el capítulo anterior. En la Tabla 4.7 se presentan los resultados obtenidos, siendo la eficiencia térmica máxima del ciclo igual a 43.47%. Por lo tanto, este ciclo mejora en 4.15 puntos porcentuales la eficiencia térmica del ciclo con una etapa de recalentamiento, a expensas de requerir 7 recalentadores más y, por consiguiente, un mayor costo de capital. Así mismo, para lograr esta mejora en la eficiencia térmica, la complejidad de la planta de producción de potencia se ha incrementado notablemente.

Como se muestra en el diagrama $T-s$ de la Figura 4.7, la eficiencia del ciclo multietapas ha mejorado debido a que el incremento del número de etapas de recalentamiento ha aumentado la temperatura promedio a la que el calor es adicionado al vapor. Además, se puede observar que la temperatura de recalentamiento en las 8 etapas se mantienen prácticamente iguales y, como es lógico, las presiones óptimas de recalentamiento guardan un orden descendente.

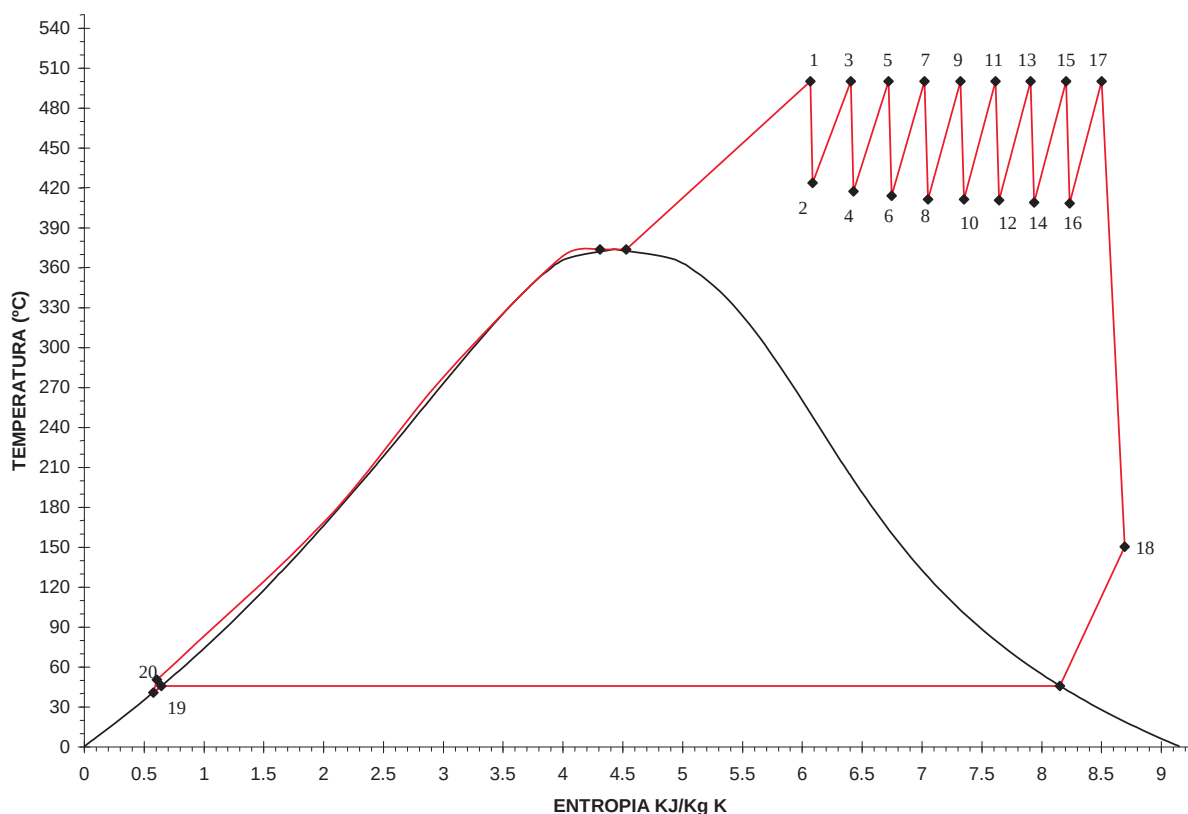
Tabla 4.7. Solución óptima del Ejemplo 3 – Caso a.

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la Caldera (Bar)	1	219.998851
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	499.999921
1ª Presión de recalentamiento (bar)	3	137.062857
1ª Temperatura de recalentamiento (°C)	3	499.999771
2ª Presión de recalentamiento (bar)	5	80.6749784
2ª Temperatura de recalentamiento (°C)	5	499.998864
3ª Presión de recalentamiento (bar)	7	45.7256736
3ª Temperatura de recalentamiento (°C)	7	499.99879
4ª Presión de recalentamiento (bar)	9	25.1193854
4ª Temperatura de recalentamiento (°C)	9	499.997196
5ª Presión de recalentamiento (bar)	11	13.6730474
5ª Temperatura de recalentamiento (°C)	11	499.99641
6ª Presión de recalentamiento (bar)	13	7.35969906
6ª Temperatura de recalentamiento (°C)	13	499.995491
7ª Presión de recalentamiento (bar)	15	3.90296299
7ª Temperatura de recalentamiento (°C)	15	499.995372
8ª Presión de recalentamiento (bar)	17	2.0588803
8ª Temperatura de recalentamiento (°C)	17	499.992995
Presión del condensador (bar)	18	0.09869212
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	43.4724252
Trabajo requerido por la bomba	-	31.54511
Trabajo producido por la turbina	-	2041.46203
Trabajo neto	-	2009.91692
Calor adicionado a la caldera	-	4623.42947
Calor retirado en el condensador	-	2613.51255
Calidad del vapor a la salida de la turbina	18	108.35557

Es importante tener presente que la eficiencia obtenida depende fuertemente de las eficiencias isentrópicas de la bomba y las turbinas, así como del grado de subenfriamiento en el condensador. Por ejemplo, si se supone que la bomba y las turbinas son ideales (eficiencias isentrópicas del 100%), así como un subenfriamiento nulo en el condensador, la eficiencia térmica del ciclo con ocho etapas de recalentamiento se incrementa a 48%. Como es obvio, este resultado muestra que menores irreversibilidades o pérdidas de los componentes (mayores eficiencias isentrópicas) dan resultados mayores de la eficiencia térmica del ciclo.

Tabla 4.8 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 3 – Caso a.

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	219.998851	499.999921	3211.77412	6.07045011
2	137.062857	423.651023	3095.0324	6.08910772
3	137.062857	499.999771	3327.91487	6.40675948
4	80.6749784	417.184665	3185.38617	6.4298373
5	80.6749784	499.998864	3398.56148	6.72169982
6	45.7256736	414.073263	3238.08684	6.74777772
7	45.7256736	499.99879	3439.34933	7.02381357
8	25.1193854	411.496095	3265.46834	7.05221783
9	25.1193854	499.997196	3462.44698	7.32279887
10	13.6730474	411.410408	3283.09681	7.352096
11	13.6730474	499.99641	3475.00437	7.61570069
12	7.35969906	410.574377	3290.9244	7.6458141
13	7.35969906	499.995491	3481.85197	7.90820955
14	3.90296299	408.954873	3292.73685	7.93924083
15	3.90296299	499.995372	3485.57974	8.20455669
16	2.0588803	408.466186	3294.49289	8.23594703
17	2.0588803	499.992995	3487.55718	8.50164834
18	0.09869212	150.170872	2783.35332	8.6960196
19	0.09869212	40.5502852	169.840763	0.57976627
20	219.998851	43.4864316	201.385873	0.60968542

Fig. 4.7. Diagrama $T-s$ para los valores obtenidos del Ejemplo 3 – Caso a.

Se puede observar que el trabajo requerido por la bomba en el Ejemplo 2 y Ejemplo 3 es prácticamente el mismo, mientras que el trabajo de la turbina se ha incrementado considerablemente por el uso de 7 recalentadores adicionales, lo que genera un aumento en el trabajo neto del ciclo. Por otro lado, el calor requerido por el ciclo multietapas es mucho mayor que el adicionado al ciclo con una sola etapa de recalentamiento, lo que ocasiona que el calor retirado en el condensador también sea mayor para el ciclo del Ejemplo 4.

El vapor que sale de la última etapa de expansión está sobrecalentado, como se observa en la Figura 4.6. En caso de que esta situación quisiera evitarse, para evitar problemas de operación en el condensador, sólo es necesario especificar en el programa número 3 mostrado en el Apéndice B (pág.129) que la calidad del vapor se debe encontrar en el intervalo 90%-100%. Cuando esto se establece, la técnica de algoritmos genéticos produce los resultados de optimización presentados en las Tablas 4.9 y 4.10, así como en el diagrama T -s de la Figura 4.8. La incorporación de esta restricción ocasiona una pequeña disminución de la eficiencia térmica del ciclo multiepas, que pasa de 43.4724% a 42.7311%. Esto se debe a que los valores óptimos de las presiones intermedias de recalentamiento son mayores que en ciclo no restringido, lo que ocasiona, a su vez, una mayor reducción en el trabajo neto producido por el ciclo que en el calor adicionado al mismo (10.4% contra 8.85%).

Tabla 4.9 - Solución óptima del Ejemplo 3 – Caso b.

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	219.996747
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	499.997496
1ª Presión de recalentamiento (bar)	3	153.86288
1ª Temperatura de recalentamiento (°C)	3	499.994686
2ª Presión de recalentamiento (bar)	5	105.718896
2ª Temperatura de recalentamiento (°C)	5	499.990976
3ª Presión de recalentamiento (bar)	7	71.6100148
3ª Temperatura de recalentamiento (°C)	7	499.989618
4ª Presión de recalentamiento (bar)	9	46.9795804
4ª Temperatura de recalentamiento (°C)	9	499.988562
5ª Presión de recalentamiento (bar)	11	30.8338987
5ª Temperatura de recalentamiento (°C)	11	499.984348
6ª Presión de recalentamiento (bar)	13	20.1926719
6ª Temperatura de recalentamiento (°C)	13	499.981804

7ª Presión de recalentamiento (bar)	15	13.0388528
7ª Temperatura de recalentamiento (°C)	15	499.971437
8ª Presión de recalentamiento (bar)	17	8.29027878
8ª Temperatura de recalentamiento (°C)	17	496.715509
Presión del condensador (bar)	18	0.09869189
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	42.7310941
Trabajo requerido por la bomba (kJ/kg)	-	31.5448088
Trabajo producido por la turbina (kJ/kg)	-	1832.43675
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1800.89194
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	4214.47654
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	2413.58461
Calidad del vapor a la salida de la turbina	18	99.9997951

Tabla 4.10 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 3 – Caso b.

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	219.996747	499.997496	3211.76886	6.07044688
2	153.86288	441.559396	3122.42299	6.08435397
3	153.86288	499.994686	3305.59326	6.3309402
4	105.718896	439.9451	3204.7316	6.34670818
5	105.718896	499.990976	3367.94077	6.56657612
6	71.6100148	439.135225	3258.26523	6.58376818
7	71.6100148	499.989618	3409.32489	6.78731677
8	46.9795804	435.60504	3287.31763	6.80651818
9	46.9795804	499.988562	3437.89827	7.00990138
10	30.8338987	436.664677	3313.42298	7.02947217
11	30.8338987	499.984348	3456.07694	7.22198871
12	20.1926719	437.03554	3329.32121	7.24190549
13	20.1926719	499.981804	3467.84147	7.42879171
14	13.0388528	435.503213	3335.94976	7.44955208
15	13.0388528	499.971437	3475.64043	7.63821919
16	8.29027878	433.649782	3338.54972	7.65985943
17	8.29027878	496.715509	3473.75816	7.84309682
18	0.09869189	45.5502394	2583.42518	8.15350145
19	0.09869189	40.5502394	169.840571	0.57976566
20	219.996747	43.4863569	201.38538	0.60968453

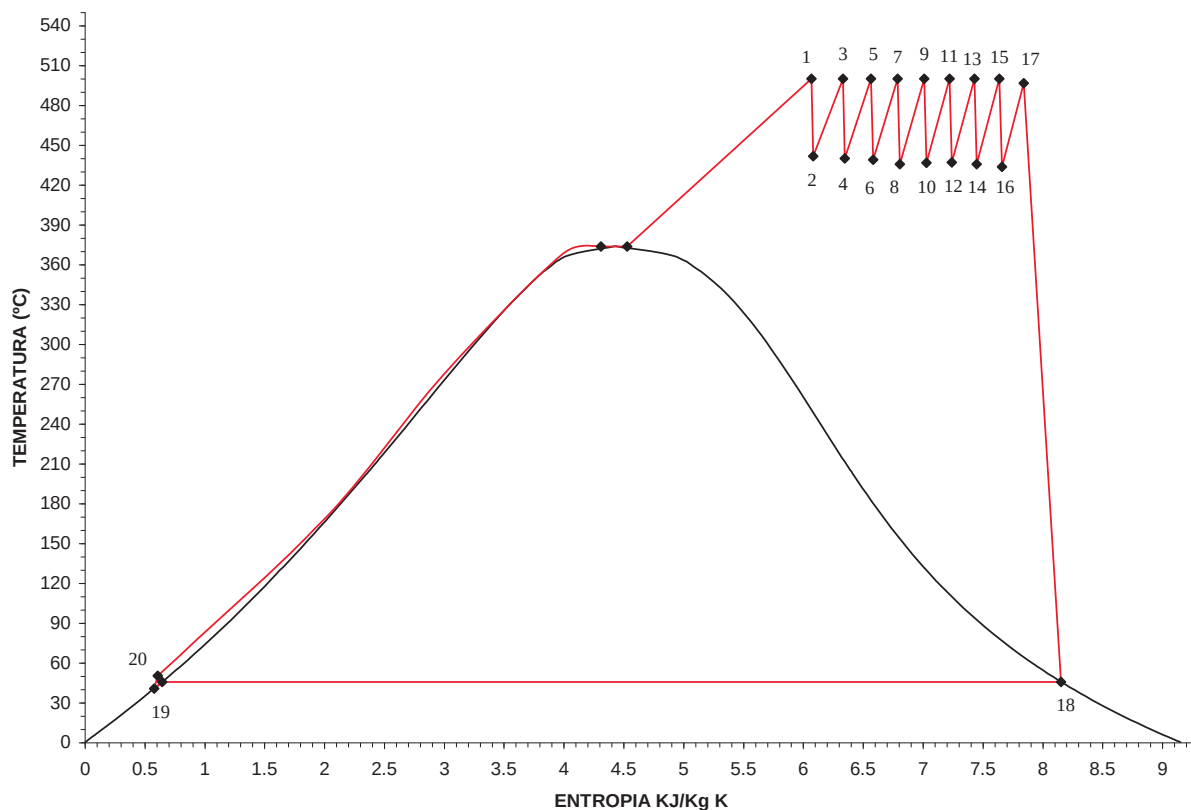


Fig. 4.8. Diagrama $T - s$ para los valores obtenidos del Ejemplo 3 – Caso b.

Ejemplo 4. Ciclo Rankine regenerativo considerando los tres tipos de calentadores.

Determine las condiciones de operación que maximicen la eficiencia térmica de un ciclo Rankine regenerativo, considerando tres tipos diferentes de calentadores: (a) abiertos (contacto directo), (b) cerrados con drenes con bombeo hacia adelante, y (c) cerrados con flujo hacia atrás. El número de calentadores se puede considerar una variable independiente a optimizar para los tres tipos bajo estudio. La calidad del vapor que entra al condensador debe ser mayor a 90% y la temperatura del vapor sobrecalentado debe ser menor a 600° C. En la Tabla 4.11 se presentan los demás datos de entrada de este ejemplo.

Tabla 4.11. Datos de entrada del Ejemplo 4.

Variable	Valor óptimo
Grado de subenfriamiento del condensador (°C)	5
Grado de subenfriamiento de los drenes (°C)	5
Grado de subenfriamiento del calentador de agua (°C)	5
TTD del calentador de agua (°C)	5
Eficiencia de la bomba (%)	70
Eficiencia de la turbina (%)	90

a) Calentadores abiertos (contacto directo)

La solución óptima del ciclo Rankine regenerativo con calentadores abiertos se presenta en las Tablas 4.12 y 4.13, así como en la Figuras 4.9 y 4.10. La máxima eficiencia térmica del ciclo es de 42.04%. Para ello requiere ocho calentadores abiertos.

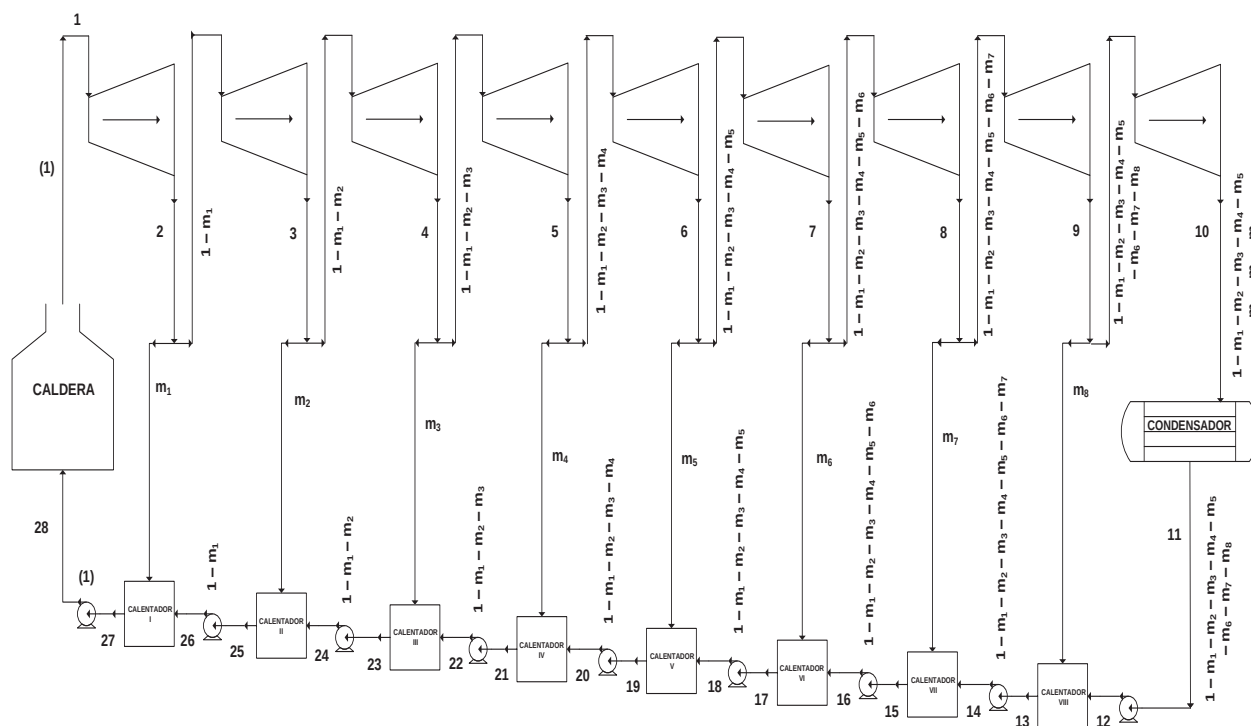


Fig. 4.9. Ciclo Rankine regenerativo con calentadores abiertos (contacto directo).

Tabla 4.12 - Solución óptima del Ejemplo 4 (a).

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	69.5114535
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	599.992554
Presión del condensador (bar)	10	0.0992982
1° Flujo extraído de la turbina	2	0.05002571
2° Flujo extraído de la turbina	3	0.04626658
3° Flujo extraído de la turbina	4	0.04336614
4° Flujo extraído de la turbina	5	0.04102914
5° Flujo extraído de la turbina	6	0.03906598
6° Flujo extraído de la turbina	7	0.03734695
7° Flujo extraído de la turbina	8	0.035807
8° Flujo extraído de la turbina	9	0.02844827

Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	42.0392853
Trabajo requerido por la bomba (kJ/kg)	-	10.9650533
Trabajo producido por la turbina (kJ/kg)	-	1081.09307
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1070.12802
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	2545.54285
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	1475.41483
Calidad del vapor a la salida de la turbina	10	90.0000358

Tabla 4.13 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 4 (a).

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	69.5114535	599.992554	3651.00051	7.09449221
2	45.5411114	530.140972	3509.16555	7.11422044
3	28.474563	458.024814	3364.70844	7.13628441
4	16.8193187	383.691318	3217.90889	7.16126054
5	9.26760123	307.460708	3069.49731	7.18984447
6	4.68739398	230.013	2920.68488	7.22297311
7	2.13119904	152.469475	2773.20534	7.26178487
8	0.84748144	95.0446703	2627.64223	7.30571163
9	0.28420124	67.8572678	2475.5345	7.35527308
10	0.0992982	45.6698654	2344.40279	7.40097353
11	0.0992982	40.6698654	170.340504	0.58135886
12	0.28420124	38.1333441	170.367134	0.58158467
13	0.28420124	62.8572678	263.11034	0.86694231
14	0.84748144	62.8703159	263.19231	0.86703807
15	0.84748144	90.0446703	377.15638	1.19317437
16	2.13119904	90.0621536	377.346365	1.19328105
17	2.13119904	117.232073	492.025561	1.49784499
18	4.68739398	117.289571	492.411851	1.49814997
19	4.68739398	144.419475	608.195346	1.78489722
20	9.26760123	144.540751	608.904883	1.78546103
21	9.26760123	171.606878	726.248962	2.0577082
22	16.8193187	171.808726	727.453199	2.05847472
23	16.8193187	198.79428	846.962461	2.31940345
24	28.474563	199.111758	848.884781	2.32029734
25	28.474563	225.981682	971.412898	2.57312373
26	45.5411114	226.502462	974.341051	2.57417019
27	45.5411114	253.169085	1101.14745	2.82233173
28	69.5114535	254.065657	1105.45766	2.82373419

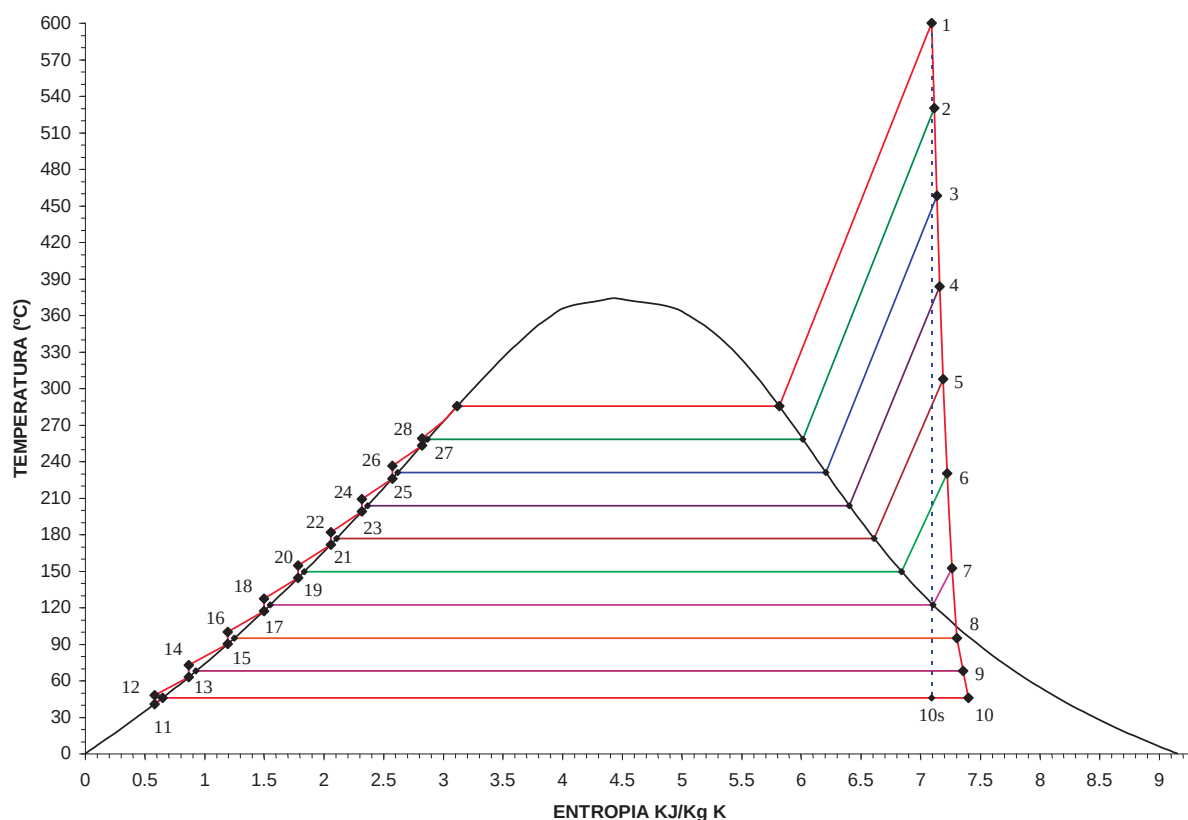


Fig. 4.10. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 4 (a).

b) Calentadores cerrados con flujo hacia atrás.

La solución óptima del ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados con flujo hacia atrás se presentan en las Tablas 4.14 y 4.15, así como en la Figuras 4.11 y 4.12. La máxima eficiencia térmica del ciclo es de 41.57%. Para ello requiere ocho calentadores cerrados con flujo hacia atrás.

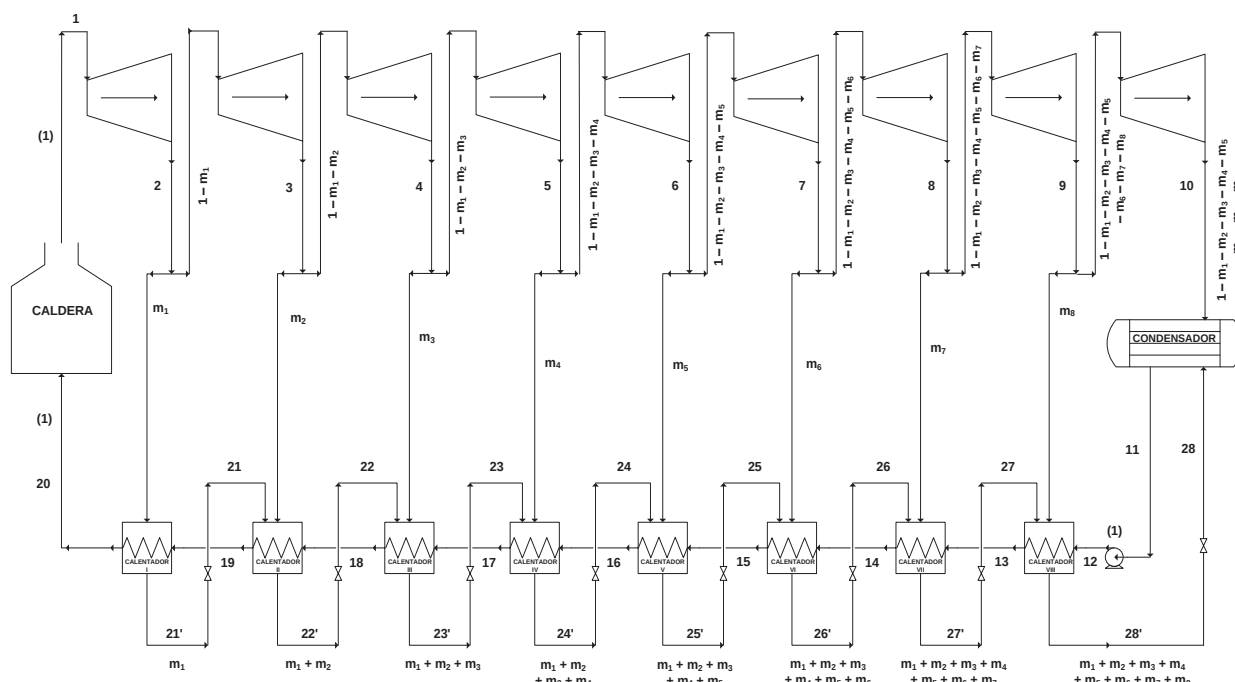


Fig. 4.11. Ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados con flujo hacia atrás.

Tabla 4.14 - Solución óptima del Ejemplo 4 (b).

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	69.3237043
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	599.997586
Presión del condensador (bar)	10	0.09877336
1° Flujo extraído de la turbina	2	0.053821
2° Flujo extraído de la turbina	3	0.04903951
3° Flujo extraído de la turbina	4	0.04548028
4° Flujo extraído de la turbina	5	0.0427102
5° Flujo extraído de la turbina	6	0.04045868
6° Flujo extraído de la turbina	7	0.03854494
7° Flujo extraído de la turbina	8	0.0368742
8° Flujo extraído de la turbina	9	0.02158961
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	41.5705895
Trabajo requerido por la bomba (kJ/kg)	-	9.9693681
Trabajo producido por la turbina (kJ/kg)	-	1070.38068
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1060.41131
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	2550.86908
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	1490.45777
Calidad del vapor a la salida de la turbina	10	90.0000565

Tabla 4.15 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 4 (b).

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	69.3237043	599.997586	3651.16571	7.09588873
2	45.4117357	530.129884	3509.27123	7.11562553
3	28.3888814	457.995291	3364.75415	7.13769961
4	16.7653537	383.642006	3217.89594	7.16268761
5	9.23568116	307.391234	3069.42959	7.19128567
6	4.66994174	229.924113	2920.56892	7.22443115
7	2.12255875	152.363358	2773.05058	7.26326307
8	0.84371194	94.9235682	2627.46084	7.30721231
9	0.28280373	67.7449594	2475.33198	7.35679699
10	0.09877336	45.5663506	2344.19459	7.40251426
11	0.09877336	40.5663506	169.907902	0.57998026
12	69.3237043	41.5025124	179.87727	0.58959842
13	69.3237043	62.7449594	262.640321	0.86554359
14	69.3237043	89.9235682	376.646887	1.19177225
15	69.3237043	117.102177	491.474058	1.49643408
16	69.3237043	144.280786	607.598518	1.78347175
17	69.3237043	171.459395	725.602198	2.05626106
18	69.3237043	198.638003	846.259121	2.31792507
19	69.3237043	225.816612	970.643223	2.57160065
20	69.3237043	252.995221	1100.29663	2.82074398
21	28.3888814	252.995221	1100.29663	2.82074398
22	16.7653537	225.816612	970.643223	2.57160065
23	9.23568116	198.638003	846.259121	2.31792507
24	4.66994174	171.459395	725.602198	2.05626106
25	2.12255875	144.280786	607.598518	1.78347175
26	0.84371194	117.102177	491.474058	1.49643408
27	0.28280373	89.9235682	376.646887	1.19177225
28	0.09877336	62.7449594	262.640321	0.86554359

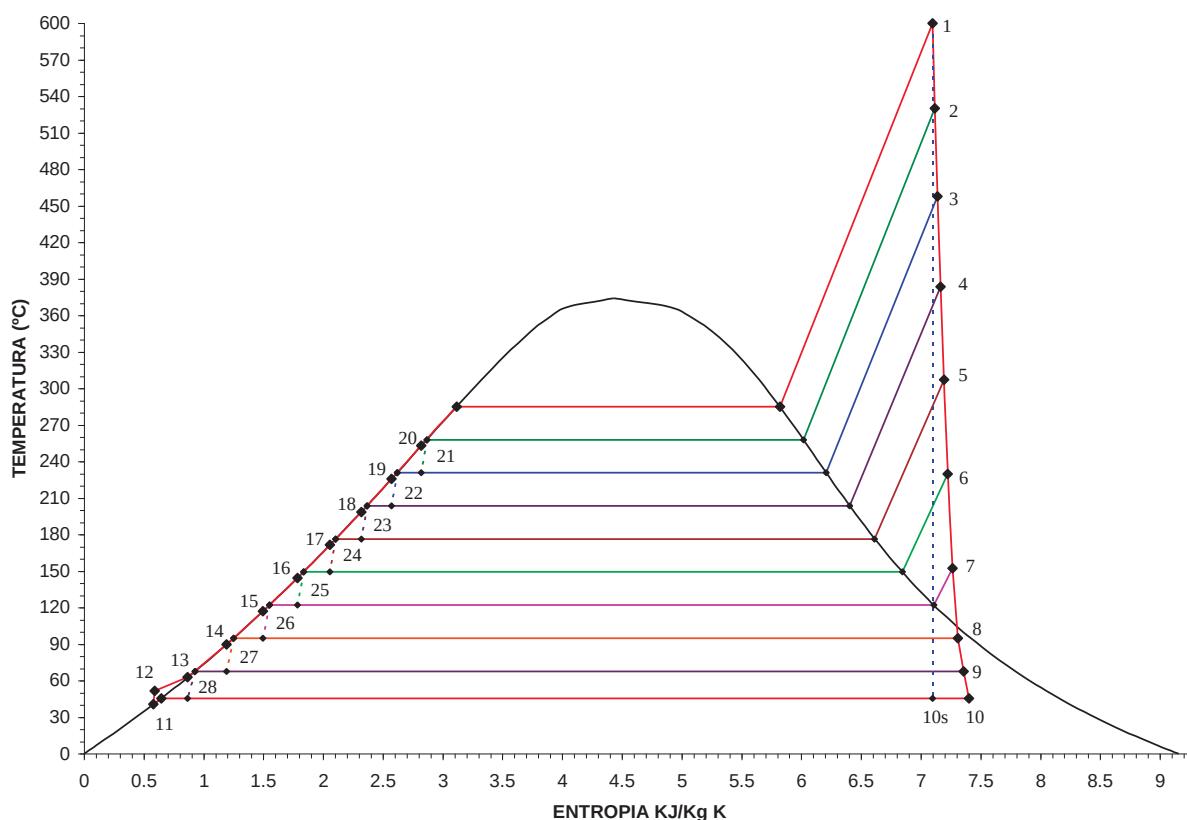


Fig. 4.12. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 4 (b).

c) Calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante.

La solución óptima del ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante se presentan en las Tablas 4.16 y 4.17, así como en la Figuras 4.13 y 4.14. La máxima eficiencia térmica del ciclo es de 42.1245%. Para ello requiere ocho calentadores cerrados.

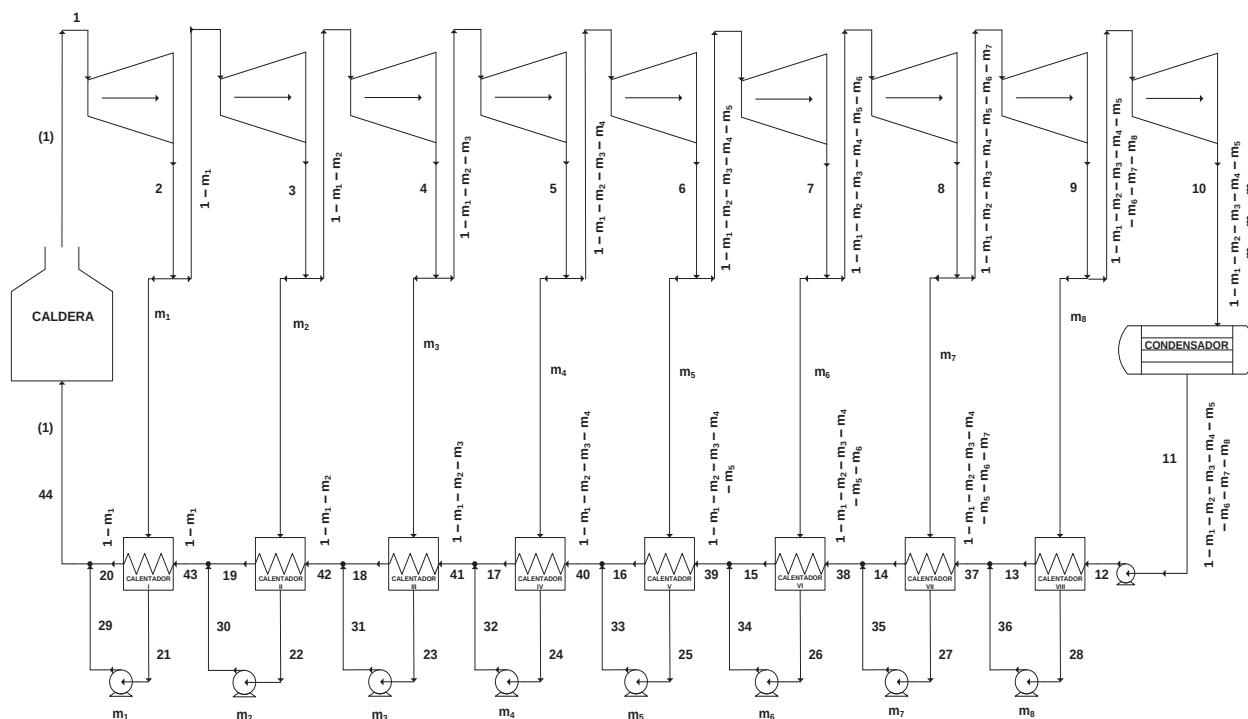


Fig. 4.13. Ciclo Rankine Regenerativo con calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante.

Tabla 4.16 - Solución óptima del Ejemplo 4 (c).

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	69.2849792
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	599.987459
Presión del condensador (bar)	10	0.09869067
1° Flujo extraído de la turbina	2	0.05093245
2° Flujo extraído de la turbina	3	0.04671466
3° Flujo extraído de la turbina	4	0.04352022
4° Flujo extraído de la turbina	5	0.04100249
5° Flujo extraído de la turbina	6	0.03893652
6° Flujo extraído de la turbina	7	0.03716667
7° Flujo extraído de la turbina	8	0.0356461
8° Flujo extraído de la turbina	9	0.025456
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	42.1245307
Trabajo requerido por la bomba (kJ/kg)	-	5.88184107
Trabajo producido por la turbina (kJ/kg)	-	1080.40734
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1074.5255
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	2550.83078
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	694.427613
Calidad del vapor a la salida de la turbina	10	90.0004843

Tabla 4.17 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 4 (c).

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	69.2849792	599.987459	3651.17327	7.09614683
2	45.3854673	530.118456	3509.27152	7.11588493
3	28.3717901	457.982254	3364.74726	7.1379605
4	16.7548032	383.627253	3217.88227	7.16295022
5	9.22958242	307.374841	3069.41003	7.19155024
6	4.66669463	229.906325	2920.54475	7.22469797
7	2.12100028	152.344603	2773.02348	7.2635324
8	0.84305656	94.9024671	2627.43307	7.30748437
9	0.28257127	67.7262327	2475.30511	7.35707147
10	0.09869067	45.5499983	2344.17186	7.40278965
11	0.09869067	40.5499983	169.839563	0.57976244
12	69.2849792	41.4855852	179.803303	0.58937589
13	69.2849792	62.7262327	262.561949	0.86531032
14	69.2849792	89.9024671	376.558114	1.1915279
15	69.2849792	117.078702	491.37439	1.49617905
16	69.2849792	144.254936	607.487283	1.78320603
17	69.2849792	171.43117	725.478434	2.05598408
18	69.2849792	198.607405	846.121422	2.31763558
19	69.2849792	225.783639	970.489502	2.57129639
20	69.2849792	252.959874	1100.1237	2.82042118
21	45.3854673	252.959874	1100.1237	2.82042118
22	28.3717901	225.783639	970.489502	2.57129639
23	16.7548032	198.607405	846.121422	2.31763558
24	9.22958242	171.43117	725.478434	2.05598408
25	4.66669463	144.254936	607.487283	1.78320603
26	2.12100028	117.078702	491.37439	1.49617905
27	0.84305656	89.9024671	376.558114	1.1915279
28	0.28257127	62.7262327	262.561949	0.86531032
29	69.2849792	253.857768	1104.41947	2.82042118
30	69.2849792	226.990881	977.506897	2.57129639
31	69.2849792	199.848399	854.783152	2.31763558
32	69.2849792	172.569656	735.053261	2.05598408
33	69.2849792	145.22557	617.495916	1.78320603
34	69.2849792	117.859379	501.522833	1.49617905
35	69.2849792	90.4987654	386.686234	1.1915279
36	69.2849792	63.1545394	272.602646	0.86531032
37	69.2849792	61.4294512	262.923941	0.84540369
38	69.2849792	88.7433408	377.044854	1.173225
39	69.2849792	116.057511	491.858646	1.47916424
40	69.2849792	143.406856	607.963789	1.76758117
41	69.2849792	170.78936	725.935556	2.04189688
42	69.2849792	198.200625	846.539175	2.30538437
43	69.2849792	225.626503	970.83491	2.56147776
44	69.2849792	253.013107	1100.34249	2.81407681

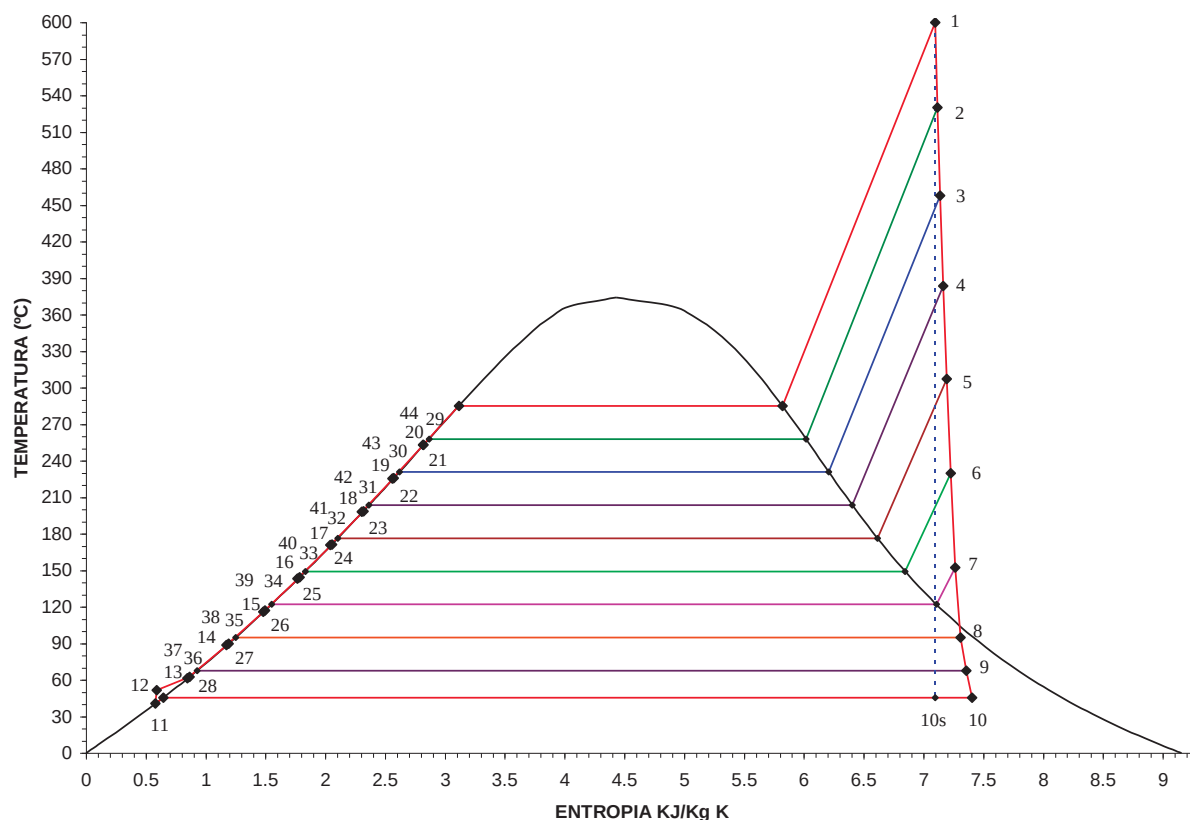


Fig. 4.14. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 4 (c).

El límite superior del número de calentadores, de cualquiera de los tipos considerados, se fijó en ocho en los programas de simulación de los ciclos regenerativos, debido a que éste es el número máximo de calentadores que utilizan las plantas modernas de potencia de vapor. Un mayor número de calentadores implica una configuración más compleja y un mayor costo de capital de una planta de potencia regenerativa. Sin embargo, un compromiso entre los factores antes mencionados es necesario para decidir el número óptimo de calentadores de agua de alimentación debe ser empleado. Usando los programas de simulación es muy fácil determinar el efecto que tiene un mayor número de calentadores sobre la eficiencia del ciclo: sólo es necesario introducir el número máximo deseado de calentadores como un dato de entrada adicional.

Dado que la eficiencia de un ciclo regenerativo se incrementa a medida que aumenta el número de calentadores, se observa que es ocho el número óptimo de calentadores para cualquiera de los tipos estudiados.

Por otro lado, se observa que es muy pequeña la diferencia (42.0393% - 42.1245%) entre la eficiencia de los ciclos que emplean calentadores abiertos y cerrados con drenes con bombeo

hacia adelante. Por otro lado, dicha diferencia es mayor cuando se comparan los calentadores cerrados con drenes con bombeo hacia adelante y con flujo hacia atrás (42.1245% - 41.57%). Este comportamiento se puede entender al tener presente los dos aspectos que se discuten a continuación:

- a) Hay una mayor pérdida de la capacidad para realizar trabajo en los ciclos con calentadores con flujo hacia atrás, como resultado de la importante pérdida de presión que experimenta el fluido de trabajo al retroceder hasta el condensador, pasando sucesivamente de un calentador a mayor presión a otro calentador de menor presión a través de una válvula de estrangulamiento.
- b) El mayor flujo másico del agua que se procesa térmicamente en los calentadores cerrados con flujo hacia atrás. De hecho, toda el agua que se alimenta a la caldera tiene que pasar por cada uno de los calentadores del ciclo.

Sin embargo, los calentadores cerrados con flujo hacia atrás son los más utilizados en la práctica debido a su simplicidad (sólo requieren una bomba de agua) y, por lo tanto, bajo costo.

La eficiencia térmica del ciclo regenerativo, para cualquiera de los tipos de calentadores estudiados, es menor a la eficiencia del ciclo con ocho etapas de recalentamiento. Esto se debe a que la presión de la caldera de los ciclos regenerativos es significativamente menor (70 bar) que la máxima presión del ciclo con recalentamiento citado (220 bar), lo cual es requerido para satisfacer la restricción establecida para la calidad del vapor que entra al condensador. Se espera, por tanto, que la combinación de etapas de recalentamiento con calentadores del agua alimentada a la caldera puede ser una opción viable para incrementar la eficiencia de las plantas de potencia basadas en el ciclo Rankine.

En comparación con el ciclo Rankine simple del Ejemplo 1, el trabajo neto producido por cualquiera de los ciclos regenerativos estudiados, por unidad de masa, disminuye como resultado del vapor extraído. La disminución del trabajo neto aumenta con la fracción másica del vapor extraído; esto explica porqué es menor el trabajo neto del ciclo con calentadores con flujo hacia atrás que el del ciclo con calentadores con drenes con bombeo hacia adelante.

Ejemplo 5. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento y un calentador abierto.

El siguiente ciclo mostrado en la Fig. 4.15 es propuesto por Dincer y col. (2001), en este tipo de ciclo termodinámico se observa que esta compuesto por una etapa de recalentamiento y posteriormente una etapa regenerativa con un calentador abierto (Contacto Directo). La Tabla 4.18 muestra los valores iniciales para la solución de este programa.

Tabla 4.18. Datos de entrada del Ejemplo 5.

Variable	Dato	
Grado de subenfriamiento del Condensador (°C)	DC	5
Grado de subenfriamiento de los Drenes (°C)	DD	5
Grado de subenfriamiento del Calentador de Agua (°C)	DF	5
TTD del Calentador de Agua (°C)	WD	5
Eficiencia de la Bomba (%)	η_P	70
Eficiencia de la Turbina (%)	η_T	90

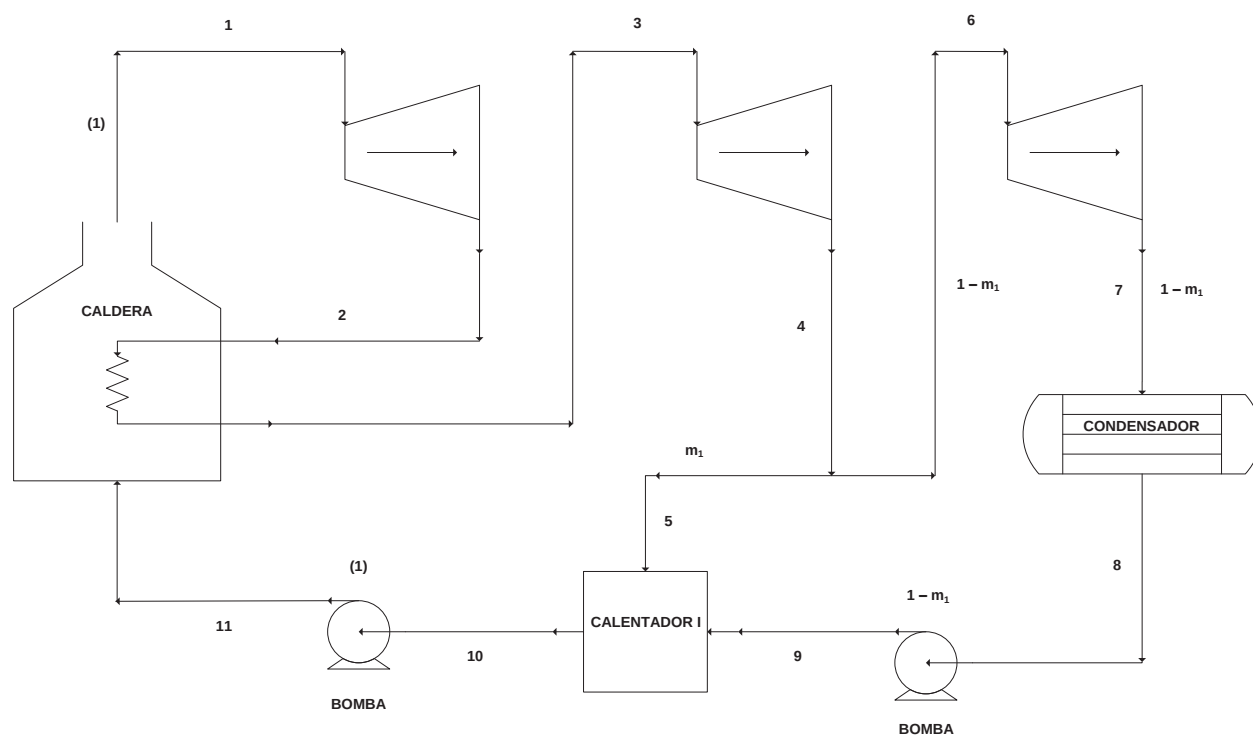


Fig. 4.15. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento y una etapa regenerativa (calentador abierto contacto directo).

Los resultados que se obtienen con este ciclo termodinámico propuesto son los de la Tabla 4.19.

Tabla 4.19. Solución óptima del Ejemplo 5.

Variable		No de corriente	Valor óptimo
Presión De La Caldera (Bar)	$PP1$	1	119.993861
Temperatura De Entrada a la Turbina (°C)	$TT1$	1	499.997086
Presión De Recalentamiento (Bar)	$PP3$	3	37.05913
Temperatura De Recalentamiento (°C)	$TT3$	3	499.999324
Presión De Extracción (Bar)	$PP5$	5	6.44766457
Presión Del Condensador (Bar)	$PP8$	8	0.07500099
Flujo Extraído de la Turbina	$M1$	5	0.17992003
Eficiencia térmica del ciclo (%)	E_F	-	41.863728
Trabajo requerido por la bomba (kJ/kg)	W_P	-	14.4373676
Trabajo producido por la turbina (kJ/kg)	W_T	-	1301.40064
Trabajo neto (kJ/kg)	W_N	-	1286.96327
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	Q_H	-	3074.17263
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	Q_L	-	1787.20936
Calidad del vapor a la salida de la turbina	Q_U	7	89.73567

Las propiedades de cada corriente de este ejemplo es el mostrado en la Tabla 4.20, y el diagrama $T-s$ es el mostrado en la Fig.4.16.

Tabla 4.20 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 5.

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	119.993861	499.997086	3349.96539	6.49021276
2	37.05913	316.906017	3049.99028	6.49021132
3	37.05913	499.999324	3449.14664	7.13036965
4	6.44766457	269.514381	2997.17062	7.22500476
5	6.44766457	269.514381	2997.17062	7.22500476
6	6.44766457	269.514381	2997.17062	7.22500476
7	0.07500099	40.291839	2327.17559	7.4625099
8	0.07500099	35.291839	147.864529	0.50912369
9	6.44766457	35.3587212	148.576952	0.5095898
10	6.44766457	156.665455	661.095997	1.90935196
11	119.993861	158.312732	674.949122	1.91261176

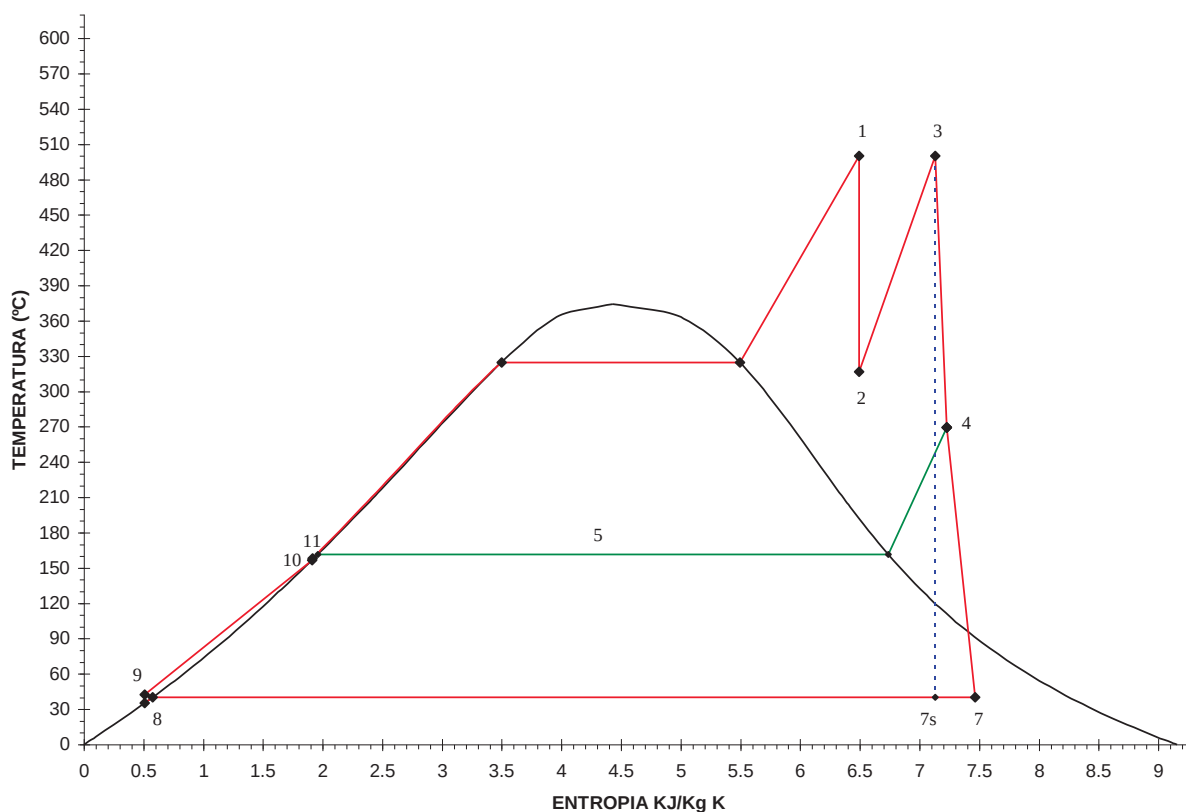


Fig. 4.16. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 5.

Para este ejemplo, el análisis realizado es en base al estudio de la primera ley de la termodinámica, en la cual, han sido estudiados 120 casos para diferentes parámetros tales como lo son la temperatura de la caldera, presión del condensador, fracción másica y el trabajo de salida. Los valores de presión y la temperatura han sido seleccionados en un intervalo de 400° C y 590° C, y 10 a 15 MPa, siendo consistentes con lo valores reales.

En este artículo el objetivo principal es obtener los valores apropiados de presiones como de temperaturas, tanto de la caldera, turbina, condensador y extracciones, para así, poder alcanzar la mayor eficiencia térmica para este tipo de configuración.

El estudio de estos 120 casos da como resultado que los valores óptimos para el ciclo de la Fig. 4.15 son los siguientes: presión de la caldera: 120 bar, temperatura de entrada a la turbina 500° C, presión y temperatura de recalentamiento, 24 bar y 500° C, respectivamente, presión de extracción 1.5 bar, presión del condensador 0.075 bar. Estos datos fueron obtenidos en este artículo tomando en cuenta la eficiencia de la bomba y de la turbina igual a 0.9.

El programa realizado en MATLAB™ empleando los Algoritmos Genéricos para comparación con este ejemplo 5, se realizó limitando a este intervalo de presiones de la caldera, que fue dentro de 0.1-120 bar, y dejando como límite superior una temperatura de 500° C como temperatura de entrada a la caldera, se pudo obtener los datos que se muestran en la Tabla 4.19, la cual, proporciona las propiedades termodinámicas de todas las corrientes involucradas en el ciclo propuesto con esta configuración Tabla 4.20, además de obtenerse el rendimiento de la configuración.

Como se puede observar el programa realizado en MATLAB™ proporciona cálculos casi idénticos a los obtenidos en el artículo para el ejemplo 5, a excepción de las presiones de recalentamiento como de la extracción; sin embargo, el resultado obtenido usando GA exhibe eficiencia mayor a la obtenida por el artículo del ejemplo 5. La eficiencia que ellos reportan es de 41.66% mientras que para la que se obtuvo por medio de GA es de 41.8637%, que en términos de una planta real esto significa una mejora en cuanto a costos y rentabilidad. Las presiones obtenidas difieren, en cuanto que para la solución por GA son mayores para el recalentamiento y para la extracción como se mencionó, pero se puede observar que el calor adicionado a la caldera es menor para los cálculos obtenidos con GA en comparación a los del artículo que propone esta configuración, por lo tanto, si se ve desde el punto de vista económico (que no es el caso de este trabajo de tesis, sino encontrar la mejor eficiencia para cada configuración), resulta muy atractivo ya que se estaría hablando de ahorro de combustible en la caldera y se obtiene mayor eficiencia a la que ellos reportan. La presión en la entrada de la turbina de baja presión se considera del 20% de la presión de la turbina de alta presión. La temperatura se supone que es igual a la de la turbina de alta presión. Estas dos condiciones se cree que son cruciales para tener la eficiencia máxima del ciclo de recalentamiento del ejemplo 5.

Tabla 4.21 - Solución óptima del Ejemplo 5 considerando la restricción de la calidad del vapor.

Variable	No de corriente	Valor óptimo
Presión De La Caldera (Bar)	1	119.984566
Temperatura De Entrada a la Turbina (°C)	1	499.999828
Presión De Recalentamiento (Bar)	3	35.4415874
Temperatura De Recalentamiento (°C)	3	499.995543
Presión De Extracción (Bar)	5	6.24474974
Presión Del Condensador (Bar)	8	0.0750043
Flujo Extraído de la Turbina	5	0.17775889
Eficiencia Térmica Del Ciclo (%)	-	41.8619777

Trabajo de la bomba (Kj/kg)	-	14.4254258
Trabajo de la turbina (kJ/kg)	-	1308.53287
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1294.10745
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	3091.3672
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	1797.25975
Calidad del vapor a la salida de la turbina	7	90.0057807

Tabla 4.22 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 5
considerando la restricción de la calidad del vapor.

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	119.984566	499.999828	3349.98464	6.49026992
2	35.4415874	310.859876	3040.09639	6.49026576
3	35.4415874	499.995543	3450.9533	7.15272632
4	6.24474974	271.075796	3001.06377	7.24664401
5	6.24474974	271.075796	3001.06377	7.24664401
6	6.24474974	271.075796	3001.06377	7.24664401
7	0.0750043	40.2926681	2333.67425	7.48322489
8	0.0750043	35.2926681	147.867995	0.50913492
9	6.24474974	35.3585428	148.557732	0.50959409
10	6.24474974	155.401388	655.61605	1.89663048
11	119.984566	157.037155	669.474345	1.89990267

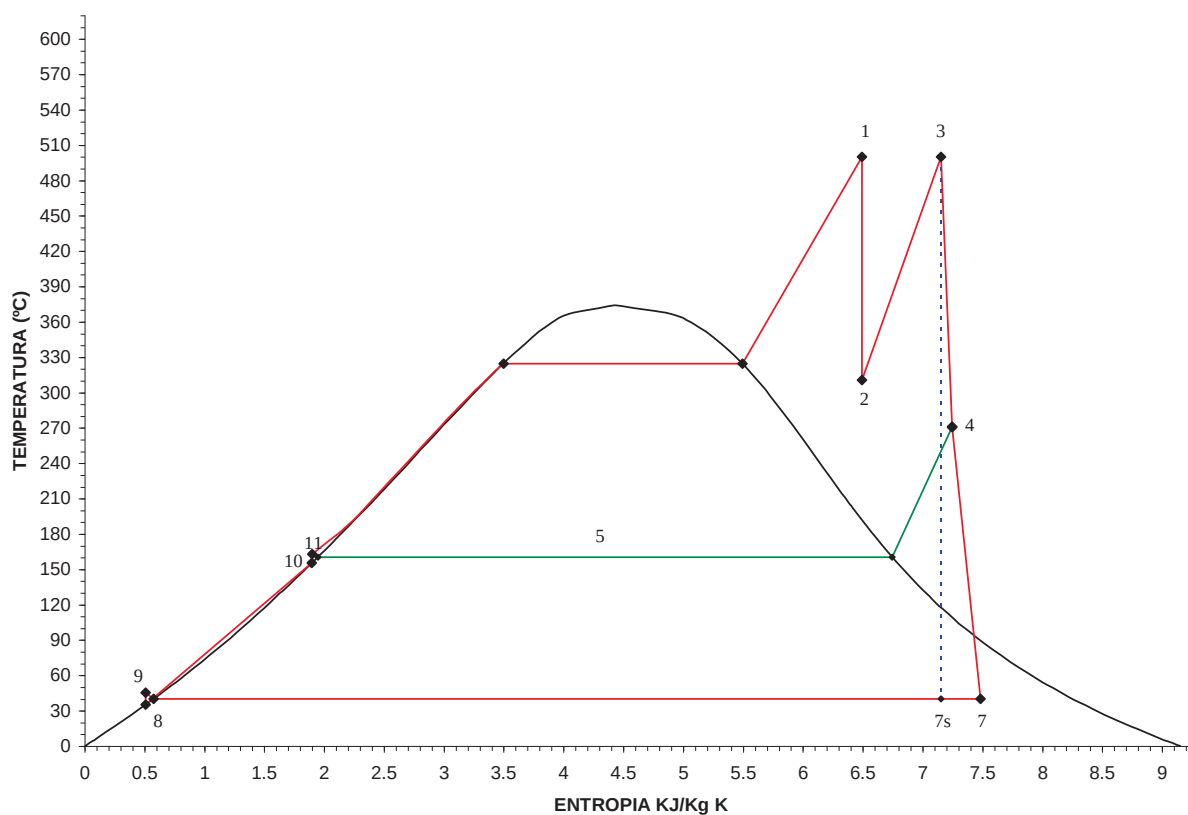


Fig. 4.17. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 5 considerando la restricción de la calidad del vapor.

Ejemplo 6. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento, dos etapas regenerativas y un mezclador.

La Figura 4.18 muestra un ciclo regenerativo con recalentamiento formado por un calentador abierto con flujo hacia adelante, un calentador cerrado y una etapa de recalentamiento. Este ciclo fue analizado por Cengel y Boles (1994) y Acar y col. (1997), quienes especificaron los siguientes límites superiores de la presión y la temperatura del vapor sobrecalentado: 150 bar y 600° C, respectivamente. El condensador puede operar a una presión mínima permisible de 0.01 bar, mientras que 90% es el límite inferior establecido para el vapor alimentado al condensador. El vapor se expande en la primera etapa de la turbina desde la presión de la caldera hasta una presión intermedia 1; una porción de vapor de este vapor es enviado al calentador cerrado y la parte restante es recalentada a presión constante hasta 600° C. El vapor extraído es condensado en el calentador cerrado y luego es bombeado a la presión de la caldera antes de que se mezcle con el agua de alimentación a la caldera a la misma presión. La diferencia de temperatura terminal en el calentador cerrado es de 5° C. De la turbina a baja presión se extrae vapor a una presión intermedia 2, que es enviado al calentador abierto. Determine los valores óptimos de la presión de la caldera, las presiones de extracción de la turbina y la presión del condensador que correspondan a la máxima eficiencia térmica de este ciclo termodinámico. Las eficiencias isentrópicas de la bomba y la turbina son 70% y 90%, respectivamente. El grado de subenfriamiento en el condensador es de 5° C.

En las Tablas 4.23 y 4.24, así como en la Figura 4.19 se presentan los resultados obtenidos para este problema de optimización usando algoritmos genéticos. Se obtiene una máxima eficiencia térmica del ciclo de 44.96% cuando el vapor sobrecalentado sale de la caldera a 150 bar y 600° C. La primera y segunda extracciones regenerativas, que corresponden a los estados 2 y 6 de la Figura 4.19, son vapores sobrecalentados a 33.45 bar y 3.04 bar, respectivamente. Las fracciones másicas del vapor extraído de la turbina son 0.1069 para el calentador cerrado y 0.1088 para el calentador abierto. La presión de operación del condensador es 0.1 bar.

Cuando se optimiza un ciclo con dos etapas de recalentamiento pero sin regeneración, manteniendo fijos los límites de presión y temperatura usados en el presente ejemplo, se obtiene una eficiencia máxima de 42%. Una comparación de los resultados muestra que la eficiencia térmica del ciclo se ha incrementado 2.96% como un resultado de la regeneración. En otras

palabras, el calentamiento del fluido de trabajo en ambas etapas de regeneración ha incrementado la temperatura a la cual absorbe el calor externo en la caldera y, por consiguiente, la eficiencia térmica del ciclo regenerativo. Este ejemplo muestra que, en general, todo proceso o dispositivo que eleve la temperatura de adición de calor al fluido de trabajo en la caldera aumenta la eficiencia de las plantas de potencia.

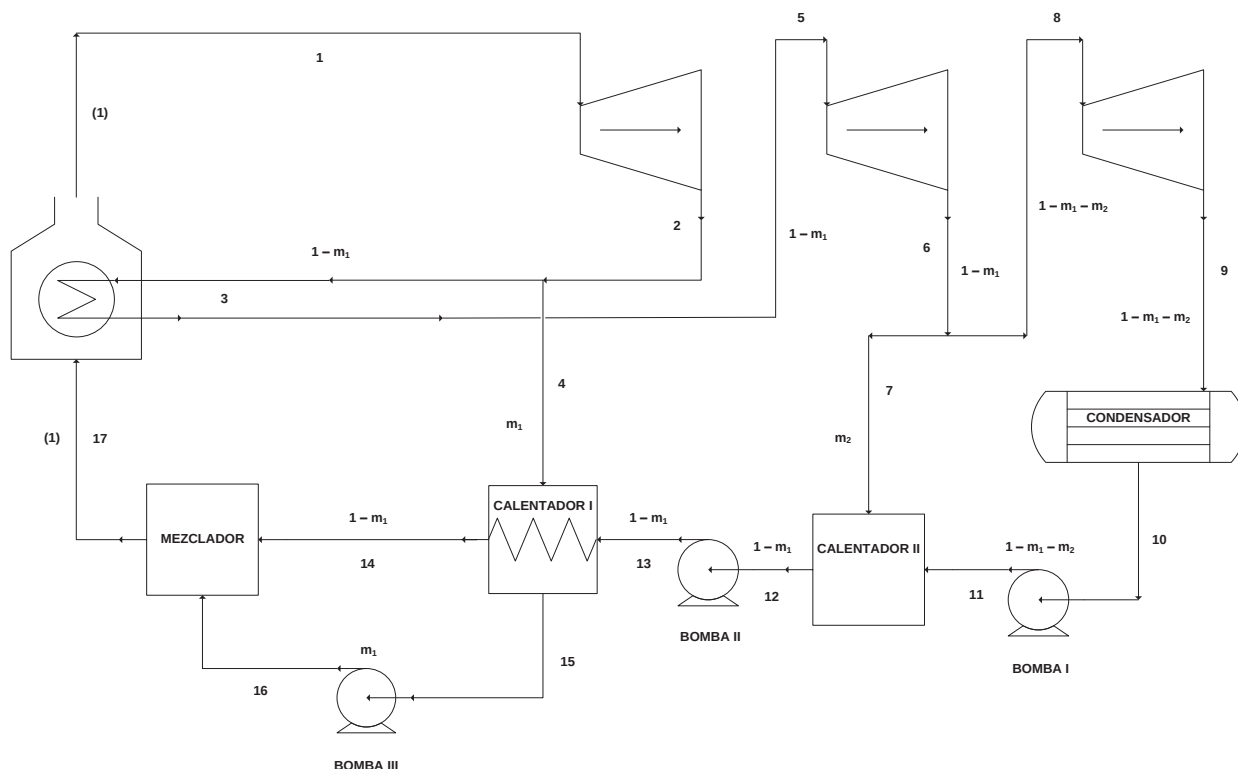


Fig. 4.18. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento y dos etapas regenerativas.

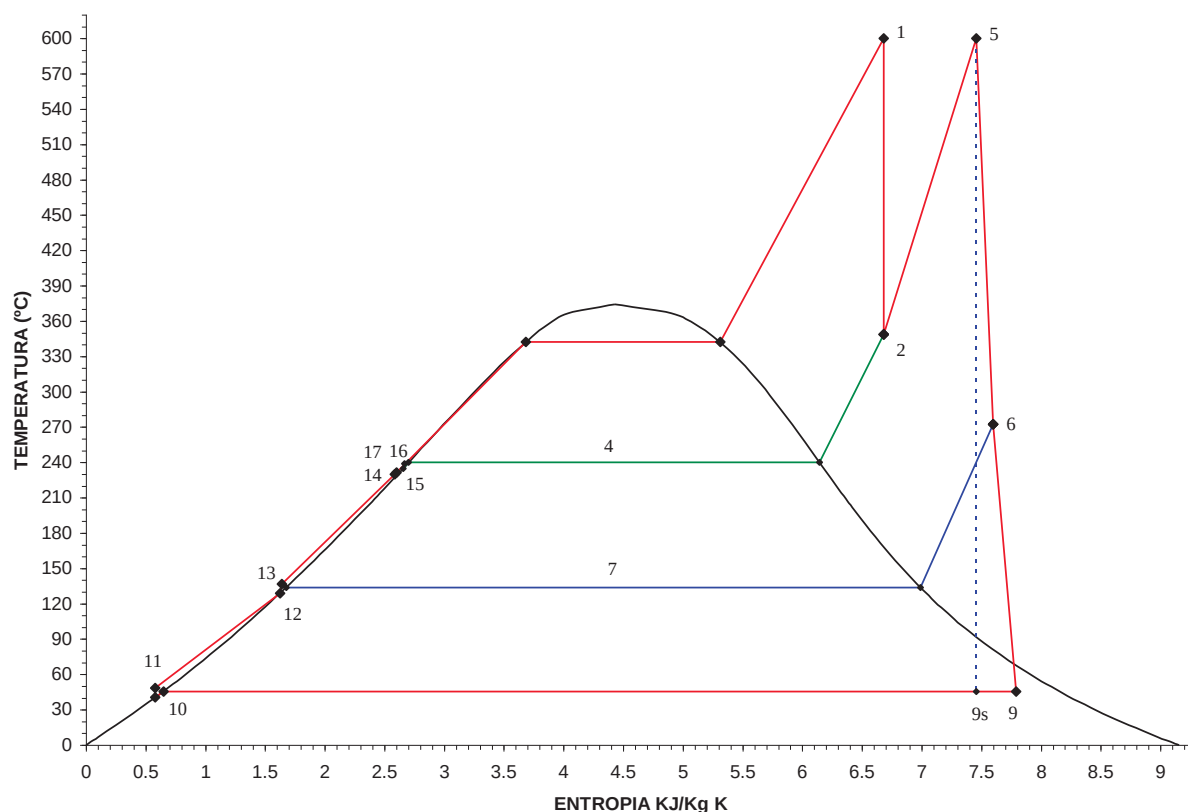
Tabla 4.23 - Solución óptima del Ejemplo 6.

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	149.995395
Temperatura de entrada a la turbina (°C)	1	599.999338
Presión de recalentamiento (bar) ó 1ª Presión de extracción (bar)	5	33.4543923
Temperatura de recalentamiento (°C)	5	599.999999
2ª Presión de extracción (bar)	7	3.03778137
Presión del condensador (bar)	10	0.09869002
1º Flujo extraído de la turbina	4	0.16690091

2° Flujo extraído de la turbina	7	0.1088934
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	44.9628913
Trabajo requerido por la bomba (kJ/kg)	-	22.3841272
Trabajo producido por la turbina (kJ/kg)	-	1381.53515
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1359.15102
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	3022.82834
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	1663.67732
Calidad del vapor a la salida de la turbina	9	95.1374395

Tabla 4.24 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 6.

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	149.995395	599.999338	3583.30987	6.6797485
2	33.4543923	348.59071	3152.79166	6.67974745
3	33.4543923	348.59071	3152.79166	6.67974745
4	33.4543923	348.59071	3152.79166	6.67974745
5	33.4543923	599.999999	3680.06397	7.45747288
6	3.03778137	272.548461	3013.63801	7.59790744
7	3.03778137	272.548461	3013.63801	7.59790744
8	3.03778137	272.548461	3013.63801	7.59790744
9	0.09869002	45.5498689	2467.08322	7.78845787
10	0.09869002	40.5498689	169.839023	0.57976072
11	3.03778137	40.617132	170.262291	0.58036112
12	3.03778137	128.952679	541.916588	1.62354825
13	149.995395	131.878007	564.352458	1.64025044
14	149.995395	229.979387	992.89072	2.58635721
15	33.4543923	234.979387	1013.709	2.65530793
16	149.995395	238.881927	1033.99823	2.66727182
17	149.995395	231.471386	999.751601	2.59993416

Fig. 4.19. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 6.

Ejemplo 7. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento, seis etapas regenerativas y un mezclador.

La Figura 4.20 muestra el diagrama de flujo de una planta de potencia basada en el ciclo regenerativo con recalentamiento. La planta está formada por siete etapas de calentamiento del agua de alimentación a la caldera, de las cuales seis son calentadores cerrados con flujo hacia atrás y una es un calentador abierto que también hace la función de desaireador. También tiene una etapa de recalentamiento de vapor. La importancia de la optimización de este sistema es que su configuración constituye la base para la mayor parte de las plantas modernas de generación de energía eléctrica en el mundo.

Los límites superiores para la presión y la temperatura del vapor sobrecalentado producido por la caldera son 220 bar y 600° C, respectivamente. Por otro lado, los límites inferiores de la presión del condensador y la calidad del vapor que entra al condensador son 0.09869 bar y 90%, respectivamente.

Suponiendo una diferencia de temperatura terminal en el calentador cerrado es de 5°C , eficiencias isentrópicas de la bomba y la turbina de 70% y 90%, respectivamente, y un grado de subenfriamiento en el condensador de 5°C , determine los valores óptimos de la presión de la caldera, las presiones de extracción de la turbina y la presión del condensador que correspondan a la máxima eficiencia térmica de este ciclo termodinámico.

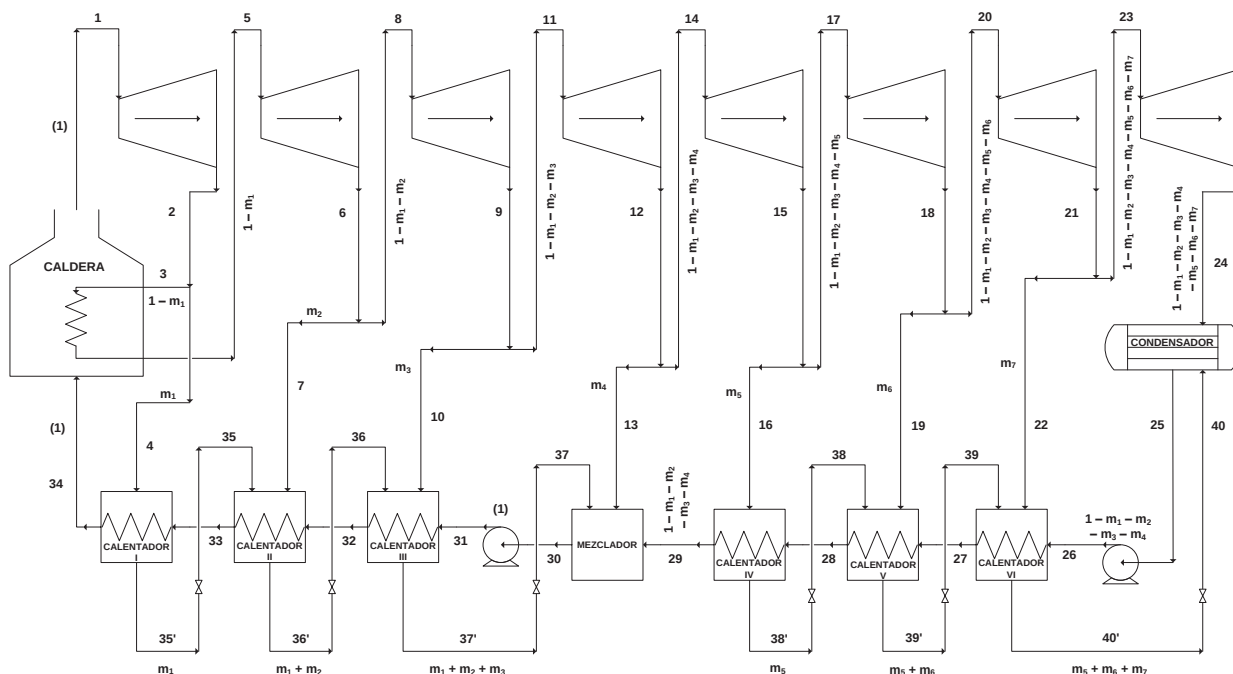


Fig. 4.20. Ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento y siete etapas regenerativas.

En las Tablas 4.25 y 4.26, así como en el diagrama T - s de la Figura 4.21 se muestran los resultados obtenidos por la aplicación de los algoritmos genéticos para este ejemplo.

Tabla 4.25 - Solución óptima del Ejemplo 7.

Variable	Corriente	Valor óptimo
Presión de la caldera (bar)	1	219.947128
Temperatura de entrada a la turbina ($^{\circ}\text{C}$)	1	599.827326
Presión de recalentamiento (bar) ó 1ª Presión de extracción (bar)	5	55.2665078
Temperatura de recalentamiento ($^{\circ}\text{C}$)	5	599.370963
2ª Presión de extracción (bar)	7	22.6413964

3ª Presión de extracción (bar)	10	19.0693424
4ª Presión de extracción (bar)	13	18.3843931
5ª Presión de extracción (bar)	16	2.51613994
6ª Presión de extracción (bar)	19	0.99404663
7ª Presión de extracción (bar)	22	0.27872033
Presión del condensador (bar)	25	0.09869123
1 ^{er} Flujo extraído de la turbina	4	0.12476992
2º Flujo extraído de la turbina	7	0.0037313
3 ^{er} Flujo extraído de la turbina	10	0.00113883
4º Flujo extraído de la turbina	13	0.00224876
5º Flujo extraído de la turbina	16	0.05093983
6º Flujo extraído de la turbina	19	0.05839302
7º Flujo extraído de la turbina	22	0.04054697
Eficiencia térmica del ciclo (%)	-	51.3715257
Trabajo requerido por la bomba (kJ/kg)	-	0.35727668
Trabajo producido por la turbina (kJ/kg)	-	1448.77674
Trabajo neto (kJ/kg)	-	1448.41947
Calor adicionado a la caldera (kJ/kg)	-	2819.49864
Calor retirado en el condensador (kJ/kg)	-	1725.5504
Calidad del vapor a la salida de la turbina	24	91.6409267

El valor óptimo de la eficiencia térmica del ciclo es 51.37%. Este valor tan significativo de la eficiencia se debe, en gran medida, a la elevada temperatura a la cual se agrega calor externo al fluido de trabajo, la cual es ocasionada por la recuperación interna de energía térmica en los siete calentadores de agua de alimentación a la caldera: 265.3° C con regeneración (corriente 34) en vez de 40.55° C si no hubiera regeneración (corriente 25). Por lo tanto, se muestra que al elevar la temperatura de la adición de calor externo al fluido de trabajo en la caldera se incrementa la eficiencia térmica. Esta estrategia es la que utilizan actualmente todas las centrales térmicas de vapor de agua, que tienen hasta siete calentadores de agua.

Como se observa en este Ejemplo, cuando se fija un límite inferior de 90% para la calidad del vapor que sale de la última expansión de la turbina y, al mismo tiempo, el ciclo tiene al menos una etapa de recalentamiento, la presión óptima de la caldera tiende a tomar el límite superior fijado para esta variable (220 bar). Por otro lado, aún en ciclos con estructuras complejas como el del presente ejemplo, se observa que la temperatura del vapor sobrecalentado alimentado a la turbina y la presión de operación del condensador son igualadas por el procedimiento de optimización a los límites superior (600° C) e inferior (0.0987 bar) establecidos para dichas variables, respectivamente.

Tabla 4.26 - Propiedades de cada corriente del Ejemplo 7.

Corriente	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
1	219.947128	599.827326	3520.73359	6.44710958
2	55.2665078	363.536258	3135.58257	6.44710243
3	55.2665078	363.536258	3135.58257	6.44710243
4	55.2665078	363.536258	3135.58257	6.44710243
5	55.2665078	599.370963	3661.11498	7.2088141
6	22.6413964	458.987502	3374.41332	7.25275603
7	22.6413964	458.987502	3374.41332	7.25275603
8	22.6413964	458.987502	3374.41332	7.25275603
9	19.0693424	434.015676	3324.27681	7.26064114
10	19.0693424	434.015676	3324.27681	7.26064114
11	19.0693424	434.015676	3324.27681	7.26064114
12	18.3843931	428.777867	3313.79382	7.26229418
13	18.3843931	428.777867	3313.79382	7.26229418
14	18.3843931	428.777867	3313.79382	7.26229418
15	2.51613994	194.388964	2856.87285	7.37386845
16	2.51613994	194.388964	2856.87285	7.37386845
17	2.51613994	194.388964	2856.87285	7.37386845
18	0.99404663	110.438858	2697.29975	7.42059416
19	0.99404663	110.438858	2697.29975	7.42059416
20	0.99404663	110.438858	2697.29975	7.42059416
21	0.27872033	67.4140895	2515.16747	7.48001579
22	0.27872033	67.4140895	2515.16747	7.48001579
23	0.27872033	67.4140895	2515.16747	7.48001579
24	0.09869123	45.5501081	2383.42284	7.5259471
25	0.09869123	40.5501081	169.840022	0.57976391
26	18.3843931	35.8558873	169.866356	0.5089654
27	18.3843931	62.4140895	261.255642	0.86142023
28	18.3843931	94.4390835	395.655602	1.24376766
29	18.3843931	122.625796	514.952626	1.55608121
30	18.3843931	203.165564	866.68633	2.36065089
31	219.947128	201.320669	867.020746	2.3123072
32	219.947128	204.988028	874.939075	2.37778977
33	219.947128	213.745225	914.852759	2.45970729
34	219.947128	265.276167	1161.19672	2.93293756
35	22.6413964	265.276167	1161.19672	2.93293756
36	19.0693424	213.745225	914.852759	2.45970729
37	18.3843931	204.988028	874.939075	2.37778977
38	0.99404663	122.625796	514.952626	1.55608121
39	0.27872033	94.4390835	395.655602	1.24376766
40	0.09869123	62.4140895	261.255642	0.86142023

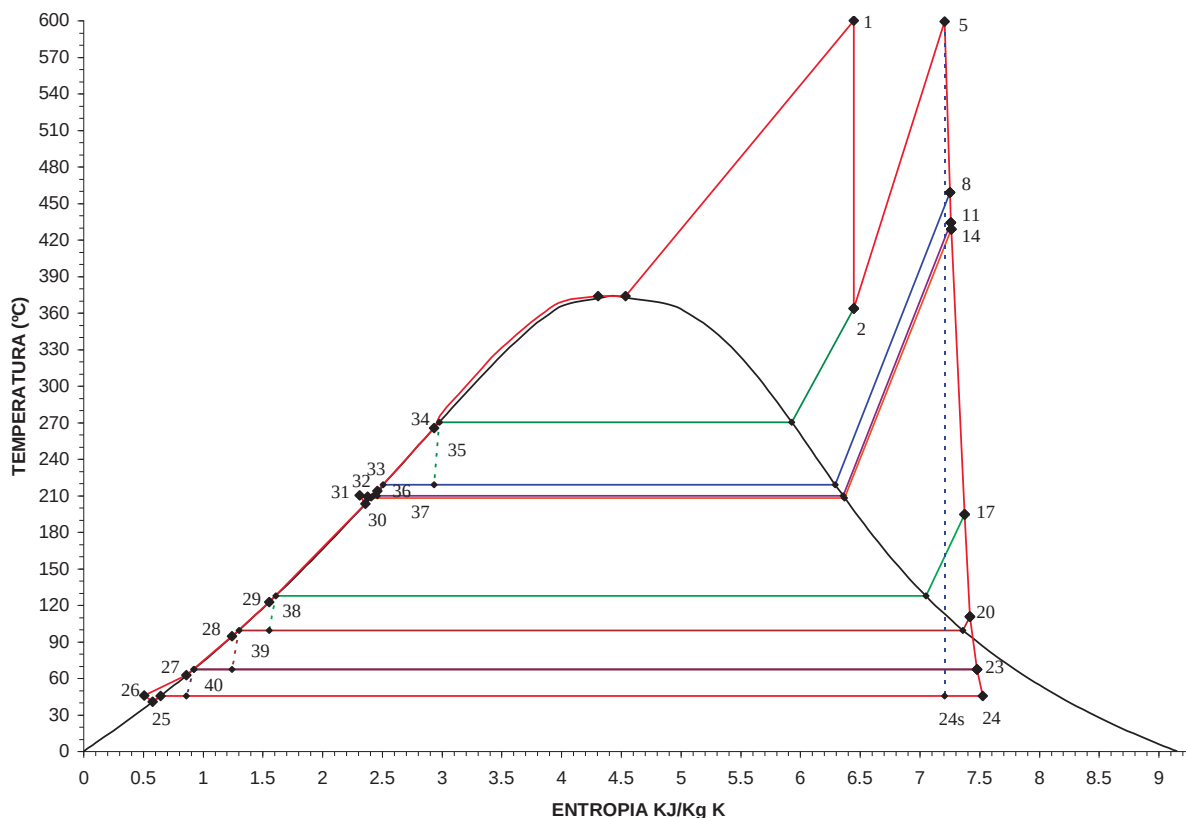


Fig. 4.21. Diagrama $T - s$ para el Ejemplo 7.

Se puede ver claramente, en los resultados de la Tabla 4.25, que los valores de las presiones de extracción de los calentadores del agua de alimentación a la caldera siguen un orden descendente, lo cual es lógico. Sin embargo, para que esto suceda, en el programa MATLAB™ correspondiente a esta configuración fue necesario incluir, como una restricción, un gradiente entre las presiones de dos corrientes de extracciones subsecuentes, ya que de otra manera se igualarían algunas presiones, principalmente las de las primeras extracciones.

CONCLUSIONES

En este trabajo se han presentado modelos termodinámicos de los procesos comunes (bombeo, calentamiento isobárico, expansión, condensación isobárica, sobrecalentamiento, recalentamiento y regeneración) que ocurren en las diversas configuraciones del ciclo Rankine, en forma tal que puedan ser fácilmente implementados en MATLAB™ para llevar a cabo la optimización por computadora de plantas de potencia modernas usando algoritmos genéticos. Tales variantes incluyen al ciclo Rankine simple, ciclo Rankine con recalentamiento, ciclo Rankine regenerativo y ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento. En todos los ciclos, la función objetivo consiste en la maximización de su eficiencia térmica.

Los modelos matemáticos de los ciclos estudiados toman en cuenta las pérdidas o irreversibilidades de la bomba y la turbina a través de las eficiencias isentrópicas de estos dispositivos. Además, en la modelación del condensador y calentadores con flujo hacia adelante se provee un pequeño subenfriamiento del líquido, para asegurar que no se presente la cavitación en las correspondientes bombas. En forma similar, en la modelación de los calentadores cerrados del agua alimentada a la caldera se consideran gradientes de temperatura positivos, a fin de asegurar que todos los procesos de transferencia de calor cumplan la Segunda Ley de la Termodinámica.

Los modelos termodinámicos de diferentes ciclos Rankine son complejos, por su alta no convexidad y no linealidad. Es por ello que, para facilitar su optimización, se decidió en este trabajo emplear los algoritmos genéticos, ya que a diferencia de las técnicas de optimización basadas en gradientes no dependen de los estimados iniciales de las variables del sistema y es más probable que no queden atrapados en un óptimo local. En este trabajo se muestra que, efectivamente, la optimización de los ciclos Rankine se puede realizar en forma rápida, simple y confiable usando algoritmos genéticos. Esto es muy útil, sobre todo para optimizar las condiciones de ciclos altamente interconectados y complejos de las plantas de potencia modernas, como el ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento del Ejemplo 7, donde se mostró cómo los algoritmos genéticos tienen la virtud de encontrar los valores óptimos de la presión de la caldera, temperatura de entrada a la turbina, presión del condensador, presiones de extracción o de recalentamiento, así como los flujos correspondientes a cada extracción empleada en cada configuración.

La descarga de la turbina comúnmente produce un vapor que se encuentra en la región de dos fases. Sin embargo, la calidad del vapor no debe ser menor al 90%, ya que de lo

contrario las gotas de líquido en la mezcla de dos fases causan serios problemas de erosión y vibración en las partes de alta velocidad de la turbina. Como se muestra en el Ejemplo 1, el cumplimiento de esta restricción ocasiona que la presión de operación de la caldera de un ciclo simple con sobrecalentamiento de vapor sea mucho menor que el límite superior establecido para esta variable. Por otro lado, en el Ejemplo 2 se muestra cómo el recalentamiento tiene como propósito principal reducir la humedad del vapor a la salida de la turbina y, al mismo tiempo, incrementar la eficiencia térmica de las plantas de potencia siempre y cuando se optimicen la presión y la temperatura de cada etapa de recalentamiento. En la Tabla 4.5 del Ejemplo 2 también se observa que el empleo del recalentamiento para mejorar el funcionamiento de un ciclo Rankine de vapor es más beneficioso si se realiza durante la porción de menor presión del proceso de expansión.

En cuanto a los ciclos con recalentamiento, este trabajo es útil para optimizar las condiciones de operación de más de dos etapas de recalentamiento, que son los que comúnmente se han abordado en la literatura. Esta capacidad queda de manifiesto en el Ejemplo 3, que consiste en la búsqueda de las condiciones óptimas de operación correspondientes a la máxima eficiencia térmica de un ciclo Rankine con 8 etapas de recalentamiento.

Como se muestra en los Ejemplos 6 y 7, el calentamiento interno del agua con vapor extraído de la turbina incrementa la temperatura a la cual el fluido de trabajo empieza a absorber el calor externo en la caldera y, por consiguiente, hace que el ciclo regenerativo con recalentamiento tenga una mayor eficiencia térmica que cualquiera de los demás ciclos Rankine que operen a niveles similares de temperaturas y presiones. Por esta razón, la mayoría de las plantas modernas de generación de energía eléctrica usan la recuperación interna de energía térmica a través de calentadores del agua alimentada a la caldera.

En todos los ejemplos, la presión óptima del condensador es igual al valor mínimo fijado para esta variable puesto que, de esta manera, el calor se puede retirar de las plantas de potencia a la menor temperatura posible y, por consiguiente, se mejora la eficiencia térmica. También, en todos los ejemplos, se presentan los diagramas $T-s$ correspondientes a las condiciones de operación óptimas como una manera visual de comprobar la validez termodinámica de los resultados obtenidos.

Las propiedades termodinámicas del agua se basaron en la formulación IAPWSTM (Wagner y col., 2000), debido a que por su precisión es la más ampliamente aceptada y utilizada en las plantas de potencia de vapor. Para el cálculo de dichas propiedades se

utilizaron subrutinas en MATLAB™ reportadas previamente en la literatura (Bard y col. 1990).

Los modelos matemáticos de cada uno de los ciclos estudiados en este trabajo se implementaron en MATLAB™, incorporando restricciones prácticas sobre la calidad del vapor a la salida de la turbina, la presión de la caldera, la temperatura máxima del ciclo y la presión del condensador. Es importante hacer notar que los calentadores del ciclo Rankine regenerativo pueden ser de tres tipos: abiertos, cerrado con flujo hacia delante y cerrados con flujo hacia atrás. En general, el conjunto de programas presentados son útiles para facilitar la simulación y el diseño óptimo de ciclos Rankine.

Trabajo futuro

Hay tres aspectos importantes a realizar en un trabajo futuro:

1. En vez de maximizar la eficiencia térmica de los ciclos de potencia, minimizar el costo total anual de los mismos. Para ello es necesario incorporar modelos matemáticos de las unidades que dependan de los parámetros que determinan las dimensiones de los equipos, así como funciones de costo en términos de dichos parámetros.
2. Incorporar la modelación y optimización de plantas de potencia desarrolladas en este trabajo a una metodología de optimización de sistemas de calor y potencia de procesos químicos, también conocidos como sistemas de cogeneración. De esta manera será posible optimizar simultáneamente los procesos químicos y sus sistemas de calor y potencia.
3. Usar los modelos matemáticos presentados en este trabajo para formular modelos mixto-enteros no lineales para optimizar tanto la estructura como las condiciones de operación de plantas de potencia modernas usando diferentes funciones objetivo.

BIBLIOGRAFÍA

- Badr, O., Probert, S.D. y O'Callaghan, P.**, 1990, Rankine cycles for steam power-plants, *Applied Energy*, 1990, **36**, 191-231.
- Bejan, A.** *Advanced Engineering Thermodynamics*, 2nd Edition, 1997, John Wiley and Sons, New York.
- Boas, A. H.** What optimization is all about. *Chemical Engineering*, 1962 (December 10), 147-152.
- Çengel, Y.A. y M.A. Boles.** *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 2nd Edition, 1994, McGraw Hill, New York.
- Dincer I. y H. Al-Muslim.** Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants. *International Journal of Energy Research*, 2001, **25**, 727-739.
- El-Wakil, M.M.** *Power Plant Technology*, 1984, McGraw Hill, New York.
- Goldberg, D.E.** *Genetic algorithms in search, optimization and machine learning*, Addison Wesley Longman, 1989.
- Habib, M.A., S.A. Said y I. Al-Azharna.** Optimization of reheat pressures in thermal power plants. *Energy*, 1995, **20**, 555-565.
- Habib, M.A., S.A. Said y I. Al-Azharna.** Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants. *Applied Energy*, 1999, **63**, 17-34.
- I. Keenan, J. H. & Keyes, F. G.,** *Thermodynamic Properties of Steam*. John Wiley & Sons, Inc., New York, 1955.
- Kenneth, C.W.** *Energy Conversion*, 2000, electronic edition.
- Khartchenko, N.V.** *Advanced Energy Systems*, 1998, Taylor and Francis, Washington, D.C.
- Moran, M.J. y H.N. Shapiro.** *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 1988, John Wiley and Sons, New York.
- Rivas, A., T. Gómez-Acebo, J.C. Ramos.** The application of spreadsheets to the analysis and optimization of Systems and processes in the teaching of hydraulic and thermal engineering. *Computer Applications in Engineering Education*, 2006, **14**, 256-268.
- Reid, R. C., Prausnitz, J. M. & Sherwood, T. K.,** *The Properties of Gases and Liquids*. McGraw-Hill, New York, 1977.
- Schnackel, H. C.** Formulations for the thermodynamic properties of steam and water, *Trans. ASME*, 80 (1958) 959-66.

- Silvestri, G.J., R.L. Bannister, T. Fujikawa y A. Hizume.** Optimization of advanced steam condition power plants. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1992, **114**, 612-620.
- Wagner, W., Cooper, J.R., Dittman, A., Kijima, J., Kretschmar, H.J., Kruse, A., Mares, R., Oguchi, K., Sato, H., Stocker, I., Sifner, O., Takaishi, Y., Tanishita, I., Trubenbach, J., Willkommen, Th.** The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties Water and Steam, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2000, **122**, 150-179.
- Wagner, W. y Kruse, A.** *Propiedades of water and steam: The industrial standar IAPWS-IFC97 for the thermodynamic propiedades and supplementary equations for other propiedades.* (Alemania: Springer, 1998). Pp. 7-46.

APENDICE A.

FORMULACION INDUSTRIAL IAPWS.

En 1997, la Asociación Internacional para las Propiedades del Agua y Vapor (IAPWS) adopto una nueva formulación para las propiedades termodinámicas de agua y vapor para uso industrial. Esta nueva formulación, llamada (IAPWS-IF97), reemplaza la formulación industrial previa, y IFC-67, que había formado la base para cálculos de plantas de potencia y otras aplicaciones en ingeniería de energía desde finales de los 60's. IAPWS-IF97 mejora significativamente ambas la precisión y la velocidad de los cálculos de las propiedades termodinámicas comparadas con IFC-67. Las diferencias entre IAPWS-IF97 y IFC-67 requerirá a muchos usuarios, particularmente fabricantes de caldera y turbina, a modificar el diseño y códigos de aplicación. Además, la base científica para el desarrollo de las ecuaciones se encuentra sintetizado y la calidad lograda del IAPWS-IF97 es presentada aludiendo los tres criterios de precisión, consistencia a lo largo de los límites de la región, y rapidez computacional.

A1. Requisitos para IAPWS-IF97.

Los requisitos para la formulación industrial de IAPWS-IF97 se basa en la forma propuesta del “subcomité en cálculos industriales,” que se acordó con el grupo de trabajo “Nueva Formulación industrial.” Los principales puntos se resumen a continuación.

A1.1. Rango de validez.

El conjunto de ecuaciones de IAPWS-IF97 deben tener el mismo rango de validez tal como para IFC-67, que se define por el siguiente rango de temperatura y de presión:

$$0^{\circ}\text{C} \leq t \leq 800^{\circ}\text{C} \quad p \leq 100\text{ MPa.} \quad (\text{A1})$$

Para aplicaciones a altas temperaturas tales como las turbinas de gas el siguiente rango de aplicación es de validez:

$$800^{\circ}\text{C} \leq t \leq 2000^{\circ}\text{C} \quad p \leq 10\text{ MPa.} \quad (\text{A2})$$

A1.2. Exactitud.

Para las propiedades del volumen específico v , la entalpía específica h , y la presión de saturación p_s , IAPWS-IF97 en general resuelve los valores correspondientes del estándar

científico, la formulación “IAPWS 1995 para las propiedades termodinámicas de la sustancia ordinaria del agua para el uso general y científico”, de aquí en adelante abreviado IAPWS-95, dentro de las tolerancias de las tablas internacionales Skeleton IST-85 en su versión de 1994. Resumiendo, las tolerancias relevantes del IST-85 son, dependiendo del rango del estado, para v entre los ± 0.01 por ciento y ± 0.3 por ciento, para h entre el ± 0.1 por ciento y el ± 0.3 por ciento, y para p_s ± 0.025 por ciento. De acuerdo con datos experimentales extremadamente exacto, en la región del líquido para $p < 1$ MPa las tolerancias IST-85 para v y h y en la curva de la saturación para $t < 100^\circ\text{C}$ las tolerancias para p_s son extraordinariamente pequeñas; aquí, la tolerancia mas pequeña es el ± 0.001 por ciento en v , el ± 0.03 por ciento en h , y el ± 0.002 por ciento en p_s . Sin embargo, debido a las demandas técnicas en este rango, las tolerancias permitidas a los valores IAPWS-95 fueron incrementados al ± 0.01 por ciento en v , de ± 0.1 por ciento en h , y de ± 0.025 por ciento en p_s . Para la capacidad calorífica específica isobárica c_p y la velocidad del sonido w , IAPWS-IF97 debe representar los valores de IAPWS-95 dentro de ± 1 por ciento a excepción de los rangos muy cerca del punto crítico donde desviaciones claramente más grandes fueron permitidas. Tomando como referencia la formulación IAPWS-95 el acuerdo entre la formulación industrial y científica del IAPWS esta garantizada.

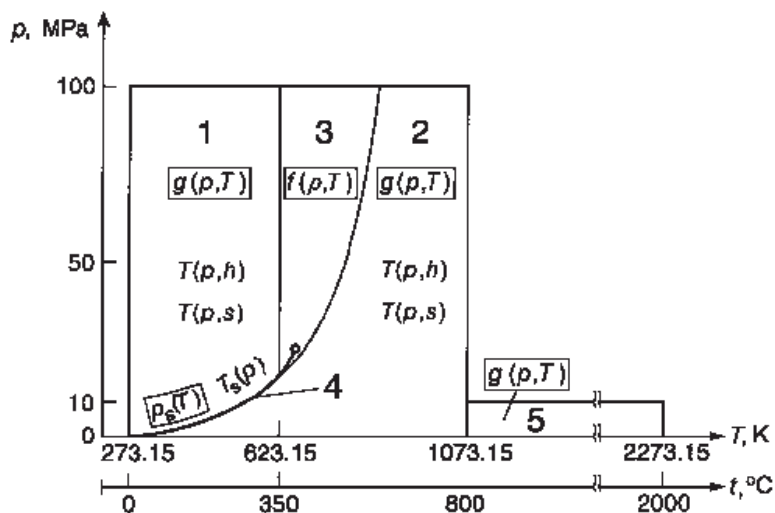


Fig. A1. Regiones y ecuaciones de IAPWS-IF97. El límite entre las regiones 2 y 3 es descrito por la Ec. B23, ver la sección A2.2.

A1.3. Aumento de la velocidad de cálculo.

El requisito principal con respecto a la velocidad de calculo era que el cálculo de todos las funciones de propiedades enumeradas en la Tabla A1 para las regiones 1, 2, y 4 deben ser en conjunto tres veces más rápidamente que con IFC-67; para la definición de las regiones

individuales de IAPWS-IF97 vea la Figura A1. La Tabla A1 es basada de acuerdo con un examen hecho por el “subcomité en cálculos Industriales” entre las compañías internacionales de ciclos de potencia y las industrias relacionadas. Además de las funciones de propiedades más importantes para estas regiones la tabla también da las frecuencias del uso de las funciones correspondientes.

Tabla A1. Funciones más importantes de propiedades y su frecuencia de uso.

Región ^a	Función	Frecuencia de Uso ^b	
		%	
1 (Líquido)	$v(p, T)$	2.9	
	$h(p, T)$	9.7	
	$T(p, h)$	3.5	3.5
	$h(p, s)$	1.2	1.2
2 (Vapor)	$v(p, T)$	6.1	
	$h(p, T)$	12.1	
	$s(p, T)$	1.4	
	$T(p, h)$	8.5	13.3
	$v(p, h)$	3.1	
	$s(p, h)$	1.7	
	$T(p, s)$	1.7	6.6
	$h(p, s)$	4.9	
4 (Saturación)	p_s	8.0	
	T_s	30.7	35.2
	h'	2.25	
	h''	2.25	
		Σ: 100.0	59.8

^a Para la definición de las regiones vea la Figura A1.

^b Las funciones con valores menos del 1% se han descuidado; la suma de éstos se ampliaron hasta el 8%, los valores restantes se han escalado hasta 100%.

A2. Concepto y estructura de IAPWS-IF97.

La formulación industrial IAPWS 1997 consiste en un sistema de las ecuaciones para diferentes regiones que cubran el siguiente rango de validez:

$$273.15 \text{ K} \leq T \leq 1073.15 \text{ K} \quad p \leq 100 \text{ MPa.} \quad (\text{A3})$$

$$1073.15 \text{ K} \leq T \leq 2273.15 \text{ K} \quad p \leq 10 \text{ MPa.} \quad (\text{A4})$$

La Figura A1 muestra la forma en la que todo el rango de validez de IAPWS-IF97 esta cubierto por sus ecuaciones. La división en regiones individuales es muy similar a IFC-67. Una diferencia es que la densidad del rango medio esta cubierta por una sola región, denominada región 3. La otra diferencia es que hay además una región de alta temperatura, la región 5. La región 4 corresponde a la curva de la saturación. Los límites de las regiones se pueden tomar directamente de la Figura A1 a excepción del límite entre las regiones 2 y 3; este límite es definido por la Ec. B23 que se describe en A2.2. Ambas regiones 1 y 2 son cubiertas individualmente por una ecuación fundamental para la energía libre específica de Gibbs $g(p, T)$, región 3 por una ecuación fundamental para la energía libre específica de Helmholtz $f(p, T)$, y la curva de la saturación, correspondiente a la región 4, por una ecuación de la saturación-presión $p_s(T)$. La región 5 de alta temperatura también es cubierta por una ecuación $g(p, T)$. Estas cinco ecuaciones, mostradas en la Figura A1 cerradas en rectángulos, forman las ecuaciones básicas supuestas.

Para cumplir el requisito principal del corto tiempo de cálculo, el sistema entero de las ecuaciones IAPWS-IF97 fue desarrollado de acuerdo con el siguiente concepto de dos etapas:

1. Después de encontrar términos funcionales convenientes, la estructura de la ecuación básica cuatro para las regiones homogéneas fueron optimizadas usando el método por Setzmann y Wagner de tal manera que los requisitos con respecto a exactitud y a consistencia a lo largo de límites de la región fueron hechos con estructuras de ecuaciones en un tiempo corto de cálculo. En este proceso de optimización, se ajustaron las ecuaciones de entrada a valores calculados de la formulación IAPWS-95. De esta manera IAPWS-IF97 fue acoplado con el estándar científico actual IAPWS-95.
2. Todas esas propiedades termodinámicas que no son funciones directas de las variables independientes de las ecuaciones básicas no son encontradas por la iteración de las ecuaciones básicas. En vez de esto, las ecuaciones posteriores supuestas fueron desarrolladas, es decir $T(p, h)$ y $T(p, s)$ para las regiones 1 y 2 y $T_s(p)$ para la curva de saturación. Con estas ecuaciones posteriores, mostradas en la Figura A1 para las regiones correspondientes, todas las funciones mostradas encerradas en rectángulos

en la Tabla A1 se pueden calcular sin iteración. Por ejemplo, si $h(p, s)$ es calculado en la región 2, primero la temperatura T es calculada de la ecuación posterior $T(p, s)$ y luego $h(p, T)$ se puede obtener directamente de la ecuación básica correspondiente $g(p, T)$.

Sin embargo, este concepto requiere que la consistencia numérica entre las ecuaciones posteriores y básicas sea extremadamente bueno. De lo contrario, habría causado problemas numéricos cuando este “saltando” hacia adelante y hacia atrás entre las ecuaciones básicas y posteriores, por ejemplo, al calcular la línea de expansión de la turbina de un proceso de ciclo de potencia.

A2.1. Constantes de Referencia.

Esta sección resume todas las constantes de referencia necesarios para evaluar las ecuaciones dadas en la sección A3.

La constante específica del gas del agua ordinaria,

$$R = 0.461\,526\text{ kJ kg}^{-1}\text{ K}^{-1}, \quad (1)$$

Los valores de los parámetros críticos

$$T_c = 647.096\text{ K}, \quad (2)$$

$$p_c = 22.064\text{ MPa}, \quad (3)$$

$$\rho_c = 322\text{ kg m}^{-3} \quad (4)$$

son de un comunicado correspondiente a IAPWS. La temperatura del punto triple es:

$$T_t = 273.16\text{ K} \quad (5)$$

según la escala de temperatura internacional de 1990 (ITS-90), la presión del punto triple es:

$$p_t = 611.657\text{ Pa} \quad (6)$$

fue determinado por Guildner y colaboradores. Según el estándar científico de las propiedades termodinámicas del agua ordinaria, la formulación IAPWS-95, la temperatura y el punto normal de ebullición [en una presión de 0.101325 MPa (1 atmósfera)] es:

$$T_b = 373.1243 \text{ K.} \quad (7)$$

A2.2. Ecuación auxiliar para el límite entre las regiones 2 y 3.

El límite entre las regiones 2 y 3 (ver la Figura A1) es definido por la siguiente relación cuadrática simple de presión-temperatura, Ecuación B23:

$$\pi = n_1 + n_2 \theta + n_3 \theta^2 \quad (8)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\theta = T/T^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$ y $T^* = 1 \text{ K}$. Los coeficientes n_1 a n_3 de la Ec. (8) se enumera en la Tabla A2. La Ec. (8) describe aproximadamente una línea isentrópica; los valores de la entropía a lo largo de esta línea del límite son entre $s = 5.047 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ y $s = 5.261 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Alternativamente la Ec. (8) se puede expresar explícitamente en temperatura como

$$\theta = n_4 + [n_5 - n_3] n_3^{-0.5} \quad (9)$$

con θ y π definidos por la Ec. (8) y los coeficientes n_3 a n_5 enumerados en la Tabla A2. Las Ecs. (8) y (9) cubren el rango de 623.15 K en 16.5292 MPa hasta 863.15 K en 100 MPa.

A2.3. Formas funcionales adoptadas para el tiempo corto de cálculo.

Las ecuaciones de amplio rango de estado en calidad de referencia son explícitamente en la actualidad la energía libre de Helmholtz como función de densidad y temperatura. Como formas funcionales para tales polinomios puros de las ecuaciones en densidad y temperatura y particularmente tales polinomios combinados con funciones exponenciales en densidad han probado ser muy acertados.

Sin embargo, para IAPWS-IF97 el corto tiempo de cálculo es uno de los criterios más importantes, los tiempos de cálculo de las operaciones aritméticas seleccionadas fueron investigadas. Comparado con las dos operaciones básicas más importantes sumas y multiplicaciones, el resto de operaciones son más lentas por un factor de diez o más. Después de estas pruebas es evidente que solo era posible utilizar polinomios en forma de serie de sumas y multiplicaciones como formas básicas funcionales para las nuevas formas de ecuaciones. De acuerdo con muchas pruebas para la dependencia funcional general:

$$z = z(\rho, T) \quad (10)$$

donde, por ejemplo, $z = f$, $x = \rho$, y $y = T$, la expresión funcional general siguiente ha probado ser la más eficaz:

$$z(\rho, T) = \sum_i n_i \left(\frac{x}{a} + b \right)^{I_i} \left(\frac{y}{c} + d \right)^{J_i} \quad (11)$$

Esta forma general de expresión es la base para la mayoría de las ecuaciones de IAPWS-IF97.

La forma final de todas las ecuaciones (a excepción de la curva de la saturación, la región 4) de IAPWS-IF97 fue encontrada usando la estructura de optimización del método de Setzmann y Wagner o modificando la versión del método de Wagner. Estos procedimientos requieren un banco supuesto de términos de los cuales la mejor combinación del número óptimo de términos es determinado.

A3. Ecuaciones Básicas para las Regiones 1 a 5.

Para esas regiones homogéneas de IAPWS-IF97 para lo cual es termodinámicamente razonable las correspondientes ecuaciones de estado estas fueron establecidas como la función de las variables “técnicas” presión p y temperatura T ; éste es el caso para las regiones 1, 2, y 5. Para estas regiones, las ecuaciones son formuladas explícitamente en la energía libre específica de Gibbs g que está, ecuación fundamental es función de p y T . Puesto que la región 3 contiene el punto crítico, esta región no puede cubrirse razonablemente por una ecuación con p y T como variables independientes. Sin embargo, puede ser representada por una ecuación en función de la densidad ρ y de la temperatura T . Así, para la región 3 se utiliza una ecuación fundamental que también sea una ecuación explícita de la energía libre específica de Helmholtz en función de ρ y T . Una ventaja de usar ecuaciones fundamentales (en vez de ecuaciones de estado en la forma de $p(v, T)$ y $v(p, T)$, respectivamente) es que todas las propiedades termodinámicas se pueden calcular a partir de las derivadas de las ecuaciones, ninguna integración con la información adicional es necesaria. Si la primera y segunda derivada de g con respecto a p y T y f con respecto a ρ y T , respectivamente, se representan correctamente, después cualquier propiedad termodinámica, basada en estas derivadas (que es

el caso para la gran mayoría de las propiedades), puede ser calculado correctamente de tales ecuaciones fundamentales.

Procedimiento para la Ec. (11) con $z = g/RT$, $x = p$, $a = p^*$, $y = T^{-1}$, y $c = (p^*)^{-1}$ se obtiene la siguiente forma general de la ecuación de un polinomio combinado supuesto para $g(p, T)$:

$$\frac{g}{RT} = \sum_i n_i \left(\frac{p}{p^*} + b \right)^{I_i} \left(\frac{T^*}{T} + d \right)^{J_i} \quad (12)$$

donde p^* y T^* reducen parámetros.

A3.1. La Ecuación de la Energía Libre de Gibbs para la Región 1.

La ecuación básica para esta región es una ecuación fundamental para energía libre específica de Gibbs g . Esta ecuación se expresa en forma adimensional, $\gamma = g/RT$:

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{34} n_i (\pi)^{I_i} (\tau)^{J_i} - 1.222 \quad (13)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con $p^* = 16.53 \text{ MPa}$ y $T^* = 1386 \text{ K}$; R es dado por la Ec. (1). El coeficiente n_i y los exponentes I_i y J_i de la Ec. (13) se enumeran en la Tabla A3.

La Ec. (13) cubre la región 1 de IAPWS-IF97 definido por el siguiente rango de temperatura y presión (ver la Figura A1):

$$273.15 \text{ K} \leq T \leq 623.15 \text{ K} \quad p_s \leq p \leq 100 \text{ MPa} \quad (A5)$$

Además de las propiedades en la región de la fase líquida estable, la Ec. (13) también abarca valores razonables en la región metaestable del líquido sobrecalentado cerca de la línea del líquido saturado. Para temperaturas entre 273.15 K y 273.16 K a presiones por debajo a la presión de fusión (líquido subenfriado metaestable) todos los valores son calculados por extrapolación de las Ecs. (13) y (21).

Para ayudar al usuario en la verificación en un programa de computo de la Ec. (13), la Tabla A4 contiene los valores calculados de las propiedades más relevantes.

A3.2. Ecuación de la energía libre de Gibbs para la región 2.

La ecuación básica para esta región es probablemente la ecuación más importante de todo el paquete de IAPWS-IF97 porque en una planta real los procesos importantes, por ejemplo, las expansiones en las turbinas de vapor, se producen en esta región. La ecuación auxiliar para definir el límite entre las regiones 2 y 3 se da por las Ecs. (8) y (9) en la sección A2.2.

La ecuación básica para esta región es una ecuación fundamental para la energía libre específica de Gibbs g . Esta ecuación se expresa en forma adimensional, $\gamma = g/(RT)$, y es separada en dos partes, una parte gas ideal γ^o y una parte residual γ^r , de modo que:

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(p, T) = \gamma^o(p, T) + \gamma^r(p, T) \quad (14)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con R dado por la Ec. (1).

La ecuación para la parte del gas ideal γ^o de la energía libre de Gibbs adimensional será:

$$\gamma^o = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^o \tau^{J_i^o} \quad (15)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$ y $T^* = 540 \text{ K}$. Los coeficientes n_1^o y n_2^o fueron ajustados de una manera tal que valores para la energía interna específica y la entropía específica, calculadas de la Ec. (14), son relacionadas con $u_t' = 0$ y $s_t' = 0$. La Tabla A5 contiene los coeficientes n_i^o y los exponentes J_i^o de la Ec. (15).

La forma de la parte residual γ^r de la energía libre de Gibbs adimensional es la siguiente:

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} \tau^{-0.5 J_i} \quad (16)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$ y $T^* = 540 \text{ K}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (16) son enumeradas en la Tabla A6.

Todas las propiedades termodinámicas se pueden derivar de la Ec. (14) usando apropiadamente las combinaciones de la parte del gas ideal γ^o , Ec. (15), y la parte residual γ^r , Ec. (16), de la energía libre de Gibbs adimensional y de sus derivadas.

La Ec. (14) cubre la región 2 de IAPWS-IF97 definido por el siguiente rango de temperatura y presión, ver la Figura A1:

$$273.15 \text{ K} \leq T \leq 623.15 \text{ K} \quad 0 < p \leq p_s \quad \text{Ec. (14)} \quad (\text{A6})$$

$$623.15 \text{ K} \leq T \leq 863.15 \text{ K} \quad 0 < p \leq p_s \quad \text{Ec. (14)} \quad (\text{A7})$$

$$863.15 \text{ K} \leq T \leq 1073.15 \text{ K} \quad 0 < p \leq 100 \text{ MPa} \quad (\text{A8})$$

Para temperaturas entre 273.15 K y 273.16 K en presiones por arriba de la presión de sublimación (vapor metaestable subenfriado) todos los valores son calculados por extrapolación de las Ecs. (14) y (22). Para ayudar al usuario en la verificación del programa de computo de la Ec. (14), la Tabla A7 contiene los valores de las propiedades más relevantes.

A3.3. Ecuación suplementaria para la región Metaestable de Vapor.

En cuanto a la ecuación básica, Ec. (14), la ecuación suplementaria para una parte de la región metaestable de vapor es dada en forma adimensional de la energía libre específica de Gibbs, $\gamma = g/RT$, consistiendo en una parte del gas ideal γ^o y una parte residual γ^r , de modo que

$$\frac{g(\pi, \tau)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^o(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (\text{17})$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con R dado por la Ec. (1).

La ecuación para la parte del gas ideal γ^o es idéntica a la Ec. (15) a excepción de los valores de los dos coeficientes n_1^o y n_2^o , observe la Tabla A5. Para el uso de la Ec. (15) como parte de la Ec. (17) los coeficientes n_1^o y n_2^o fueron reajustado para cumplir los requerimientos de alta consistencia entre las Ecs. (17) y (14) en relación con las propiedades h y s a lo largo de la línea del vapor saturado, observar abajo.

La ecuación para la parte residual γ^r será:

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{13} n_i \pi^{I_i} \tau^{-0.5 J_i} \quad (18)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$ y $T^* = 540 \text{ K}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (16) son listados en la Tabla A8.

Todas las propiedades termodinámicas se pueden derivar de la Ec. (17) usando las combinaciones apropiadas de la parte del gas ideal γ^o , Ec. (15), y la parte residual γ^r , Ec. (18), de la energía libre de Gibbs adimensional y sus derivadas.

Para ayudar al usuario en la verificación del programa de computo de la Ec. (17), la Tabla A9 contiene los valores de prueba de las propiedades más relevantes.

A3.4. La Ecuación de Energía Libre de Helmholtz para la Región 3.

La ecuación básica para esta región es una ecuación fundamental para la energía libre específica de Helmholtz f . Esta ecuación se expresa en la forma adimensional, $\phi = f/(RT_c)$, y se expresa:

$$\frac{f(\phi, T)}{RT} = \phi(\phi, \tau) = n_1 \ln \delta + \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} \tau^{J_i} \quad (19)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con $\rho^* = \rho_c$, $T^* = T_c$, y R , T_c y ρ_c son dados por las Ecs. (1), (2), y (4). Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (19) son listados en la Tabla A10.

Debido a la sustitución de la Ec. (19) a la condición de equilibrio de fase en la forma del criterio Maxwell para los valores dados de T o p todas las propiedades a lo largo de esa parte de la curva de saturación que pertenecen a la región 3 se pueden calcular de la Ec. (19) solamente. Por otra parte, la Ec. (19) reproduce exactamente los parámetros críticos de acuerdo con las Ecs. (2) a (4) y rinden cero para las primeras dos derivadas de la presión con respecto a densidad en el punto crítico.

Todas las propiedades termodinámicas se pueden derivar de la Ec. (19) usando las combinaciones apropiadas de la energía libre de Helmholtz adimensional ϕ y de sus derivadas.

La ecuación (19) cubre la región 3 de IAPWS-IF97 definida por el siguiente rango de temperatura y presión, ver la Figura A1:

$$623.15\text{ K} \leq T \leq T_{\text{Ec},1} \quad p_{\text{Ec},0} \leq p \leq 100\text{ MPa} \quad (\text{A9})$$

Para ayudar al usuario en la verificación del programa de computo de la Ec. (19), la Tabla A11 contiene valores de prueba de las propiedades más relevantes.

A3.5. Ecuación de la Presión de Saturación para la Región 4.

En lugar de una ecuación de la presión de saturación, una ecuación implícita se desarrollo para describir la curva de saturación. Esta ecuación puede resolver directamente cualquiera presión de saturación p_s o temperatura de saturación T_s .

La ecuación para describir la curva de la saturación está una implícita ecuación by cuadrática que es:

$$\beta^2 \mathcal{G}^2 + n_1 \beta^2 \mathcal{G} + n_2 \beta^2 + n_3 \beta \mathcal{G}^2 + n_4 \beta \mathcal{G} + n_5 \beta + n_6 \mathcal{G}^2 + n_7 \mathcal{G} + n_8 = 0 \quad (20)$$

donde

$$\beta = p_s / p^*{}^{0.25} \quad (20a)$$

y

$$\mathcal{G} = \frac{T_s}{T^*} + \frac{n_9}{(T_s/T^*)^{n_{10}}} \quad (20b)$$

con $p^* = 1\text{ MPa}$ y $T^* = 1\text{ K}$; para los coeficientes n_1 a n_{10} ver la Tabla A12.

La forma explícita de la ecuación de la presión de saturación (ecuación básica) se obtiene de la solución de la Ec. (20) con respecto a p_s es la siguiente:

$$\frac{p_s}{p^*} = \left[\frac{2C}{-B + \beta^2 - 4AC} \right]^4 \quad (21)$$

donde $p^* = 1 \text{ MPa}$ y

$$\begin{aligned} A &= \mathcal{G}^2 + n_1 \mathcal{G} + n_2 \\ B &= n_3 \mathcal{G}^2 + n_4 \mathcal{G} + n_5 \\ C &= n_6 \mathcal{G}^2 + n_7 \mathcal{G} + n_8 \end{aligned} \quad (\text{A10})$$

con $\mathcal{G}$ de acuerdo a la Ec. (20b).

Las Ecs. (20) y (21) reproducen exactamente los valores de $p-T$ en el punto triple según las Ecs. (5) y (6), en el punto de ebullición normal de acuerdo a la Ec. (7) y en el punto crítico de acuerdo a las Ecs. (2) y (3). Debido al proceso especial apropiado de la Ec. (20) con respecto a la Ec. (19), los volúmenes específicos del líquido saturado y el vapor, v' y v'' , pueden ser simplemente calculados directamente hasta el punto crítico de la intersección de la presión de saturación de la Ec. (21) con la presión de la ecuación de la energía libre de Helmholtz, Ec. (19), para la temperatura considerada. Por lo tanto, no es necesario calcular v' y v'' y para resolver la Ec. (19) usando el criterio de Maxwell que es un proceso complejo de iteración.

La Ec. (21) es válida a lo largo de toda la curva de saturación del líquido-vapor desde la temperatura del punto triple T_t hasta la temperatura crítica T_c y simplemente pueden ser extrapolados a 273.15 K de modo que cubra el rango de temperaturas:

$$273.15 \text{ K} \leq T \leq 647.096 \text{ K} \quad (\text{A11})$$

La Tabla A13 contiene valores correspondientes a la prueba de la Ec. (21).

A3.6. Ecuación de la Energía Libre de Gibbs para la Región 5.

La ecuación básica para esta región de alta temperatura es una ecuación fundamental para la específica energía libre de Gibbs g en su forma adimensional, γ , que se separa otra vez en una parte del gas ideal y una parte residual, de modo que:

$$\frac{g(\phi, T)}{RT} = \gamma(\phi, \tau) = \gamma^o(\phi, \tau) + \gamma^r(\phi, \tau) \quad (\text{22})$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con R dado por la Ec. (1).

La ecuación para la parte del gas ideal γ^o de la energía libre de Gibbs adimensional será:

$$\gamma^o = \ln \pi + \sum_{i=1}^6 n_i^o \tau^{J_i^o} \quad (23)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$ y $T^* = 1000 \text{ K}$. Los coeficientes n_1^o y n_2^o fueron ajustados de una manera tal que para valores $T = 1073.15 \text{ K}$ la energía interna específica y la entropía específica, calculada de la Ec. (22), relaciona los valores correspondientes calculados a partir de la Ec. (14). La Tabla A14 contiene los coeficientes n_1^o y los exponentes J_i^o de la Ec. (23).

La forma de la parte residual γ^r de la energía libre de Gibbs adimensional es la siguiente:

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^5 n_i \pi^{I_i} \tau^{J_i} \quad (24)$$

donde $\pi = p/p^*$ y $\tau = T^*/T$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$ y $T^* = 1000 \text{ K}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (24) son enumeradas en la Tabla A15.

Todas las propiedades termodinámicas se pueden derivar de la Ec. (22) usando apropiadamente las combinaciones de la parte del gas ideal γ^o , Ec. (23), y la parte residual γ^r , Ec. (24), de la energía libre de Gibbs adimensional y de sus derivadas.

La Ec. (22) cubre la región 5 de IAPWS-IF97 definido por el siguiente rango de temperatura y presión, ver la Figura A1:

$$1073.15 \text{ K} \leq T \leq 2273.15 \text{ K} \quad 0 < p \leq 10 \text{ MPa} \quad (A12)$$

En este rango la Ec. (22) es solamente válida para agua pura no disociada, la disociación no se ha considerado.

La Tabla A16 contiene valores correspondientes a la prueba de la Ec. (22).

A4. Consistencia de los Límites entre Regiones de una Fase.

Para los límites entre las regiones de una fase la coherencia de las investigaciones fueron realizadas para las siguientes ecuaciones básicas y límites de la región; ver la Figura A1:

- Las Ecs. (13) y (19) a lo largo del isoterma de 623.15 K para presiones desde 16.53 MPa (p_s de la Ec. (21) para 623.15 K) hasta 100 MPa correspondientes al limite entre las regiones 1 y 3.
- Las Ecs. (14) y (19) con respecto a los limites entre las regiones 2 y 3 definidas por la Ec. B23, Ec. (8), para temperaturas entre 623.15 K y 863.15 K.
- Las Ecs. (14) y (22) al isoterma de 1073.15 K para $p \leq 10 \text{ MPa}$ correspondientes al limite entre las regiones 2 y 5.

A5. Ecuaciones posteriores para las Regiones 1, 2, y 4.

El concepto de las ecuaciones posteriores $T(p, h)$ y $T(p, s)$ para las regiones 1 y 2 y $T_s(p)$ para la región 4 es el que se comenta a continuación.

El procedimiento de la Ec. (11) con $z = T/T^*$, $x = p$, $a = p^*$, $y = h$, y $c = h^*$ o $y = s$ y $c = s^*$ la siguiente forma general de un polinomio combinado para las ecuaciones $T(p, h)$ y $T(p, s)$ es obtenido de la siguiente manera:

$$\frac{T(p, h)}{T^*} = \sum_i n_i \left(\frac{p}{p^*} + b \right)^{I_i} \left(\frac{h}{h^*} + d \right)^{J_i} \quad (25)$$

$$\frac{T(p, s)}{T^*} = \sum_i n_i \left(\frac{p}{p^*} + b \right)^{I_i} \left(\frac{s}{s^*} + d \right)^{J_i} \quad (26)$$

donde T^* , p^* , h^* , y s^* están reduciendo otra vez parámetros. Estas dos ecuaciones forman la base de las ecuaciones posteriores para las regiones 1 y 2.

A5.1. Ecuaciones posteriores para la Región 1.

Las dos ecuaciones posteriores $T(p, h)$ y $T(p, s)$ tiene que ser numéricamente constante con la ecuación básica de esta región, Ec. (13).

A5.1.1. Ecuación posterior $T(\phi, h)$.

La ecuación posterior $T(\phi, h)$ para la región 1 tiene la forma adimensional siguiente:

$$\frac{T(\phi, h)}{T^*} = \theta(\phi, \eta) = \sum_{i=1}^{20} n_i \pi^{I_i} (\phi + 1)^{J_i} \quad (27)$$

donde $\pi = p/p^*$, $\theta = T^*/T$, y $\eta = h/h^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$, $T^* = 1 \text{ K}$, y $h^* = 2500 \text{ kJ kg}^{-1}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (27) son enumeradas en la Tabla A17.

La Tabla A18 contiene valores correspondientes a la prueba de la Ec. (27).

A5.1.2. Ecuación posterior $T(\phi, s)$.

La ecuación posterior $T(\phi, s)$ para la región 1 tiene la forma adimensional siguiente:

$$\frac{T(\phi, s)}{T^*} = \theta(\phi, \sigma) = \sum_{i=1}^{20} n_i \pi^{I_i} (\phi + 1)^{J_i} \quad (28)$$

donde $\pi = p/p^*$, $\theta = T^*/T$, y $\sigma = s/s^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$, $T^* = 1 \text{ K}$, y $s^* = 1 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (28) son enumeradas en la Tabla A19.

La Tabla A20 contiene valores correspondientes a la prueba de la Ec. (28).

A5.2. Ecuaciones posteriores para la Región 2.

Las dos ecuaciones posteriores $T(\phi, h)$ y $T(\phi, s)$ tienen que ser numéricamente constantes con la ecuación básica de esta región, Ec. (14). Debido a esta consistencia de demanda es muy alta la región 2 está esta cubierta por tres ecuaciones $T(\phi, h)$ y tres $T(\phi, s)$.

A5.2.1. Ecuaciones posteriores $T(\phi, h)$ para las Subregiones 2(a), 2(b) y 2(c).

La ecuación posterior $T(\phi, h)$ para la subregión 2(a) tiene la forma adimensional siguiente:

$$\frac{T_{2a}(\phi, h)}{T^*} = \theta_{2a}(\phi, \eta) = \sum_{i=1}^{34} n_i \pi^{I_i} (\phi + 2.1)^{J_i} \quad (29)$$

donde $\pi = p/p^*$, $\theta = T^*/T$, y $\eta = h/h^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$, $T^* = 1 \text{ K}$, y $h^* = 2000 \text{ kJ kg}^{-1}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (27) son enumeradas en la Tabla A21.

La ecuación posterior $T(\pi, \eta)$ para la subregión 2(b) tiene la forma adimensional siguiente:

$$\frac{T_{2b}(\pi, \eta)}{T^*} = \theta_{2b}(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{38} n_i \pi^{I_i} \theta^{J_i} + 2.6 \quad (30)$$

donde $\pi = p/p^*$, $\theta = T^*/T$, y $\eta = h/h^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$, $T^* = 1 \text{ K}$, y $h^* = 2000 \text{ kJ kg}^{-1}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (27) son enumeradas en la Tabla A22.

La ecuación posterior $T(\pi, \eta)$ para la subregión 2(c) tiene la forma adimensional siguiente:

$$\frac{T_{2c}(\pi, \eta)}{T^*} = \theta_{2c}(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{23} n_i \pi^{I_i} \theta^{J_i} + 1.8 \quad (31)$$

donde $\pi = p/p^*$, $\theta = T^*/T$, y $\eta = h/h^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$, $T^* = 1 \text{ K}$, y $h^* = 2000 \text{ kJ kg}^{-1}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (27) son enumeradas en la Tabla A23.

La Tabla A24 contiene valores correspondientes a la prueba de las Ecs. (29) y (31).

A5.2.2. Ecuaciones posteriores $T(\pi, s)$ para las Subregiones 2(a), 2(b) y 2(c).

La ecuación posterior $T(\pi, s)$ para la subregión 2(a) tiene la forma adimensional siguiente:

$$\frac{T_{2a}(\pi, s)}{T^*} = \theta_{2a}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{46} n_i \pi^{I_i} \theta^{J_i} \quad (32)$$

donde $\pi = p/p^*$, $\theta = T^*/T$, y $\sigma = s/s^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$, $T^* = 1 \text{ K}$, y $s^* = 2 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (27) son enumeradas en la Tabla A25.

La ecuación posterior $T(\pi, s)$ para la subregión 2(b) tiene la forma adimensional siguiente:

$$\frac{T_{2b}(\pi, s)}{T^*} = \theta_{2b}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{44} n_i \pi^{I_i} (1 - \sigma)^{J_i} \quad (33)$$

donde $\pi = p/p^*$, $\theta = T^*/T$, y $\sigma = s/s^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$, $T^* = 1 \text{ K}$, y $s^* = 0.7853 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (27) son enumeradas en la Tabla A26.

La ecuación posterior $T(p, s)$ para la subregión 2(c) tiene la forma adimensional siguiente:

$$\frac{T_{2c}(p, s)}{T^*} = \theta_{2c}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{30} n_i \pi^{I_i} \sigma^{J_i} \quad (34)$$

donde $\pi = p/p^*$, $\theta = T^*/T$, y $\eta = h/h^*$ con $p^* = 1 \text{ MPa}$, $T^* = 1 \text{ K}$, y $h^* = 2.9251 \text{ kJ kg}^{-1}$.

Los coeficientes n_i y exponentes I_i y J_i de la Ec. (27) son enumeradas en la Tabla A27.

La Tabla A28 contiene valores correspondientes a la prueba de las Ecs. (32) y (34).

A5.3. Ecuación posterior para la Región 4.

Según el concepto de IAPWS-IF97 también hay una ecuación posterior para la región 4, la curva de la saturación. Esta ecuación posterior es la ecuación de la temperatura de saturación, que se obtiene directamente de la ecuación implícita de la saturación, Ec. (20), se resuelve con respecto a la temperatura de saturación T_s .

La ecuación de la temperatura de saturación es:

$$\frac{T_s}{T^*} = \frac{n_{10} + D - \sqrt{D^2 - 4n_9 + n_{10}D^{0.5}}}{2} \quad (35)$$

donde $T^* = 1 \text{ K}$ y

$$D = \frac{2G}{-F - \sqrt{F^2 - 4EG}}$$

con

$$\begin{aligned} E &= \beta^2 + n_3\beta + n_6 \\ F &= n_1\beta^2 + n_4\beta + n_7 \\ G &= n_2\beta^2 + n_5\beta + n_8 \\ \text{y } \beta &= p_s/p^*^{0.25} \end{aligned} \quad (35a)$$

con $p^* = 1 \text{ MPa}$; La Ec. (35a) es idéntica a la Ec. (20a). Los coeficientes n_i de la Ec. (35) son enumerados en la Tabla A12.

La Ec. (35) tiene el mismo rango de validez que la ecuación de la presión de saturación, Ec (21), lo que significa que cubre la curva de saturación del liquido-vapor de acuerdo con el intervalo de la presión:

$$611.213 \text{ Pa} \leq p \leq 22.064 \text{ MPa} \quad (\text{A13})$$

El valor de 611.213 Pa corresponde a la presión cuando la Ec. (35) se extrapola a 273.15 K. Dado que la ecuación de la presión de saturación, Ec. (21), y la ecuación de la temperatura de saturación, Ec. (35), se derivan de la misma ecuación implícita, Ec. (20), ambas describen la curva de saturación Ec. (21) y Ec. (35) y son completamente coherentes entre si. Así, la ecuación básica y la anterior para la región 4 cumplen los requisitos de coherencia de los datos numéricos.

La Tabla A29 contiene los valores correspondientes de la prueba de la Ec. (35).

Tabla A2. Coeficientes de las Ecs. (8) y (9)^a.

i	n_i	i	n_i
1	$0.34805185628969 \times 10^3$	4	$0.57254459862746 \times 10^3$
2	$-0.11671859879975 \times 10^1$	5	$0.13918839778870 \times 10^2$
3	$0.10192970039326 \times 10^{-2}$		

^a Para la verificación del programa de computadora, las Ecs. (8) y (9) deben cumplir

con los siguientes punto de $T - p$: $T = 0.623150000 \times 10^3 \text{ K}$, $p = 0.165291643 \times 10^2 \text{ MPa}$

Tabla A3. Coeficientes y exponentes de la Ec. (13).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	-2	0.14632971213167	18	2	3	$-0.44141845330846 \times 10^{-5}$
2	0	-1	-0.84548187169114	19	2	17	$-0.72694996297594 \times 10^{-15}$
3	0	0	$-0.375636036720 \times 10^1$	20	3	-4	$-0.31679644845054 \times 10^{-4}$
4	0	1	$0.33855169168385 \times 10^1$	21	3	0	$-0.28270797985312 \times 10^{-5}$
5	0	2	-0.95791963387872	22	3	6	$-0.85205128120103 \times 10^{-9}$
6	0	3	0.15772038513228	23	4	-5	$-0.2242528190800 \times 10^{-5}$
7	0	4	$-0.16616417199501 \times 10^1$	24	4	-2	$-0.65171222895601 \times 10^{-6}$
8	0	5	$0.81214629983568 \times 10^{-3}$	25	4	10	$-0.14341729937924 \times 10^{-12}$
9	1	-9	$0.28319080123804 \times 10^{-3}$	26	5	-8	$-0.40516996860117 \times 10^{-6}$
10	1	-7	$-0.60706301565874 \times 10^{-3}$	27	8	-11	$-0.12734301741641 \times 10^{-8}$
11	1	-1	$-0.18990068218419 \times 10^{-1}$	28	8	-6	$-0.17424871230634 \times 10^{-9}$
12	1	0	$-0.32529748770505 \times 10^{-1}$	29	21	-29	$-0.68762131295531 \times 10^{-18}$
13	1	1	$-0.21841717175414 \times 10^{-1}$	30	23	-31	$0.14478307828521 \times 10^{-19}$

14	1	3	$-0.52838357969930 \times 10^{-4}$	31	29	-38	$0.26335781662795 \times 10^{-22}$
15	2	-3	$-0.47184321073267 \times 10^{-3}$	32	30	-39	$-0.11947622640071 \times 10^{-22}$
16	2	0	$-0.30001780793026 \times 10^{-3}$	33	31	-40	$0.18228094581404 \times 10^{-23}$
17	2	1	$0.47661393906987 \times 10^{-4}$	34	32	-41	$-0.93537087292458 \times 10^{-25}$

Tabla A4. Valores calculados de propiedades termodinámicas de la Ec. (13) para temperaturas y presiones seleccionadas.

Propiedad	$T = 300 \text{ K}$	$T = 300 \text{ K}$	$T = 500 \text{ K}$
	$p = 3 \text{ MPa}$	$p = 8 \text{ MPa}$	$p = 3 \text{ MPa}$
$h, \text{kJ kg}^{-1}$	0.115331273×10^3	0.184142828×10^3	0.975542239×10^3
$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	0.392294792	0.368563852	0.258041912×10^1

Tabla A5. Coeficientes y exponentes de la Ec. (15)^a.

i	J_i^0	n_i^0	i	J_i^0	n_i^0
1 ^a	0	$-0.96927686500217 \times 10^1$	6	-2	$0.14240819171444 \times 10^1$
2 ^a	1	$0.10086655968018 \times 10^2$	7	-1	$-0.4383951131945 \times 10^1$
3	-5	$-0.56087911283020 \times 10^{-2}$	8	2	-0.28408632460772
4	-4	$0.71452738081455 \times 10^{-1}$	9	3	$0.21268463753307 \times 10^{-1}$
5	-3	-0.40710498223928			

^a Si la Ec. (15) es incorporado en la Ec. (17), en lugar de los valores de n_1^0 y n_2^0 dados anteriormente, los siguientes valores que se deben utilizar de estos dos coeficientes para verificación del programa de computadora es:

$$n_1^0 = -0.96937268398049 \times 10^1, n_2^0 = -0.10087275970006 \times 10^2$$

Tabla A6. Coeficientes y exponentes de la Ec. (16).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.17731742473213 \times 10^{-2}$	23	7	0	$-0.59059564324270 \times 10^{-17}$
2	1	1	$-0.17834862292358 \times 10^{-1}$	24	7	11	$-0.12621808899101 \times 10^{-5}$
3	1	2	$-0.45996013696365 \times 10^{-1}$	25	7	25	$-0.38946842435739 \times 10^{-1}$
4	1	3	$-0.57581259083432 \times 10^{-1}$	26	8	8	$0.11256211360459 \times 10^{-10}$
5	1	6	$-0.50325278727930 \times 10^{-1}$	27	8	36	$-0.82311340897998 \times 10^1$
6	2	1	$-0.33032641670203 \times 10^{-4}$	28	9	13	$0.19809712802088 \times 10^{-7}$
7	2	2	$-0.18948987516315 \times 10^{-3}$	29	10	4	$0.10406965210174 \times 10^{-18}$
8	2	4	$-0.39392777243355 \times 10^{-2}$	30	10	10	$-0.10234747095929 \times 10^{-12}$
9	2	7	$-0.43797295650573 \times 10^{-1}$	31	10	14	$-0.10018179379511 \times 10^{-8}$
10	2	36	$-0.26674547914087 \times 10^{-4}$	32	16	29	$-0.80882908646985 \times 10^{-10}$
11	3	0	$0.20481737692309 \times 10^{-7}$	33	16	50	0.10693031879409
12	3	1	$0.43870667284435 \times 10^{-6}$	34	18	57	-0.33662250574171
13	3	3	$-0.32277677238570 \times 10^{-4}$	35	20	20	$0.89185445355421 \times 10^{-24}$
14	3	6	$-0.15033924542148 \times 10^{-2}$	36	20	35	$0.30629316876232 \times 10^{-12}$
15	3	35	$-0.40668253562649 \times 10^{-1}$	37	20	48	$-0.42002467698208 \times 10^{-5}$
16	4	1	$-0.78847309559367 \times 10^{-9}$	38	21	21	$-0.59056029685639 \times 10^{-25}$
17	4	2	$0.12790717852285 \times 10^{-7}$	39	22	53	$0.37826947613457 \times 10^{-5}$

18	4	3	$0.48225372718507 \times 10^{-6}$	40	23	39	$-0.12768608934681 \times 10^{-14}$
19	5	7	$0.22922076337661 \times 10^{-5}$	41	24	26	$0.73087610595061 \times 10^{-28}$
20	6	3	$-0.16714766451061 \times 10^{-10}$	42	24	40	$0.55414715350778 \times 10^{-16}$
21	6	16	$-0.21171472321355 \times 10^{-2}$	43	24	58	$-0.94369707241210 \times 10^{-6}$
22	6	35	$-0.23895741934104 \times 10^2$				

Tabla A7. Valores calculados de propiedades termodinámicas de la Ec. (14) para temperaturas y presiones seleccionadas.

Propiedad	$T = 300 \text{ K}$	$T = 700 \text{ K}$	$T = 700 \text{ K}$
	$p = 0.0035 \text{ MPa}$	$p = 0.0035 \text{ MPa}$	$p = 30 \text{ MPa}$
$h, \text{kJ kg}^{-1}$	0.254991145×10^4	0.333568375×10^4	0.263149474×10^4
$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	0.852238967×10^1	0.101749996×10^2	0.517540298×10^1

Tabla A8. Coeficientes y exponentes de la Ec. (18).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.73362260186506 \times 10^{-2}$	8	3	4	$-0.63498037657313 \times 10^{-2}$
2	1	2	$-0.88223831943146 \times 10^{-1}$	9	3	16	$-0.86043093028588 \times 10^{-1}$
3	1	5	$-0.72334555213245 \times 10^{-1}$	10	4	7	$0.75321581522770 \times 10^{-2}$
4	1	11	$-0.40813178534455 \times 10^{-2}$	11	4	10	$-0.79238375446139 \times 10^{-2}$
5	2	1	$0.20097803380207 \times 10^{-2}$	12	5	9	$-0.22888160778447 \times 10^{-3}$
6	2	7	$-0.53045921898642 \times 10^{-1}$	13	5	10	$-0.26456501482810 \times 10^{-2}$
7	2	16	$-0.76190409086970 \times 10^{-2}$				

Tabla A9. Valores calculados de propiedades termodinámicas de la Ec. (17) para temperaturas y presiones seleccionadas.

Propiedad	$T = 450 \text{ K}$	$T = 440 \text{ K}$	$T = 450 \text{ K}$
	$p = 1 \text{ MPa}$	$p = 1 \text{ MPa}$	$p = 1.5 \text{ MPa}$
$h, \text{kJ kg}^{-1}$	0.276881115×10^4	0.274015123×10^4	0.272134539×10^4
$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	0.656660377×10^1	0.650218759×10^1	0.629170440×10^1

Tabla A10. Coeficientes y exponentes de la Ec. (19).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	0	$0.10658070028513 \times 10^1$	21	3	4	$-0.20189915023570 \times 10^1$
2	0	0	$-0.15732845290239 \times 10^2$	22	3	16	$-0.82147637173963 \times 10^{-2}$
3	0	1	$0.20944396974307 \times 10^2$	23	3	26	-0.47596035734923
4	0	2	$-0.76867707878716 \times 10^1$	24	4	0	$0.43984074473500 \times 10^{-1}$
5	0	7	$0.26185947787954 \times 10^1$	25	4	2	-0.44476435428739
6	0	10	$-0.28080781148620 \times 10^1$	26	4	4	0.90572070719733
7	0	12	$0.12053369696517 \times 10^1$	27	4	26	0.70522450087967
8	0	23	$-0.84566812812502 \times 10^{-2}$	28	5	1	0.10770512626332
9	1	2	$-0.12654315477714 \times 10^1$	29	5	3	-0.32913623258954
10	1	6	$-0.11524407806681 \times 10^1$	30	5	26	-0.50871062041158

11	1	15	0.88521043984318	31	6	0	-0.22175400873096x10 ⁻¹
12	1	17	-0.64207765181607	32	6	2	0.94260751665092x10 ⁻¹
13	2	0	0.38493460186671	33	6	26	0.16436278447961
14	2	2	-0.85214708824206	34	7	2	-0.13503372241348x10 ⁻¹
15	2	6	0.48972281541877x10 ¹	35	8	26	-0.14834345352472x10 ⁻¹
16	2	7	-0.30502617256965x10 ¹	36	9	2	0.57922953628084x10 ⁻³
17	2	22	0.39420536879154x10 ⁻¹	37	9	26	0.32308904703711x10 ⁻²
18	2	26	0.12558408424308	38	10	0	0.80964802996215x10 ⁻⁴
19	3	0	-0.27999329698710	39	10	1	-0.16557679795037x10 ⁻³
20	3	2	0.13899799569460x10 ¹	40	11	26	-0.44923899061815x10 ⁻⁴

Tabla A11. Valores calculados de propiedades termodinámicas de la Ec. (19) para temperaturas y densidades seleccionadas.

Propiedad	$T = 650 \text{ K}$	$T = 650 \text{ K}$	$T = 750 \text{ K}$
	$\rho = 500 \text{ kg m}^{-3}$	$\rho = 200 \text{ kg m}^{-3}$	$\rho = 500 \text{ kg m}^{-3}$
p, MPa	0.255837018x10 ²	0.222930643x10 ²	0.783095639x10 ²
$h, \text{kJ kg}^{-1}$	0.186343019x10 ⁴	0.237512401x10 ⁴	0.225868845x10 ⁴
$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	0.405427273x10 ¹	0.485438792x10 ¹	0.446971906x10 ¹

Tabla A12. Coeficientes de las Ecs. (20), (21), y (35).

i	n_i	i	n_i
1	0.11670521452767x10 ⁴	6	0.14915108613530x10 ²
2	-0.72421316703206x10 ⁶	7	-0.48232657361591x10 ⁴
3	-0.17073846940092x10 ²	8	0.40511340542057x10 ⁶
4	0.12020824702470x10 ⁵	9	-0.2385557567849
5	-0.32325550322333x10 ⁷	10	0.65017534844798x10 ³

Tabla A13. Valores calculados de la presión de saturación de la Ecs. (21) para las temperaturas seleccionadas.

T, K	p_s, MPa
300	0.3536589410x10 ⁻²
500	0.263889776x10 ¹
600	0.123443146x10 ²

Tabla A14. Coeficientes y exponentes de la Ec. (23).

i	J_i^0	n_i^0	i	J_i^0	n_i^0
1	0	-0.13179983674201x10 ²	4	-2	0.36901534980333
2	1	0.68540841634434x10 ¹	5	-1	-0.31161318213925x10 ¹
3	-3	-0.24805148933466x10 ⁻¹	6	2	-0.32961626538917

Tabla A15. Coeficientes y exponentes de la Ec. (24).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.12563183589592 \times 10^{-3}$	4	2	9	$-0.39724828359569 \times 10^{-5}$
2	1	1	$0.21774678714571 \times 10^{-2}$	5	3	3	$0.12919228289784 \times 10^{-6}$
3	1	3	$-0.45942820899910 \times 10^{-2}$				

Tabla A16. Valores calculados de propiedades termodinámicas de la Ec. (22)
para temperaturas y presiones seleccionadas.

Propiedad	$T = 1500 \text{ K}$ $p = 0.5 \text{ MPa}$	$T = 1500 \text{ K}$ $p = 8 \text{ MPa}$	$T = 2000 \text{ K}$ $p = 8 \text{ MPa}$
$h, \text{kJ kg}^{-1}$	0.521976332×10^4	0.520609634×10^4	0.658380291×10^4
$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	0.965408431×10^1	0.836546724×10^1	0.915671044×10^1

Tabla A17. Coeficientes y exponentes de la Ec. (27).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	0	$-0.23872489924521 \times 10^3$	11	1	4	$-0.65964749423638 \times 10^1$
2	0	1	$0.40421188637945 \times 10^3$	12	1	10	$0.93965400878363 \times 10^{-2}$
3	0	2	$0.11349746881718 \times 10^3$	13	1	32	$0.11573647505340 \times 10^{-6}$
4	0	6	$-0.58457616048039 \times 10^1$	14	2	10	$-0.25858641282073 \times 10^{-4}$
5	0	22	$-0.15285482413140 \times 10^{-3}$	15	2	32	$-0.40644363084799 \times 10^{-8}$
6	0	32	$-0.10866707695377 \times 10^{-5}$	16	3	10	$0.66456186191635 \times 10^{-7}$
7	1	0	$-0.13391744872602 \times 10^2$	17	3	32	$0.80670734103027 \times 10^{-10}$
8	1	1	$0.43211039183559 \times 10^2$	18	4	32	$-0.93477771213947 \times 10^{-12}$
9	1	2	$-0.54010067170506 \times 10^2$	19	5	32	$0.58265442020601 \times 10^{-14}$
10	1	3	$0.30535892203916 \times 10^2$	20	6	32	$-0.15020185953503 \times 10^{-16}$

Tabla A18. Valores calculados de temperatura de la Ec. (27)
para las presiones y entalpías seleccionadas.

p, MPa	$h, \text{kJ kg}^{-1}$	T, K
3	500	0.391798509×10^3
80	500	0.378108626×10^3
80	1500	0.611041229×10^3

Tabla A19. Coeficientes y exponentes de la Ec. (28).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	0	$0.17478268058307 \times 10^3$	11	1	12	$0.35672110607366 \times 10^{-9}$
2	0	1	$0.34806930892873 \times 10^2$	12	1	31	$0.17332496994895 \times 10^{-23}$
3	0	2	$0.65292584978455 \times 10^1$	13	2	0	$0.56608900654837 \times 10^{-3}$

4	0	3	0.33039981775489	14	2	1	-0.32635483139717x10 ⁻³
5	0	11	-0.19281382923196x10 ⁻⁶	15	2	2	0.44778286690632x10 ⁻⁴
6	0	31	-0.24909197244573x10 ⁻²²	16	2	9	-0.51322156908507x10 ⁻⁹
7	1	0	-0.26107636489332	17	2	31	-0.42522657042207x10 ⁻²⁵
8	1	1	0.22592965981586	18	3	10	0.26400441360689x10 ⁻¹²
9	1	2	-0.64256463395226x10 ⁻¹	19	3	32	0.78124600459723x10 ⁻²⁸
10	1	3	0.78876289270526x10 ⁻²	20	4	32	-0.30732199903668x10 ⁻³⁰

Tabla A20. Valores calculados de temperatura de la Ec. (28)
para las presiones y entropías seleccionadas.

p, MPa	$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	T, K
3	0.5	0.307842258x10 ³
80	0.5	0.309979785x10 ³
80	3	0.565899909x10 ³

Tabla A21. Coeficientes y exponentes de la Ec. posterior $T \Phi, h$ para la subregión 2(a), Ec. (29).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	0	0.10898952318288x10 ⁴	18	2	7	0.11670873077107x10 ²
2	0	1	0.84951654495535x10 ³	19	2	36	0.12812798404046x10 ⁹
3	0	2	-0.10781748091826x10 ³	20	2	38	-0.98554909623276x10 ⁹
4	0	3	0.33153654801263x10 ²	21	2	40	0.28224546973002x10 ¹⁰
5	0	7	-0.74232016790248x10 ¹	22	2	42	-0.35948971410703x10 ¹⁰
6	0	20	0.11765048724356x10 ²	23	2	44	0.17227349913197x10 ¹⁰
7	1	0	0.18445749355790x10 ¹	24	3	24	-0.13551334240775x10 ⁵
8	1	1	-0.41792700549624x10 ¹	25	3	44	0.12848734664650x10 ⁸
9	1	2	0.62478196935812x10 ¹	26	4	12	0.13865724283226x10 ¹
10	1	3	-0.17344563108114x10 ²	27	4	32	0.23598832556514x10 ⁶
11	1	7	-0.20058176862096x10 ³	28	4	44	-0.13105236545054x10 ⁸
12	1	9	0.27196065473796x10 ³	29	5	32	0.73999835474766x10 ⁴
13	1	11	-0.45511318285818x10 ³	30	5	36	-0.55196697030060x10 ⁶
14	1	18	0.30919688604755x10 ⁴	31	5	42	0.37154085996233x10 ⁷
15	1	44	0.25226640357872x10 ⁶	32	6	34	0.19127729239660x10 ⁵
16	2	0	-0.61707422868339x10 ⁻²	33	6	44	-0.41535164835634x10 ⁶
17	2	2	-0.31078046629583	34	7	28	-0.62459855192507x10 ²

Tabla A22. Coeficientes y exponentes de la Ec posterior $T \Phi, h$ para la subregión 2(b), Ec. (30).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	0	0.14895041079516x10 ⁴	20	2	40	0.71280351959551x10 ⁻⁴
2	0	1	0.74307798314034x10 ³	21	3	1	0.11032831789999x10 ⁻³
3	0	2	-0.97708318797837x10 ²	22	3	2	0.18955248387902x10 ⁻³
4	0	12	0.24742464705674x10 ¹	23	3	12	0.30891541160537x10 ⁻²
5	0	18	-0.63281320016026	24	3	24	0.13555504554949x10 ⁻²
6	0	24	0.11385952129658x10 ¹	25	4	2	0.28640237477456x10 ⁻⁶
7	0	28	-0.47811863648625	26	4	12	-0.10779857357512x10 ⁻⁴

8	0	40	$0.85208123431544 \times 10^{-2}$	27	4	18	$-0.76462712454814 \times 10^{-4}$
9	1	0	0.93747147377932	28	4	24	$0.14052392818316 \times 10^{-4}$
10	1	2	$0.33593118604916 \times 10^1$	29	4	28	$-0.31083814331434 \times 10^{-4}$
11	1	6	$0.33809355601454 \times 10^1$	30	4	40	$-0.10302738212103 \times 10^{-5}$
12	1	12	0.16844539671904	31	5	18	$0.28217281635040 \times 10^{-6}$
13	1	18	0.73875745236695	32	5	24	$0.12704902271945 \times 10^{-5}$
14	1	24	-0.47128737436186	33	5	40	$0.73803353468292 \times 10^{-7}$
15	1	28	0.15020273139707	34	6	28	$-0.11030139238909 \times 10^{-7}$
16	1	40	$-0.21764114219759 \times 10^{-2}$	35	7	2	$-0.81456365207833 \times 10^{-13}$
17	2	2	$-0.21810755324761 \times 10^{-1}$	36	7	28	$-0.25180545682962 \times 10^{-10}$
18	2	8	-0.10829784403677	37	9	1	$-0.17565233969407 \times 10^{-17}$
19	2	18	$-0.46333324635812 \times 10^{-1}$	38	9	40	$0.86934156344163 \times 10^{-14}$

Tabla A23. Coeficientes y exponentes de la Ec posterior T, h para la subregión 2(c), Ec. (31).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	-7	0	$-0.32368398555242 \times 10^{13}$	13	1	4	$0.37966001272486 \times 10^1$
2	-7	4	$0.73263350902181 \times 10^{13}$	14	1	8	$-0.10842984880077 \times 10^2$
3	-6	0	$0.35825089945447 \times 10^{12}$	15	2	4	$-0.45364172676660 \times 10^{-1}$
4	-6	2	$-0.58340131851590 \times 10^{12}$	16	6	0	$0.14559115658698 \times 10^{-12}$
5	-5	0	$-0.10783068217470 \times 10^{11}$	17	6	1	$0.11261597407230 \times 10^{-11}$
6	-5	2	$0.20825544563171 \times 10^{11}$	18	6	4	$-0.17804982240686 \times 10^{-10}$
7	-2	0	$0.61074783564516 \times 10^6$	19	6	10	$0.12324579690832 \times 10^{-6}$
8	-2	1	$0.85977722535580 \times 10^6$	20	6	12	$-0.11606921130984 \times 10^{-5}$
9	-1	0	$-0.25745723604170 \times 10^5$	21	6	16	$0.2784636708554 \times 10^{-4}$
10	-1	2	$0.31081088422714 \times 10^5$	22	6	20	$-0.59270038474176 \times 10^{-3}$
11	0	0	$0.12082315865936 \times 10^4$	23	6	22	$0.12918582991878 \times 10^{-2}$
12	0	1	$0.48219755109255 \times 10^3$				

Tabla A24. Valores calculados de temperatura de las Ecs. (29) a (31) para las presiones y entalpías seleccionadas.

Ecuación	p, MPa	$h, \text{kJ kg}^{-1}$	T, K
43	0.001	3000	0.534433241×10^3
	3	3000	0.575373370×10^3
	3	4000	0.101077577×10^4
44	5	3500	0.801299102×10^3
	5	4000	0.101531583×10^4
	25	3500	0.875279054×10^3
45	40	2700	0.743056411×10^3
	60	2700	0.791137067×10^3
	60	3200	0.882756860×10^3

Tabla A25. Coeficientes y exponentes de la Ec. posterior $T(\Phi, s_-)$ para la subregión 2(a), Ec. (32).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	-1.5	-24	$-0.39225983861984 \times 10^6$	24	-0.25	-11	$-0.59780638872718 \times 10^4$
2	-1.5	-23	$0.51526573827270 \times 10^6$	25	-0.25	-6	$-0.70401463926862 \times 10^3$
3	-1.5	-19	$0.40482443161048 \times 10^5$	26	0.25	1	$0.33836784107553 \times 10^3$
4	-1.5	-13	$-0.32193790923902 \times 10^3$	27	0.25	4	$0.20862786635187 \times 10^2$
5	-1.5	-11	$0.96961424218694 \times 10^2$	28	0.25	8	$0.33834172656196 \times 10^{-1}$
6	-1.5	-10	$-0.22867846371773 \times 10^2$	29	0.25	11	$-0.43124428414893 \times 10^{-4}$
7	-1.25	-19	$-0.44942914124357 \times 10^6$	30	0.5	0	$0.16653791354612 \times 10^3$
8	-1.25	-15	$-0.50118336020166 \times 10^4$	31	0.5	1	$-0.13986292055898 \times 10^3$
9	-1.25	-6	0.35684463560015	32	0.5	5	-0.78849547999872
10	-1.0	-26	$0.44235335848190 \times 10^5$	33	0.5	6	$0.72132411753872 \times 10^{-1}$
11	-1.0	-21	$-0.13673388811708 \times 10^5$	34	0.5	10	$-0.59754839398283 \times 10^{-2}$
12	-1.0	-17	$0.42163260207864 \times 10^6$	35	0.5	14	$-0.12141358953904 \times 10^{-4}$
13	-1.0	-16	$0.22516925837475 \times 10^5$	36	0.5	16	$0.23227096733871 \times 10^{-6}$
14	-1.0	-9	$0.47442144865646 \times 10^3$	37	0.75	0	$-0.10538463566194 \times 10^2$
15	-1.0	-8	$-0.14931130797647 \times 10^3$	38	0.75	4	$0.20718925496502 \times 10^1$
16	-0.75	-15	$-0.19781126320452 \times 10^6$	39	0.75	9	$-0.72193155260427 \times 10^{-1}$
17	-0.75	-14	$-0.23554399470760 \times 10^5$	40	0.75	17	$0.20749887081120 \times 10^{-6}$
18	-0.5	-26	$-0.19070616302076 \times 10^5$	41	1.0	7	$-0.18340657911379 \times 10^{-1}$
19	-0.5	-13	$0.55375669883164 \times 10^5$	42	1.0	18	$0.29036272348696 \times 10^{-6}$
20	-0.5	-9	$0.38293691437363 \times 10^4$	43	1.25	3	0.21037527893619
21	-0.5	-7	$-0.60391860580567 \times 10^3$	44	1.25	15	$0.25681239729999 \times 10^{-3}$
22	-0.25	-27	$0.19363102620331 \times 10^4$	45	1.5	5	$-0.12799002933781 \times 10^{-1}$
23	-0.25	-25	$0.42660643698610 \times 10^4$	46	1.5	18	$-0.82198102652018 \times 10^{-5}$

Tabla A26. Coeficientes y exponentes de la Ec posterior $T(\Phi, s_-)$ para la subregión 2(b), Ec. (33).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	-6	0	$0.31687665083497 \times 10^6$	23	0	2	$0.41727347159610 \times 10^2$
2	-6	11	$0.20864175881858 \times 10^2$	24	0	4	$0.21932549434532 \times 10^1$
3	-5	0	$-0.39859399803599 \times 10^6$	25	0	5	$-0.10320050009077 \times 10^1$
4	-5	11	$-0.21816058518877 \times 10^2$	26	0	6	0.35882943516703
5	-4	0	$0.22369785194242 \times 10^6$	27	0	9	$0.52511453726066 \times 10^{-2}$
6	-4	1	$-0.27841703445817 \times 10^4$	28	1	0	$0.12838916450705 \times 10^2$
7	-4	11	$0.99207436071480 \times 10^1$	29	1	1	$-0.28642437219381 \times 10^1$
8	-3	0	$-0.75197512299157 \times 10^5$	30	1	2	0.56912683664855
9	-3	1	$0.29708605951158 \times 10^4$	31	1	3	$-0.99962954584931 \times 10^{-1}$
10	-3	11	$-0.34406878548526 \times 10^1$	32	1	7	$-0.32632037778459 \times 10^{-2}$
11	-3	12	0.38815564249115	33	1	8	$0.23320922576723 \times 10^{-3}$
12	2	0	$0.17511295085750 \times 10^5$	34	2	0	-0.15334809857450
13	-2	1	$-0.14237112854449 \times 10^4$	35	2	1	$0.29072288239902 \times 10^{-1}$
14	-2	6	$0.10943803364167 \times 10^1$	36	2	5	$0.37534702741167 \times 10^{-3}$
15	-2	10	0.89971619308495	37	3	0	$0.17296691702411 \times 10^{-2}$
16	-1	0	$-0.33759740098958 \times 10^4$	38	3	1	$-0.38556050844504 \times 10^{-3}$
17	-1	1	$0.47162885818355 \times 10^3$	39	3	3	$-0.35017712292608 \times 10^{-4}$
18	-1	5	$-0.19188241993679 \times 10^1$	40	4	0	$-0.14566393631492 \times 10^{-4}$
19	-1	8	0.41078580492196	41	4	1	$0.56420857267269 \times 10^{-5}$

20	-1	9	-0.33465378172097	42	5	0	0.41286150074605x10 ⁻⁷
21	0	0	0.13870034777505x10 ⁴	43	5	1	-0.20684671118824x10 ⁻⁷
22	0	1	-0.40663326195838x10 ³	44	5	2	0.16409393674725x10 ⁻⁸

Tabla A27. Coeficientes y exponentes de la Ec posterior $T \Phi, s$ para la subregión 2(c), Ec. (34).

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	-2	0	0.90968501005365x10 ³	16	3	1	-0.14597008284753x10 ⁻¹
2	-2	1	0.24045667088420x10 ³	17	3	5	0.56631175631027x10 ⁻²
3	-1	0	-0.59162326387130x10 ³	18	4	0	-0.76155864584577x10 ⁻⁴
4	0	0	0.54145404128074x10 ³	19	4	1	0.22440342919332x10 ⁻³
5	0	1	-0.27098308411192x10 ³	20	4	4	-0.12561095013413x10 ⁻⁴
6	0	2	0.97976525097926x10 ³	21	5	0	0.63323132660934x10 ⁻⁶
7	0	3	-0.46966772959435x10 ³	22	5	1	-0.20541989675375x10 ⁻⁵
8	1	0	0.14399274604723x10 ²	23	5	2	0.36405970390082x10 ⁻⁷
9	1	1	-0.19104204230429x10 ²	24	6	0	-0.29759897789215x10 ⁻⁸
10	1	3	0.53299167111971x10 ¹	25	6	1	0.10136618529763x10 ⁻⁷
11	1	4	-0.21252975375934x10 ²	26	7	0	0.59925719692351x10 ⁻¹¹
12	2	0	-0.31147334413760	27	7	1	-0.20677870105164x10 ⁻¹⁰
13	2	1	0.60334840894623	28	7	3	-0.20874278181886x10 ⁻¹⁰
14	2	2	-0.42764839702509x10 ⁻¹	29	7	4	0.10162166825089x10 ⁻⁹
15	3	0	0.58185597255259x10 ⁻²	30	7	5	-0.16429828281347x10 ⁻⁹

Tabla A28. Valores calculados de temperatura de las Ecs. (32) a (34) para las presiones y entropías seleccionadas.

Ecuación	p, MPa	$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	T, K
49	0.1	7.5	0.399517097x10 ³
	0.1	8	0.514127081x10 ³
	2.5	8	0.103984917x10 ⁴
50	8	6	0.600484040x10 ³
	8	7.5	0.106495556x10 ⁴
	90	6	0.103801126x10 ⁴
51	20	5.75	0.697992849x10 ³
	80	5.25	0.854011484x10 ³
	80	5.75	0.949017998x10 ³

Tabla A29. Valores calculados de la temperatura de saturación de la Ec. (35) para las presiones seleccionadas.

p, MPa	T_s, K
0.1	0.372755919x10 ³
1	0.453035632x10 ³
10	0.584149488x10 ³

APENDICE B LISTA DE PROGRAMAS EN MATLAB™.

Programa en MATLAB™ para el ciclo Rankine simple usando Algoritmos Genéticos, para el Ejemplo 1.

```

1. function EF=Rankine(pop);
2.
3. %***** MAQUINA DE VAPOR RANKINE SENCILLA (IAPWS) *****
4.
5. %ESTE PROGRAMA ES USADO PARA OBTENER LOS VALORES DE LAS CONDICIONES DE
6. %OPERACIÓN QUE PERMITAN LOGRAR EL MEJOR FUNCIONAMIENTO DE UNA MAQUINA DE
7. %VAPOR QUE TRABAJA EN UN CICLO RANKINE SENCILLO, ES DECIR CON UNA
8. %EFICIENCIA TÉRMICA MÁXIMA, A TRAVÉS DE LA OPTIMIZACIÓN CON ALGORITMOS GENÉTICOS
9.
10. format long;
11. PS=zeros(20);TI=zeros(40);P2=zeros(20);T3=zeros(20);H1=zeros(20);S1=zeros(20);
12.
13. %***** DATOS *****
14. DC=5; % GRADO DE SUBENFRIAMIENTO (°C)
15. PE=70; % EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ALIMENTACION (%)
16. TE=90; % TECLEE LA EFICIENCIA LA TURBINA (%)
17. %*****
18. %-----
19. % VARIABLES A OPTIMIZAR
20.
21. % P2(1)=pop(1) PRESIÓN DE LA CALDERA
22. % T3(1)=pop(2) TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA
23. % P1=pop(3) PRESIÓN DEL CONDENSADOR
24. %-----
25. while((pop(1)<pop(3)))
26.     if(pop(1)<pop(3))
27.         pp=pop(2);
28.         pop(1)=pop(3);
29.         pop(3)=pp;
30.     end
31. end
32. %*****
33. P2(1)=pop(1);
34. T3(1)=pop(2);
35.
36. P1=pop(3);
37. P2(2)=P1;
38.
39. P2(3)=P2(2);
40. P2(4)=P2(1);
41. %*****
42.
43. if (((pop(1)<1)|(pop(1)>220)) | ((pop(2)<490)|(pop(2)>500)) | ((pop(3)<0.09869)|(pop(3)>0.105)))
44.     EF=1E25;
45. else
46.     TB=XSteam('TSat_p',P2(1)); % UNIDADES EN °C
47.     if ((T3(1)<TB) | (T3(1)=TB))
48.         EF=1E35;
49.     else
50.         TC=XSteam('TSat_p',P2(2)); % UNIDADES EN °C
51.         T0=TC; % UNIDADES °C
52.         T1=(T0-DC); % UNIDADES EN °C
53.         T=T1; % UNIDADES EN °C
54.         P=XSteam('psat_T',T); % UNIDADES EN BAR
55.         H1(3)=XSteam('hL_T',T); % H1(M1)=KJ/Kg
56.         S1(3)=XSteam('SL_T',T); % S1(M1)=KJ/Kg °C
57.         T3(3)=T; % UNIDADES EN °C
58.         V=XSteam('vL_T',T); % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg

```



```

59.      %-----
60.      T=T+273.15;                                % UNIDADES EN K
61.      PK=P2(3)*100000;                            % PRESION EN N/m^2
62.      P=P*100000;                                % PRESION EN N/m^2
63.      %-----
64.      [V]=Volumen_1(T,PK,P,V); % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
65.      V1=V;
66.      %-----
67.      T=T-273.15;                                % UNIDADES EN °C
68.      P=P/100000;                                % PRESION EN BAR
69.      %-----
70.      WP=V1.*[(P2(1)-P2(2))*100]*100/PE;
71.      H2=H1(3)+WP;                                % UNIDADES DE H2=KJ/Kg
72.      H1(4)=H2;
73.      S1(4)=XSteam('s_ph',P2(1),H1(4));
74.      T=XSteam('T_hs',H1(4),S1(4));
75.      T3(4)=T;                                % UNIDADES EN °C
76.
77.      T=T3(1);                                % UNIDADES EN °C
78.      P=P2(1);                                % PRESION EN BAR
79.      H=XSteam('h_pT',P,T);
80.      S=Xsteam('s_pT',P,T);
81.      H1(1)=H;                                % UNIDADES DE H1(1)=KJ/Kg
82.      SA=S;                                % SA=KJ/Kg °C
83.      S1(1)=S;
84.      QH=H1(1)-H1(4);                                % UNIDADES DE QH=KJ/Kg
85.      for (KJ=1:1)
86.          MJ=KJ+1;
87.          TS=XSteam('TSat_p',P2(MJ));                                % UNIDADES EN °C
88.          T=TS;                                % UNIDADES °C
89.          P=P2(MJ);                                % PRESION EN BAR
90.          H=XSteam('hV_p',P);
91.          S=XSteam('sV_p',P);
92.          H0=H;
93.          S0=S;
94.          if (SA>S0)
95.              TN=XSteam('T_ps',P2(MJ),SA);                                % TN EN °C
96.              H=XSteam('h_pT',P2(MJ),TN);
97.              S=XSteam('s_pT',P2(MJ),TN);
98.              HN=H;                                % HN=KJ/Kg
99.              QU=1;
100.         elseif (SA==S0)
101.             T=TS;                                % T=°C
102.             HN=H0;                                % HN=KJ/Kg
103.             QU=1;
104.         else
105.             HS=XSteam('hL_p',P2(MJ));                                % HS=KJ/Kg
106.             SS=XSteam('sL_p',P2(MJ));                                % SS=KJ/Kg °C
107.             QU=(SA-SS)/(S0-SS);                                % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
108.             HN=QU*H0+(1-QU)*HS;                                % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR HN=KJ/Kg
109.         end
110.         H1(MJ)=H1(KJ)-(H1(KJ)-HN)*TE/100;
111.         if (H1(MJ)>H0)
112.             T3(MJ)=XSteam('T_ph',P2(MJ),H1(MJ));                                % T3(MJ) EN °C
113.             S=XSteam('s_ph',P2(MJ),H1(MJ));                                % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
114.             SA=S;                                % SA=KJ/Kg °C
115.             S1(MJ)=SA;                                % S1(MJ)=KJ/Kg °C
116.         elseif (H1(MJ)==H0)
117.             T3(MJ)=TS;                                % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
118.             SA=S0;                                % SA=KJ/Kg °C
119.             S1(MJ)=SA;                                % S1(MJ)=KJ/Kg °C
120.         else
121.             T3(MJ)=TS;                                % T3(MJ) EN °C
122.             HS=XSteam('hL_p',P2(MJ));                                % HS=KJ/Kg
123.             SS=XSteam('sL_p',P2(MJ));                                % SS=KJ/Kg °C
124.             QU=(H1(MJ)-HS)/(H0-HS);
125.             SA=QU*S0+(1-QU)*SS;

```

```

126.      S1(MJ)=SA;                                % S1(MJ)=KJ/Kg °C
127.      end
128.      end
129.      WT=(H1(1)-HN)*TE/100;
130.      WN=WT-WP;
131.      QL=H1(2)-H1(3);
132.      EF1=100*WN/QH;                                % EFICIENCIA TÉRMICA
133.      %-----////////////////////////////////////////////////////////////////////-----
134.      EF=1/EF1;  %IMPORTANTE NOTAR QUE EF ES EL INVERSO DE LA EFICIENCIA(EF1),
135.      %LO QUE PERMITE HALLAR EL VALOR MÁXIMO DE ÉSTA
136.      %-----////////////////////////////////////////////////////////////////////-----
137.      %-----
138.      %EL VALOR DE LA EFICIENCIA DEBE ESTAR ENTRE 0 Y 100 POR CIENTO
139.      if ((1/EF>100)|(1/EF<0)|(abs(imag(EF)))>0)
140.          EF=1E21;
141.      else
142.          %----- CALIDAD DEL VAPOR -----
143.          TS=XSteam('Tsat_p',P2(2));                % UNIDADES EN °C
144.          T=TS;                                     % UNIDADES °C
145.          P=P1;                                     % PRESION EN BAR
146.          H=XSteam('hV_p',P2(2));                  % H=KJ/Kg
147.          HG=H;                                     % VAPOR SAT
148.          HF=XSteam('hL_p',P2(2));                  % HF=KJ/Kg LIQ SATURADO
149.          %QU=(H1(2)-HF)*100/(H0-HF);
150.          %-----
151.          if ((QU<90) | (QU>=100))
152.              EF=1E31;
153.          else
154.              end
155.          end
156.      end
157.  end

```

Programa en MATLAB™ para el ciclo Rankine con una etapa de recalentamiento usando Algoritmos Genéticos, Ejemplo 2.

```

1. function EF=reheatmax1_2_8(pop);
2.
3. %*** MAQUINA DE VAPOR RANKINE CON RECALENTAMIENTO 1 RECALENTADOR (IAPWS) ***
4.
5. %ESTE PROGRAMA ES USADO PARA OBTENER LOS VALORES DE LAS CONDICIONES DE
6. %OPERACIÓN QUE PERMITAN LOGRAR EL MEJOR FUNCIONAMIENTO DE UNA MAQUINA DE
7. %VAPOR QUE TRABAJA EN UN CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO, ES DECIR CON UNA
8. %EFICIENCIA TÉRMICA MÁXIMA, A TRAVÉS DE LA OPTIMIZACIÓN CON ALGORITMOS GENÉTICOS
9.
10. format long;
11. PS=zeros(20);TI=zeros(40);P2=zeros(10);T3=zeros(9);QH=zeros(9);H1=zeros(9);S1=zeros(9);
12. QU=zeros(9);WT=zeros(9);H4=zeros(9);T1=zeros(4);
13.
14. %***** DATOS *****
15. DC=5; % GRADO DE SUBENFRIAMIENTO (°C)
16. PE=70; % EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ALIMENTACION (%)
17. TE=90; % TECLEE LA EFICIENCIA LA TURBINA (%)
18. J=1; % NÚMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO
19. %*****
20. % VARIABLES A OPTIMIZAR
21. % P2(1)=pop(1) PRESIÓN DE LA CALDERA
22. % T3(1)=pop(2) TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA
23. % P2(3)=pop(3) PRIMERA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
24. % T3(3)=pop(4) PRIMERA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
25. % P1=pop(5) PRESIÓN DEL CONDENSADOR
26. %-----
27. if(J==1)
28. while((pop(1)<pop(3)))
29. if(pop(1)<pop(3))
30. pp=pop(1);
31. pop(1)=pop(3);
32. pop(3)=pp;
33. end
34. end
35.
36. while((pop(2)<pop(4)))
37. if(pop(2)<pop(4))
38. pp=pop(2);
39. pop(2)=pop(4);
40. pop(4)=pp;
41. end
42. end
43. %*****
44. P2(1)=pop(1);
45. T3(1)=pop(2);
46.
47. P2(3)=pop(3);
48. T3(3)=pop(4);
49.
50. IJ=2*J+2;
51. P1=pop(5);
52. P2(IJ)=P1;
53. P2(IJ+1)=P2(IJ);
54.
55. P2(2)=P2(3);
56. P2(IJ+2)=P2(1);
57. end
58. %*****
59. if (((pop(1)<1)|(pop(1)>220)) | ((pop(2)<490)|(pop(2)>500)) | ((pop(3)<0.1) | ((pop(3))>pop(1)))...
60. | ((pop(4)<490)|(pop(4)>500)) | (pop(4)>pop(2)) | ((pop(5)<0.09869)|(pop(5)>0.105)))
61. EF=1E25;
62. else

```

```

63. %----- COMIENZO DE LOS CALCULOS -----%
64. TS=XSteam('TSat_p',P2(1)); % UNIDADES EN °C
65. if ((T3(1)<TS) | (T3(1)=TS))
66. EF=1E35;
67. else
68. TC=XSteam('TSat_p',P2(IJ)); % UNIDADES EN °C
69. T1=TC-DC; % UNIDADES EN °C
70. T=T1; % UNIDADES EN °C
71. P=XSteam('psat_T',T); % UNIDADES EN BAR
72. H1(IJ+1)=XSteam('hL_T',T); % H1(M1)=KJ/Kg
73. S1(IJ+1)=XSteam('sL_T',T); % S1(M1)=KJ/Kg °C
74. T3(IJ+1)=T; % UNIDADES EN °C
75. V=XSteam('vL_T',T); % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
76. %-----
77. T=T+273.15; % UNIDADES EN K
78. PK=P2(1)*100000; % PRESION EN N/m^2
79. P=P*100000; % PRESION EN N/m^2
80. %-----
81. [V]=Volumen_1(T,PK,P,V); % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
82. V1=V;
83. %-----
84. T=T-273.15; % UNIDADES EN °C
85. P=P/100000; % PRESION EN BAR
86. %-----
87. WP=V1.*[(P2(1)-P2(IJ))*100]*100/PE;
88. H2=H1(IJ+1)+WP; % UNIDADES DE H2=KJ/Kg
89. H1(IJ+2)=H2;
90. S1(IJ+2)=XSteam('s_ph',P2(1),H1(IJ+2));
91. T=XSteam('T_hs',H1(IJ+2),S1(IJ+2));
92. T3(IJ+2)=T; % UNIDADES EN °C
93.
94. T=T3(1); % UNIDADES EN °C
95. P=P2(1); % PRESION EN BAR
96. H=XSteam('h_pT',P,T);
97. S=XSteam('s_pT',P,T);
98. H1(1)=H; % UNIDADES DE H1(1)=KJ/Kg
99. SA=S; % SA=KJ/Kg °C
100. S1(1)=S;
101. QH(1)=H1(1)-H1(IJ+2); % UNIDADES DE QH=KJ/Kg
102. JJ=2*J+1;
103. for (KJ=1:2:JJ)
104. T=T3(KJ); % UNIDADES EN °C
105. P=P2(KJ); % PRESION EN BAR
106. H=XSteam('h_pT',P,T);
107. S=XSteam('s_pT',P,T);
108. H1(KJ)=H; % UNIDADES DE H1(KJ)=KJ/Kg
109. SA=S;
110. S1(KJ)=S; % SA=KJ/Kg °C
111. MJ=KJ+1;
112. TS=XSteam('TSat_p',P2(MJ)); % UNIDADES EN °C
113. T=TS; % UNIDADES °C
114. P=P2(MJ); % PRESION EN BAR
115. H=XSteam('hV_p',P);
116. S=XSteam('sV_p',P);
117. H0=H;
118. S0=S;
119. if (SA>S0)
120. TN=XSteam('T_ps',P2(MJ),SA); % TN EN °C
121. H=XSteam('h_pT',P2(MJ),TN);
122. S=XSteam('s_pT',P2(MJ),TN);
123. HN=H; % HN=KJ/Kg
124. QU=1;
125. elseif (SA==S0)
126. T=TS; % T=°C
127. HN=H0; % HN=KJ/Kg
128. QU=1;
129. else

```

```

130.      HS=XSteam('hL_p',P2(MJ));          % HS=KJ/Kg
131.      SS=XSteam('sL_p',P2(MJ));          % SS=KJ/Kg °C
132.      QU=(SA-SS)/(S0-SS);                % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
133.      HN=QU*H0+(1-QU)*HS;                % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR HN=KJ/Kg
134.      end
135.      H1(MJ)=H1(KJ)-(H1(KJ)-HN)*TE/100;
136.      if (H1(MJ)>H0)
137.          T3(MJ)=XSteam('T_ph',P2(MJ),H1(MJ));    % T3(MJ) EN °C
138.          S=XSteam('s_ph',P2(MJ),H1(MJ));          % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
139.          SA=S;                                    % SA=KJ/Kg °C
140.          S1(MJ)=SA;                               % S1(MJ)=KJ/Kg °C
141.      elseif (H1(MJ)=H0)
142.          T3(MJ)=TS;                                % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
143.          SA=S0;                                    % SA=KJ/Kg °C
144.          S1(MJ)=SA;                               % S1(MJ)=KJ/Kg °C
145.      else
146.          T3(MJ)=TS;                                % T3(MJ) EN °C
147.          HS=XSteam('hL_p',P2(MJ));                % HS=KJ/Kg
148.          SS=XSteam('sL_p',P2(MJ));                % SS=KJ/Kg °C
149.          QU(MJ)=(H1(MJ)-HS)/(H0-HS);
150.          SA=QU(MJ)*S0+(1-QU(MJ))*SS;              % SA=KJ/Kg °C
151.          S1(MJ)=SA;                               % S1(MJ)=KJ/Kg °C
152.      end
153.      WT(KJ)=(H1(KJ)-HN)*TE/100;
154.      end
155.      TW=0;
156.      QA=QH(1);
157.      IC=2*J+1;
158.      for (K=1:2:IC)
159.          TW=TW+WT(K);
160.      end
161.      if (J>0)
162.          for (K=3:2:IC)
163.              MK=K-1;
164.              QA=QA+H1(K)-H1(MK);
165.          end
166.      end
167.      WN=TW-WP;
168.      QL=H1(IJ)-H1(IJ+1);
169.      EF1=100*WN/QA;    %EFICIENCIA TÉRMICA
170.      %-----//-----
171.      EF=1/EF1;    %IMPORTANTE NOTAR QUE EF ES EL INVERSO DE LA EFICIENCIA(EF1),
172.      %LO QUE PERMITE HALLAR EL VALOR MÁXIMO DE ÉSTA
173.      %-----//-----
174.      %-----
175.      %EL VALOR DE LA EFICIENCIA DEBE ESTAR ENTRE 0 Y 100 POR CIENTO
176.      if ((1/EF>100)|(1/EF<0)|(abs(imag(EF)))>0)
177.          EF=1E21;
178.      else
179.          %----- CALIDAD DEL VAPOR -----
180.          TS=XSteam('Tsat_p',P2(IJ));          % UNIDADES EN °C
181.          T=TS;                                % UNIDADES °C
182.          P=P1;                                % PRESION EN BAR
183.          H=XSteam('hV_p',P2(IJ));              % H=KJ/Kg
184.          HG=H;                                % VAPOR SAT
185.          HF=XSteam('hL_p',P2(IJ));              % HF=KJ/Kg LIQ SATURADO
186.          QT=(H1(IJ)-WT(IC)-HF)*100./(HG-HF);
187.          %-----
188.          if ((QT<90) |(QT>=100))
189.              EF=1E21;
190.          else
191.              end
192.          end
193.      end
194.      end

```

Programa en MATLAB™ para el ciclo Rankine con ocho etapas de recalentamiento usando Algoritmos Genéticos, Ejemplo 3.

```

1. function EF=reheatmax1_2_8(pop);
2.
3. %*** MAQUINA DE VAPOR RANKINE CON RECALENTAMIENTO 1 RECALENTADOR (IAPWS) ***
4.
5. %ESTE PROGRAMA ES USADO PARA OBTENER LOS VALORES DE LAS CONDICIONES DE
6. %OPERACIÓN QUE PERMITAN LOGRAR EL MEJOR FUNCIONAMIENTO DE UNA MAQUINA DE
7. %VAPOR QUE TRABAJA EN UN CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO, ES DECIR CON UNA
8. %EFICIENCIA TÉRMICA MÁXIMA, A TRAVÉS DE LA OPTIMIZACIÓN CON ALGORITMOS GENÉTICOS
9.
10. format long;
11. PS=zeros(20);TI=zeros(40);P2=zeros(10);T3=zeros(9);QH=zeros(9);H1=zeros(9);S1=zeros(9);
12. QU=zeros(9);WT=zeros(9);H4=zeros(9);T1=zeros(4);
13.
14. %***** DATOS *****
15. DC=5; % GRADO DE SUBENFRIAMIENTO (°C)
16. PE=70; % EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ALIMENTACION (%)
17. TE=90; % TECLEE LA EFICIENCIA LA TURBINA (%)
18. J=8; % NÚMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO
19. %*****
20. % VARIABLES A OPTIMIZAR
21. % P2(1)=pop(1) PRESIÓN DE LA CALDERA
22. % T3(1)=pop(2) TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA
23. % P2(3)=pop(3) PRIMERA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
24. % T3(3)=pop(4) PRIMERA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
25. % P2(5)=pop(5) SEGUNDA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
26. % T3(5)=pop(6) SEGUNDA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
27. % P2(7)=pop(7) TERCERA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
28. % T3(7)=pop(8) TERCERA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
29. % P2(9)=pop(9) CUARTA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
30. % T3(9)=pop(10) CUARTA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
31. % P2(11)=pop(11) QUINTA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
32. % T3(11)=pop(12) QUINTA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
33. % P2(13)=pop(13) SEXTA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
34. % T3(13)=pop(14) SEXTA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
35. % P2(15)=pop(15) SEPTIMA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
36. % T3(15)=pop(16) SEPTIMA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
37. % P2(17)=pop(17) OCTAVA PRESIÓN DE RECALENTAMIENTO
38. % T3(17)=pop(18) OCTAVA TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO
39. % P1=pop(19) PRESIÓN DEL CONDENSADOR
40. %-----
41. if (J= 8)
42. while((pop(1)<pop(3))|(pop(3)<pop(5))|(pop(5)<pop(7))|(pop(7)<pop(9))|(pop(9)<pop(11))...
43. | (pop(11)<pop(13))|(pop(13)<pop(15))|(pop(15)<pop(17)))
44. if(pop(1)<pop(3))
45. pp=pop(1);
46. pop(1)=pop(3);
47. pop(3)=pp;
48. end
49. if(pop(3)<pop(5))
50. pp=pop(3);
51. pop(3)=pop(5);
52. pop(5)=pp;
53. end
54. if(pop(5)<pop(7))
55. pp=pop(5);
56. pop(5)=pop(7);
57. pop(7)=pp;
58. end
59. if(pop(7)<pop(9))
60. pp=pop(7);
61. pop(7)=pop(9);
62. pop(9)=pp;

```

```

63.     end
64.     if(pop(9)<pop(11))
65.         pp=pop(9);
66.         pop(9)=pop(11);
67.         pop(11)=pp;
68.     end
69.     if(pop(11)<pop(13))
70.         pp=pop(11);
71.         pop(11)=pop(13);
72.         pop(13)=pp;
73.     end
74.     if(pop(13)<pop(15))
75.         pp=pop(13);
76.         pop(13)=pop(15);
77.         pop(15)=pp;
78.     end
79.     if(pop(15)<pop(17))
80.         pp=pop(15);
81.         pop(15)=pop(17);
82.         pop(17)=pp;
83.     end
84. end
85. while((pop(2)<pop(4))(pop(4)<pop(6))(pop(6)<pop(8))(pop(8)<pop(10))(pop(10)<pop(12))...
86.     |(pop(12)<pop(14))(pop(14)<pop(16))(pop(16)<pop(18)))
87.     if(pop(2)<pop(4))
88.         pp=pop(2);
89.         pop(2)=pop(4);
90.         pop(4)=pp;
91.     end
92.     if(pop(4)<pop(6))
93.         pp=pop(4);
94.         pop(4)=pop(6);
95.         pop(6)=pp;
96.     end
97.     if(pop(6)<pop(8))
98.         pp=pop(6);
99.         pop(6)=pop(8);
100.        pop(8)=pp;
101.    end
102.    if(pop(8)<pop(10))
103.        pp=pop(8);
104.        pop(8)=pop(10);
105.        pop(10)=pp;
106.    end
107.    if(pop(10)<pop(12))
108.        pp=pop(10);
109.        pop(10)=pop(12);
110.        pop(12)=pp;
111.    end
112.    if(pop(12)<pop(14))
113.        pp=pop(12);
114.        pop(12)=pop(14);
115.        pop(14)=pp;
116.    end
117.    if(pop(14)<pop(16))
118.        pp=pop(14);
119.        pop(14)=pop(16);
120.        pop(16)=pp;
121.    end
122.    if(pop(16)<pop(18))
123.        pp=pop(16);
124.        pop(16)=pop(18);
125.        pop(18)=pp;
126.    end
127. end
128. %*****
129. P2(1)=pop(1);

```

```

130.    T3(1)=pop(2);
131.
132.    P2(3)=pop(3);
133.    T3(3)=pop(4);
134.
135.    P2(5)=pop(5);
136.    T3(5)=pop(6);
137.
138.    P2(7)=pop(7);
139.    T3(7)=pop(8);
140.
141.    P2(9)=pop(9);
142.    T3(9)=pop(10);
143.
144.    P2(11)=pop(11);
145.    T3(11)=pop(12);
146.
147.    P2(13)=pop(13);
148.    T3(13)=pop(14);
149.
150.    P2(15)=pop(15);
151.    T3(15)=pop(16);
152.
153.    P2(17)=pop(17);
154.    T3(17)=pop(18);
155.
156.    IJ=2*J+2;
157.    P1=pop(19);
158.    P2(IJ)=P1;
159.    P2(IJ+1)=P2(IJ);
160.
161.    P2(2)=P2(3);
162.    P2(4)=P2(5);
163.    P2(6)=P2(7);
164.    P2(8)=P2(9);
165.    P2(10)=P2(11);
166.    P2(12)=P2(13);
167.    P2(14)=P2(15);
168.    P2(16)=P2(17);
169.    P2(IJ+2)=P2(1);
170. end
171. %*****
172. if (((pop(1)<1)|(pop(1)>220)) | ((pop(2)<490)|(pop(2)>500)) | ((pop(3)<0.1) | ((pop(3))>pop(1)))...
173.     | ((pop(4)<490)|(pop(4)>500)) | (pop(4)>pop(2)) | ((pop(5)<0.1)|((pop(5))>pop(3)))...
174.     | ((pop(6)<490)|(pop(6)>500)) | (pop(6)>pop(4)) | ((pop(7)<0.1)|((pop(7))>pop(5)))...
175.     | ((pop(8)<490)|(pop(8)>500)) | (pop(8)>pop(6)) | ((pop(9)<0.1)|((pop(9))>pop(7)))...
176.     | ((pop(10)<490)|(pop(10)>500)) | (pop(10)>pop(8)) | ((pop(11)<0.1)|((pop(11))>pop(9)))...
177.     | ((pop(12)<490)|(pop(12)>500)) | (pop(12)>pop(10)) | ((pop(13)<0.1)|((pop(13))>pop(11)))...
178.     | ((pop(14)<490)|(pop(14)>500)) | (pop(14)>pop(12)) | ((pop(15)<0.1)|((pop(15))>pop(13)))...
179.     | ((pop(16)<490)|(pop(16)>500)) | (pop(16)>pop(14)) | ((pop(17)<0.1)|((pop(17))>pop(15)))...
180.     | ((pop(18)<490)|(pop(18)>500)) | (pop(18)>pop(16)) | ((pop(19)<0.09869)|(pop(19)>0.105)))
181.     EF=1E25;
182. else
183.     %----- COMIENZO DE LOS CALCULOS -----%
184.     TS=XSteam('TSat_p',P2(1)); % UNIDADES EN °C
185.     if ((T3(1)<TS) | (T3(1)=TS))
186.         EF=1E35;
187.     else
188.         TC=XSteam('TSat_p',P2(IJ)); % UNIDADES EN °C
189.         T1=TC-DC; % UNIDADES EN °C
190.         T=T1; % UNIDADES EN °C
191.
192.         P=XSteam('psat_T',T); % UNIDADES EN BAR
193.         H1(IJ+1)=XSteam('hL_T',T); % H1(M1)=KJ/Kg
194.         S1(IJ+1)=XSteam('sL_T',T); % S1(M1)=KJ/Kg °C
195.         T3(IJ+1)=T; % UNIDADES EN °C
196.         V=XSteam('vL_T',T); % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg

```



```

197. %-----
198. T=T+273.15; % UNIDADES EN K
199. PK=P2(1)*100000; % PRESION EN N/m^2
200. P=P*100000; % PRESION EN N/m^2
201. %-----
202. [V]=Volumen_1(T,PK,P,V); % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
203. V1=V;
204. %-----
205. T=T-273.15; % UNIDADES EN °C
206. P=P/100000; % PRESION EN BAR
207. %-----
208.
209. WP=V1.*[(P2(1)-P2(IJ))*100]*100/PE;
210. H2=H1(IJ+1)+WP; % UNIDADES DE H2=KJ/Kg
211. H1(IJ+2)=H2;
212. S1(IJ+2)=XSteam('s_ph',P2(1),H1(IJ+2));
213. T=XSteam('T_hs',H1(IJ+2),S1(IJ+2));
214. T3(IJ+2)=T; % UNIDADES EN °C
215.
216. T=T3(1); % UNIDADES EN °C
217. P=P2(1); % PRESION EN BAR
218. H=XSteam('h_pT',P,T);
219. S=XSteam('s_pT',P,T);
220. H1(1)=H; % UNIDADES DE H1(1)=KJ/Kg
221. SA=S; % SA=KJ/Kg °C
222. S1(1)=S;
223. QH(1)=H1(1)-H1(IJ+2); % UNIDADES DE QH=KJ/Kg
224. JJ=2*J+1;
225. for (KJ=1:2:JJ)
226.     T=T3(KJ); % UNIDADES EN °C
227.     P=P2(KJ); % PRESION EN BAR
228.     H=XSteam('h_pT',P,T);
229.     S=XSteam('s_pT',P,T);
230.     H1(KJ)=H; % UNIDADES DE H1(KJ)=KJ/Kg
231.     SA=S;
232.     S1(KJ)=S; % SA=KJ/Kg °C
233.     MJ=KJ+1;
234.     TS=XSteam('TSat_p',P2(MJ)); % UNIDADES EN °C
235.     T=TS; % UNIDADES °C
236.     P=P2(MJ); % PRESION EN BAR
237.     H=XSteam('hV_p',P);
238.     S=XSteam('sV_p',P);
239.     H0=H;
240.     S0=S;
241.     if (SA>S0)
242.         TN=XSteam('T_ps',P2(MJ),SA); % TN EN °C
243.         H=XSteam('h_pT',P2(MJ),TN);
244.         S=XSteam('s_pT',P2(MJ),TN);
245.         HN=H; % HN=KJ/Kg
246.         QU=1;
247.     elseif (SA==S0)
248.         T=TS; % T=°C
249.         HN=H0; % HN=KJ/Kg
250.         QU=1;
251.     else
252.         HS=XSteam('hL_p',P2(MJ)); % HS=KJ/Kg
253.         SS=XSteam('sL_p',P2(MJ)); % SS=KJ/Kg °C
254.         QU=(SA-SS)/(S0-SS); % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
255.         HN=QU*H0+(1-QU)*HS; % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR HN=KJ/Kg
256.     end
257.     H1(MJ)=H1(KJ)-(H1(KJ)-HN)*TE/100;
258.     if (H1(MJ)>H0)
259.         T3(MJ)=XSteam('T_ph',P2(MJ),H1(MJ)); % T3(MJ) EN °C
260.         S=XSteam('s_ph',P2(MJ),H1(MJ)); % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
261.         SA=S; % SA=KJ/Kg °C
262.         S1(MJ)=SA; % S1(MJ)=KJ/Kg °C
263.     elseif (H1(MJ)==H0)

```

```

264.      T3(MJ)=TS;                                % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
265.      SA=S0;                                    % SA=KJ/Kg °C
266.      S1(MJ)=SA;                                % S1(MJ)=KJ/Kg °C
267.      else
268.          T3(MJ)=TS;                                % T3(MJ) EN °C
269.          HS=XSteam('hL_p',P2(MJ));                % HS=KJ/Kg
270.          SS=XSteam('sL_p',P2(MJ));                % SS=KJ/Kg °C
271.          QU(MJ)=(H1(MJ)-HS)/(H0-HS);
272.          SA=QU(MJ)*S0+(1-QU(MJ))*SS;                % SA=KJ/Kg °C
273.          S1(MJ)=SA;                                % S1(MJ)=KJ/Kg °C
274.      end
275.      WT(KJ)=(H1(KJ)-HN)*TE/100;
276.  end
277.  TW=0;
278.  QA=QH(1);
279.  IC=2*J+1;
280.  for (K=1:2:IC)
281.      TW=TW+WT(K);
282.  end
283.  if (J>0)
284.      for (K=3:2:IC)
285.          MK=K-1;
286.          QA=QA+H1(K)-H1(MK);
287.      end
288.  end
289.  WN=TW-WP;
290.  QL=H1(IJ)-H1(IJ+1);
291.  EF1=100*WN/QA;      %EFICIENCIA TÉRMICA
292.  %-----////////////////////////////////////////////////////-----
293.  EF=1/EF1;  %IMPORTANTE NOTAR QUE EF ES EL INVERSO DE LA EFICIENCIA(EF1),
294.  %LO QUE PERMITE HALLAR EL VALOR MÁXIMO DE ÉSTA
295.  %-----////////////////////////////////////////////////////-----
296.  %-----
297.  %EL VALOR DE LA EFICIENCIA DEBE ESTAR ENTRE 0 Y 100 POR CIENTO
298.  if ((1/EF>100)|(1/EF<0)|(abs(imag(EF)))>0)
299.      EF=1E21;
300.  else
301.      %----- CALIDAD DEL VAPOR -----
302.      TS=XSteam('Tsat_p',P2(IJ));                    % UNIDADES EN °C
303.      T=TS;                                            % UNIDADES °C
304.      P=P1;                                            % PRESION EN BAR
305.      H=XSteam('hV_p',P2(IJ));                        % H=KJ/Kg
306.      HG=H;                                            % VAPOR SAT
307.      HF=XSteam('hL_p',P2(IJ));                        % HF=KJ/Kg LIQ SATURADO
308.      QT=(H1(IJ)-WT(IC)-HF)*100./(HG-HF);
309.      %-----
310.      if ((QT<90) | (QT>=100))
311.          EF=1E21;
312.      else
313.      end
314.  end
315.  end
316.  end

```

Programa en MATLAB™ para el ciclo Rankine regenerativo (el programa esta hecho para utilizar cualquiera de los tres tipos de calentadores de agua de alimentación, solamente hay que identificar cual tipo de calentador es el que vamos a utilizar mediante la línea 19) usando Algoritmos Genéticos, Ejemplo 4 inciso (a), (b) y (c).

```

1. function EF=Regmax_prueba_24(pop);
2.
3. %***** MAQUINA DE VAPOR RANKINE REGENERATIVA (IAPWS) *****
4. %ESTE PROGRAMA PREDICE EL FUNCIONAMIENTO DE SISTEMAS
5. %DE POTENCIA DE VAPOR RANKINE USANDO HASTA 8 CALENTADORES DE AGUA
6.
7. format long;
8. PS=zeros(20);TI=zeros(40);T1=zeros(10);H1=zeros(100);S1=zeros(100);
9. TJ=zeros(40);W=zeros(8,8);Y=zeros(8);F=zeros(8);
10.
11. %***** DATOS *****
12. DC=5; % GRADO DE SUBENFRIAMIENTO (°C)
13. PE=70; % EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ALIMENTACION (%)
14. TE=90; % EFICIENCIA LA TURBINA (%)
15. B=2; % SELECCIONAR LOS PUNTOS DE EXTRACCION DE VAPOR (VALOR OPTIMO)
16. WD=5; % TTD DEL CALENTADOR DE AGUA
17. DD=5; % GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DE LOS DRENES
18. DF=5; % GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DEL CALENTADOR DE AGUA
19. L=3; % TIPO DE CALENTADOR
20. % 1.- ABIERTO (CONTACTO DIRECTO)
21. % 2.- CERRADO CON DRENES EN CASCADA HACIA ATRÁS
22. % 3.- CERRADO CON DRENES POR BOMBEO ADELANTE
23. %*****
24. %-----
25. % VARIABLES A OPTIMIZAR
26.
27. % J=pop(1) NÚMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO
28. % P1(1)=pop(2) PRESIÓN DE LA CALDERA
29. % T1(1)=pop(3) TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA
30. % P1(IJ)=pop(4) PRESIÓN DEL CONDENSADOR
31. %-----
32. %*****
33. if (((pop(1)<1)|(pop(1)>8)) | ((pop(2)<1)|(pop(2)>220)) | ((pop(3)<400)|(pop(3)>600))...
34. | ((pop(4)<0.09869)|(pop(4)>0.105)) | ((pop(4))>(pop(2))))
35. EF=1E25;
36. else
37. %*****NÚMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO*****
38. if ((pop(1)<1))
39. J=1;
40. end
41. if ((pop(1)<2) & (pop(1)>1))
42. J=2;
43. end
44. if ((pop(1)<3) & (pop(1)>2))
45. J=3;
46. end
47. if ((pop(1)<4) & (pop(1)>3))
48. J=4;
49. end
50. if ((pop(1)<5) & (pop(1)>4))
51. J=5;
52. end
53. if ((pop(1)<6) & (pop(1)>5))
54. J=6;
55. end
56. if ((pop(1)<7) & (pop(1)>6))
57. J=7;
58. end
59. if (pop(1)>7)
60. J=8;

```

```

61. end
62. if (pop(1)<0)
63.     J=1;
64. end
65. %-----
66. P1(1)=pop(2);
67.
68. T1(1)=pop(3);
69. %-----
70. %----- PRESIÓN DEL CONDENSADOR -----
71. if J==0
72.     IJ=J+2;    % IJ=2
73.     P1(IJ)=pop(4);
74. end
75. if J==1
76.     IJ=J+2;    % IJ=3
77.     P1(IJ)=pop(4);
78. end
79. if J==2
80.     IJ=J+2;    % IJ=4
81.     P1(IJ)=pop(4);
82. end
83. if J==3
84.     IJ=J+2;    % IJ=5
85.     P1(IJ)=pop(4);
86. end
87. if J==4
88.     IJ=J+2;    % IJ=6
89.     P1(IJ)=pop(4);
90. end
91. if J==5
92.     IJ=J+2;    % IJ=7
93.     P1(IJ)=pop(4);
94. end
95. if J==6
96.     IJ=J+2;    % IJ=8
97.     P1(IJ)=pop(4);
98. end
99. if J==7
100.    IJ=J+2;    % IJ=9
101.    P1(IJ)=pop(4);
102. end
103. if J==8
104.    IJ=J+2;    % IJ=10
105.    P1(IJ)=pop(4);
106. end
107.
108. %----- COMIENZO DE LOS CALCULOS -----
109. TG=XSteam('TSat_p',P1(1)); % UNIDADES EN °C
110. if ((T1(1)<TG) | (T1(1)=TG))
111.     EF=1E35;
112. else
113.     IJ=J+2; %IJ ES EL NUMERO DE LA CORRIENTE QUE ENTRA AL CONDENSADOR
114.     C0=XSteam('TSat_p',P1(IJ)); % UNIDADES EN °C
115.     C0=C0-DC; % UNIDADES EN °C
116.     J0=J+1;
117.     for (LI=2:J0)
118.         T=(TG-(TG-C0)*(LI-1)/J0); % UNIDADES EN °C
119.         P=XSteam('psat_T',T); % PRESION QUE SE OBTIENE ES EN BAR
120.         P1(LI)=P; % PRESION EN BAR
121.     end
122.     H=XSteam('h_pT',P1(1),T1(1));
123.     S=XSteam('s_pT',P1(1),T1(1));
124.     H1(1)=H; % H1(1)=KJ/Kg
125.     SA=S; % SA=KJ/Kg °C
126.     S1(1)=S; % S1(1)=KJ/Kg °C
127.     KJ=J+1;

```

```

128. for (M=1:KJ)
129.     MJ=M+1; % PARA CADA RECALENTADOR M DEFINE NUMERO DE CORRIENTE DE
ENTRADA Y MJ DE SALIDA DE LA TURBINA
130.     TS=XSteam('Tsat_p',P1(MJ)); % UNIDADES EN °C
131.     T=TS; % UNIDADES EN °C
132.     P=P1(MJ); % PRESION EN BAR
133.     H=XSteam('hV_p',P);
134.     S=XSteam('sV_p',P);
135.     H0=H; % H0=KJ/Kg
136.     S0=S; % S0=KJ/Kg °C
137.     if(SA>S0)
138.         TN=XSteam('T_ps',P1(MJ),SA); % TN EN °C
139.         H=XSteam('h_pT',P1(MJ),TN);
140.         S=XSteam('s_pT',P1(MJ),TN);
141.         HN=H; % HN=KJ/Kg
142.         QU=1;
143.     elseif (SA= S0)
144.         T=TS; % T=°C
145.         HN=H0; % HN=KJ/Kg
146.         QU=1;
147.     else
148.         HS=XSteam('hL_p',P1(MJ)); % HS=KJ/Kg
149.         SS=XSteam('sL_p',P1(MJ)); % SS=KJ/Kg °C
150.         QU=(SA-SS)/(S0-SS); % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
151.         HN=QU*H0+(1-QU)*HS; % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR HN=KJ/Kg
152.     end
153.     H1(MJ)=H1(M)-(H1(M)-HN)*TE/100;
154.     if (H1(MJ)>H0)
155.         T1(MJ)=XSteam('T_ph',P1(MJ),H1(MJ)); % T1(MJ) EN °C
156.         S=XSteam('s_ph',P1(MJ),H1(MJ)); % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
157.         SA=S; % SA=KJ/Kg °C
158.         S1(MJ)=SA; % S1(MJ)=KJ/Kg °C
159.     elseif (H1(MJ)= H0)
160.         T1(MJ)=TS; % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
161.         SA=S0; % SA=KJ/Kg °C
162.         S1(MJ)=SA; % S1(MJ)=KJ/Kg °C
163.     else
164.         T1(MJ)=TS; % T1(MJ) EN °C
165.         HS=XSteam('hL_p',P1(MJ)); % HS=KJ/Kg
166.         SS=XSteam('sL_p',P1(MJ)); % SS=KJ/Kg °C
167.         QU(MJ)=(H1(MJ)-HS)/(H0-HS);
168.         SA=QU(MJ)*S0+(1-QU(MJ))*SS; % SA=KJ/Kg °C
169.         S1(MJ)=SA; % S1(MJ)=KJ/Kg °C
170.     end
171. end
172. %----- CALIDAD DEL VAPOR -----
173. TS=XSteam('Tsat_p',P1(IJ)); % UNIDADES EN °C
174. T=TS; % UNIDADES °C
175. P=P1(IJ); % PRESION EN N/m^2
176. H=XSteam('hV_p',P); % H=KJ/Kg
177. HG=H; % VAPOR SAT
178. HF=XSteam('hL_p',P); % HF=KJ/Kg LIQ SATURADO
179. QU=(H1(IJ)-HF)*100./(HG-HF);
180. %-----
181. if (((QU<90) | (QU>=100))
182.     EF=1E21;
183. else
184.     if (L<=1)
185.         J1=J+3;
186.         J2=J1+2*J;
187.         P1(J1)=P1(IJ);
188.         if (J>0)
189.             for (I=1:J)
190.                 J3=J1-1-I;
191.                 J4=J1+2*I;
192.                 J5=J4-1;
193.                 P1(J4)=P1(J3);

```

```

194.         P1(J5)=P1(J4);
195.     end
196. end
197. J6=J1+1+2*J;
198. P1(J6)=P1(1);
199. for (M1=J1:2:J2)
200.     if (M1<=J1)
201.         FF=DC;
202.     else
203.         FF=DF;
204.     end
205.     TC=XSteam('Tsat_p',P1(M1));           % UNIDADES EN °C
206.     TL=TC-FF;                             % UNIDADES EN °C
207.     T=TL;                                 % UNIDADES EN °C
208.     P=XSteam('psat_T',T);                 % UNIDADES EN BAR
209.     H1(M1)=XSteam('hL_T',T);              % H1(M1)=KJ/Kg
210.     S1(M1)=XSteam('sL_T',T);              % S1(M1)=KJ/Kg °C
211.     T1(M1)=T;                             % UNIDADES EN °C
212.     V=XSteam('vL_T',T);                   % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
213.     %-----
214.     T=T+273.15;                           % UNIDADES EN K
215.     PK=P1(M1)*100000;                     % PRESION EN N/m^2
216.     P=P*100000;                           % PRESION EN N/m^2
217.     %-----
218.     [V]=Volumen_1(T,PK,P,V);
                                     % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
219.     VL=V;
220.     %-----
221.     T=T-273.15;                           % UNIDADES EN °C
222.     P=P/100000;                           % PRESION EN BAR
223.     %-----
224.     M2=M1+1;
225.     H1(M2)=H1(M1)+VL*[(P1(M2)-P1(M1))*100]*100/PE; % H1(M2)=KJ/Kg
226.     % P1(M2) Y P1(M1) EN BAR, SE MULTIPLICA POR 100 PARA
        QUE EL 2º TERMINO SEA EN KJ/Kg
227.     S1(M2)=XSteam('s_ph',P1(M2),H1(M2));
228.     T=XSteam('T_hs',H1(M2),S1(M2));
229.     T1(M2)=T;                             % UNIDADES EN °C
230. end
231. K1=3*(J+1);
232. for (M=1:J)
233.     for (N=1:J)
234.         if (N>M)
235.             W(M,N)=0;
236.         elseif (N<M)
237.             W(M,N)=H1(K1-2*M+2)-H1(K1-2*M+1);
238.         elseif (N==M)
239.             W(M,N)=H1(M+1)-H1(K1-2*M+1);
240.         end
241.     end
242.     Y(M)=H1(K1-2*M+2)-H1(K1-2*M+1);
243. end
244. [F]=FLUJOEXT(J,W,Y);
245. WT=H1(1)-H1(2);
246. L1=3*J+4;
247. WP=H1(L1)-H1(L1-1);
248. FX=1;
249. for (M=1:J)
250.     FX=FX-F(M);
251.     WT=WT+FX*(H1(M+1)-H1(M+2));
252.     WP=WP+FX*(H1(L1-2*M)-H1(L1-2*M-1));
253. end
254. QL=FX*(H1(IJ)-H1(IJ+1));
255. L1=3*J+4;
256. QH=H1(1)-H1(L1);
257. else
258.     TC=XSteam('Tsat_p',P1(IJ));           % UNIDADES EN °C

```

```

259.     TL=TC-DC;                                % UNIDADES EN °C
260.     T=TL;                                    % UNIDADES °C
261.     P=XSteam('psat_T',T);                    % UNIDADES EN BAR
262.     NI=J+3;
263.     H1(NI)=XSteam('hL_T',T);                  % H1(NI)=KJ/Kg
264.     S1(NI)=XSteam('sL_T',T);                  % S1(NI)=KJ/Kg °C
265.     T1(NI)=T;                                % UNIDADES EN °C
266.     V=XSteam('vL_T',T);                      % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
267.     %-----
268.     T=T+273.15;                              % UNIDADES EN K
269.     PK=P1(IJ)*100000;                        % PRESION EN N/m^2
270.     P=P*100000;                              % PRESION EN N/m^2
271.     %-----
272.     [V]=Volumen_1(T,PK,P,V);                  % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg

273.     VL=V;
274.     %-----
275.     T=T-273.15;                              % UNIDADES EN °C
276.     P=P/100000;                              % PRESION EN BAR
277.     %-----
278.     WP=VL*((P1(1)-P1(IJ))*100)*100./PE;
279.     NJ=J+4;
280.     H1(NJ)=H1(NI)+WP;
281.     S1(NJ)=XSteam('s_ph',P1(1),H1(NJ));
282.     T=XSteam('T_hs',H1(NJ),S1(NJ));
283.     T1(NJ)=T;                                % UNIDADES EN °C
284.     for (LU=1:J)
285.         MN=IJ-LU;
286.         JN=NJ+LU;
287.         KN=5+3*J-LU;
288.         TS=XSteam('Tsat_p',P1(MN));            % UNIDADES EN °C
289.         T=TS-WD;                              % UNIDADES EN °C
290.         H1(JN)=XSteam('hL_T',T);              % H1(JN)=KJ/Kg
291.         S1(JN)=XSteam('sL_T',T);              % S1(JN)=KJ/Kg °C
292.         T1(JN)=T;                            % TEMPERATURA DEL LIQUIDO SATURADO
293.         T=TS-DD;                              % UNIDADES EN °C
294.         H1(KN)=XSteam('hL_T',T);              % H1(KN)=KJ/Kg
295.         S1(KN)=XSteam('sL_T',T);              % S1(KN)=KJ/Kg °C
296.         T1(KN)=T;
297.     end
298.     if (L<=2)
299.         for (M=1:J)
300.             for (N=1:J)
301.                 if (N>M)
302.                     W(M,N)=0;
303.                 elseif (N<M)
304.                     W(M,N)=H1(5+2*(J-1)+M)-H1(6+2*(J-1)+M);
305.                 elseif (N==M)
306.                     W(M,N)=H1(M+1)-H1(6+2*(J-1)+M);
307.                 end
308.             end
309.             Y(M)=H1(7+2*(J-1)-M)-H1(6+2*(J-1)-M);
310.         end
311.         [F]=FLUJOEXT(J,W,Y);
312.         WT=H1(1)-H1(2);
313.         FX=1;
314.         for (M=1:J)
315.             FX=FX-F(M);
316.             WT=WT+FX*(H1(M+1)-H1(M+2));
317.         end
318.         QL=FX*H1(IJ)+(1.-FX)*H1(3*J+4)-H1(IJ+1);
319.         QH=H1(1)-H1(2*J+4);
320.     else
321.         for (K=1:J)
322.             LR=5+3*J-K;
323.             LL=5+4*J-K;
324.             LP=IJ-K;

```

```

325.      TS=XSteam('Tsat_p',P1(LP));          % UNIDADES EN °C
326.      T=TS-DD;                             % UNIDADES EN °C
327.      P=XSteam('psat_T',T);                % UNIDADES EN BAR
328.      V=XSteam('vL_T',T);                  % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
329.      %-----
330.      T=T+273.15;                          % UNIDADES EN K
331.      PK=P1(LP)*100000;                    % PRESION EN N/m^2
332.      P=P*100000;                          % PRESION EN N/m^2
333.      %-----
334.      [V]=Volumen_1(T,PK,P,V);              % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
335.      VL=V;
336.      %-----
337.      T=T-273.15;                          % UNIDADES EN °C
338.      P=P/100000;                          % PRESION EN BAR
339.      %-----
340.      H1(LL)=H1(LR)+VL*[(P1(1)-P1(LP))*100]*100/PE; % H1(LL)=KJ/Kg
341.      S1(LL)=XSteam('sL_T',T);              % S1(LL)=KJ/Kg °C
342.      T=XSteam('T_hs',H1(LL),S1(LL));
343.      T1(LL)=T;                             % UNIDADES EN °C
344.  end
345.  for (M=1:J)
346.    for (N=1:J)
347.      if (N<M)
348.        W(M,N)=H1(2*J+5-M)-H1(2*J+4-M);
349.      end
350.      if (N==M)
351.        W(M,N)=H1(M+1)-H1(2*J+4+M)+H1(2*J+5-M)-H1(2*J+4-M);
352.      end
353.      if (N>M+1)
354.        W(M,N)=0;
355.      elseif (N==M+1)
356.        W(M,N)=H1(3*J+5+M)-H1(2*J+4-M);
357.      end
358.    end
359.    Y(M)=H1(2*J+5-M)-H1(2*J+4-M);
360.  end
361.  [F]=FLUJOEXT(J,W,Y);
362.  WT=H1(1)-H1(2);
363.  FX=1;
364.  for (M=1:J)
365.    FX=FX-F(M);
366.    WT=WT+FX*(H1(M+1)-H1(M+2));
367.  end
368.  QL=(1.-FX)*(H1(IJ)-H1(IJ+1));
369.  WP=(1.-FX)*WP;
370.  for (M=1:J)
371.    WP=WP+F(M)*(H1(3*J+4+M)-H1(2*J+4+M));
372.  end
373.  HY=F(1)*H1(3*J+5)+(1.-F(1))*H1(2*J+4);
374.  QH=H1(1)-HY;
375.  end
376.  end
377.  WN=WT-WP;
378.  EF1=100.*WN/QH;
379.  %EFICIENCIA TÉRMICA
380.  EF=1/EF1;
381.  %IMPORTANTE NOTAR QUE EF ES EL INVERSO DE LA EFICIENCIA(EF1),
382.  %LO QUE PERMITE HALLAR EL VALOR MÁXIMO DE ÉSTA
383.  %EL VALOR DE LA EFICIENCIA DEBE ESTAR ENTRE 0 Y 100 POR CIENTO
384.  if ((1/EF>100)|(1/EF<0)|(abs(imag(EF)))>0)
385.    EF=1E16;
386.  else
387.  end
388.  end
389.  end
390.  end

```


Programa en MATLAB™ para el Ejemplo 5 usando Algoritmos Genéticos.

```

1. function EF=Articulo_Arabia(pop);
2.
3. %**** MAQUINA DE VAPOR RANKINE REGENERATIVA CON RECALENTAMIENTO (IAPWS) ****
4. % IBRAHIM DINCER and HUSAIN AL-MUSLIM
5. % THERMODYNAMIC ANALYSIS OF REHEAT CYCLE STEAM POWER PLANTS.
6. % Mechanical Engineering Department, king fahd University of Petroleum and
7. % Minerals, Dhahran 31261, Saudi Arabia.
8.
9. format long;
10. PS=zeros(20);T1=zeros(40);P2=zeros(4);T2=zeros(3);H2=zeros(3);QH=zeros(3);WT=zeros(3);H3=zeros(3); %REC
11. P1=zeros(100);T1=zeros(10);H1=zeros(100);TJ=zeros(40);W=zeros(8,8);Y=zeros(8);F=zeros(8); %REG
12.
13. %***** DATOS *****
14. PE=90; %EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ALIMENTACION (%)
15. TE=90; %EFICIENCIA LA TURBINA (%)
16. B=1; %SELECCIONAR LOS PUNTOS DE EXTRACCION DE VAPOR (ARBITRARIAMENTE)
17. WD=5; %TTD DEL CALENTADOR DE AGUA
18. DC=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DEL CONDENSADOR (°C)
19. DD=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DE LOS DRENES (°C)
20. DF=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DEL CALENTADOR DE AGUA (°C)
21. L=1; %TIPO DE CALENTADOR ABIERTO (CONTACTO DIRECTO)
22. J=1; %NUMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO (REGENERACION)
23. C=1; %NUMERO DE ETAPAS DE RECALENTAMIENTO
24. %*****
25. %-----
26. % VARIABLES A OPTIMIZAR
27.
28. % P1(1)=pop(1) PRESIÓN DE LA CALDERA (BAR)
29. % T1(1)=pop(2) TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA (°C)
30.
31. % P1(3)=pop(3) 1ª PRESION DE RECALENTAMIENTO (BAR)
32. % T1(3)=pop(4) TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO (°C)
33.
34. % P1(4)=pop(5) 1ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
35.
36. % P1(IJ)=pop(6) PRESIÓN DEL CONDENSADOR (BAR)
37. %-----
38. %*****
39. if (((pop(1)<1)|(pop(1)>120)) | ((pop(2)<480)|(pop(2)>500)) | ((pop(3)<0.1)|(pop(3)>pop(1)))...
40. | ((pop(4)<480)|(pop(4)>500)) | ((pop(5)<0.1)|(pop(5)>pop(3))) | ((pop(6)<0.075)|(pop(6)>0.105)))
41. EF=1E25;
42. else
43. P1(1)=pop(1);
44. T1(1)=pop(2);
45. P1(3)=pop(3);
46. T1(3)=pop(4);
47. P1(4)=pop(5);
48.
49. %----- PRESIÓN DEL CONDENSADOR -----
50.
51. if J==1
52. IJ=3*J+4; % IJ=7
53. P1(IJ)=pop(6);
54. end
55.
56. P1(2)=P1(3);
57.
58. P1(5)=P1(4);
59. P1(6)=P1(5);
60.
61. %----- COMIENZO DE LOS CALCULOS -----
62. TG=XSteam('TSat_p',P1(1)); % UNIDADES EN °C
63. if ((T1(1)<TG) | (T1(1)= TG))
64. EF=1E35;

```

```

65. else
66.     IJ=3*J+4; % IJ ES EL NUMERO DE LA CORRIENTE QUE ENTRA AL CONDENSADOR
67.     C0=XSteam('TSat_p',P1(IJ)); % UNIDADES EN °C
68.     C0=C0-DC; % UNIDADES EN °C
69.     %*****
70.     %----- RECALENTAMIENTO -----%
71.     JJ=C+2; %CAMBIOS A LA ETAPA DE RECALENTAMIENTO IJ,(IJ=J+1),T3(KJ), H4(KJ) Y S3, SON
        AHORA JJ,(IJ=C+2),T1(KJ),H1(KJ) Y S1(KJ)
72.     for (KJ=1:2:JJ) % SE MODIFICO ESTA PARTE PARA CALCULOS DE CORRIENTE 1 Y 3
73.         T=T1(KJ); % UNIDADES EN °C
74.         P=P1(KJ); % PRESION EN BAR
75.         H=XSteam('h_pT',P,T);
76.         S=XSteam('s_pT',P,T);
77.         H1(KJ)=H; % UNIDADES DE H1(KJ)=J/Kg [H1(1) Y H1(3)]
78.         SA=S; % UNIDADES DE SA=J/Kg K
79.         S1(KJ)=S; % [S1(1) Y S1(3)]
80.         if (KJ~=JJ)
81.             MJ=KJ+1;
82.             TS=XSteam('Tsat_p',P1(MJ)); % UNIDADES EN °C
83.             T=TS; % UNIDADES °C
84.             P=P1(MJ); % PRESION EN BAR
85.             H=XSteam('hV_p',P);
86.             S=XSteam('sV_p',P);
87.             H0=H;
88.             S0=S;
89.             if (SA>S0)
90.                 TN=XSteam('T_ps',P1(MJ),SA); % TN EN °C
91.                 H=XSteam('h_pT',P1(MJ),TN);
92.                 S=XSteam('s_pT',P1(MJ),TN);
93.                 HN=H; % HN=KJ/Kg
94.                 QU=1;
95.                 T=TN; % UNIDADES EN °C
96.                 T1(MJ)=T;
97.                 S1(MJ)=S;
98.             elseif (SA= =S0)
99.                 T=TS; % T=°C
100.                 HN=H0; % HN=KJ/Kg
101.                 QU=1;
102.             else
103.                 T=TS; % UNIDADES EN °C
104.                 T1(MJ)=T;
105.                 HL=H0;
106.                 HS=XSteam('hL_p',P1(MJ)); % HS=KJ/Kg
107.                 SS=XSteam('sL_p',P1(MJ)); % SS=KJ/Kg °C
108.                 QU(KJ)=(SA-SS)/(S0-SS); % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
109.                 HN=QU(KJ)*H0+(1-QU(KJ))*HS; % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQ-VAPOR HN=KJ/Kg
110.             end
111.             WT(KJ)=(H1(KJ)-HN)*TE/100; % WT(1)=(H1(1)-HN)*TE/100
112.             H1(MJ)=H1(KJ)-WT(KJ);
113.         else
114.             end
115.     end
116.     %-----%
117.     %*****
118.     %*****
119.     %----- REGENERATIVO -----%
120.     IJ=3*J+4; % IJ ES EL NUMERO DE LA CORRIENTE QUE ENTRA AL CONDENSADOR
121.     ZW=3; % SE AGREGO ESTO PARA QUE TOMA LA CORRIENTE P1(3)
122.     T=T1(ZW); % UNIDADES EN °C
123.     P=P1(ZW); % PRESION EN BAR
124.     H=XSteam('h_pT',P,T);
125.     S=XSteam('s_pT',P,T);
126.     H1(ZW)=H; % H1(3)
127.     SA=S;
128.     S1(ZW)=S; % S1(3)
129.     KJ=J+5; % SE MODIFICO PARA COINCIDIR EN LAS VARIABLES DE LA
        1ª EXTRACCION Y EN LA CORRIENTE DE ENTRADA AL CONDENSADOR

```

```

130. for (M=3:3:KJ)          % SE MODIFICO M=1:KJ POR M=3:3:KJ PARA TOMAR LA CORRIENTE 3 Y 6
131.     MJ=M+1;
132.     TS=XSteam('Tsat_p',P1(MJ));          % UNIDADES EN °C
133.     T=TS;          % UNIDADES EN °C
134.     P=P1(MJ);          % PRESION EN BAR
135.     H=XSteam('hV_p',P);
136.     S=XSteam('sV_p',P);
137.     H0=H;
138.     S0=S;
139.     if(SA>S0)
140.         TN=XSteam('T_ps',P1(MJ),SA);          % TN EN °C
141.         H=XSteam('h_pT',P1(MJ),TN);
142.         S=XSteam('s_pT',P1(MJ),TN);
143.         HN=H;          % HN=KJ/Kg
144.         QU=1;
145.     elseif (SA==S0)
146.         T=TS;
147.         HN=H0;
148.         QU=1;
149.     else
150.         HS=XSteam('hL_p',P1(MJ));          % HS=KJ/Kg
151.         SS=XSteam('sL_p',P1(MJ));          % SS=KJ/Kg °C
152.         QU=(SA-SS)/(S0-SS);          % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
153.         HN=QU*H0+(1-QU)*HS;          % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQ-VAP HN=KJ/Kg
154.     end
155.     %%%%%%%%%%
156.     % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
157.     % H1(4),S1(4),T1(4),H1(5),S1(5),T1(5),H1(6),S1(6) Y T1(6)
158.     if (M==6)
159.         H1(M)=H1(M-2);    % H1(6)=H1(4)
160.         S1(M)=S1(M-2);    % S1(6)=S1(4)
161.         T1(M)=T1(M-2);    % T1(6)=T1(4) EN °C
162.         H1(M-1)=H1(M);    % H1(5)=H1(6)
163.         S1(M-1)=S1(M);    % S1(5)=S1(6)
164.         T1(M-1)=T1(M);    % T1(5)=T1(6) EN °C
165.     end
166.     %%%%%%%%%%
167.     %%%%%%%%%%
168.     %%%%%%%%%%
169.     H1(MJ)=H1(M)-(H1(M)-HN)*TE/100;          % H1(4) Y H1(7)
170.     if (H1(MJ)>H0)
171.         T1(MJ)=XSteam('T_ph',P1(MJ),H1(MJ));    % T1(MJ) EN °C
172.         S=XSteam('s_ph',P1(MJ),H1(MJ));    % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
173.         SA=S;          % SA=KJ/Kg °C
174.         S1(MJ)=SA;          % S1(MJ)=KJ/Kg °C
175.     elseif (H1(MJ)==H0)
176.         T1(MJ)=TS;          % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
177.         SA=S0;          % SA=KJ/Kg °C
178.         S1(MJ)=SA;          % S1(MJ)=KJ/Kg °C
179.     else
180.         T1(MJ)=TS;          % T1(MJ) EN °C
181.         HS=XSteam('hL_p',P1(MJ));          % HS=KJ/Kg
182.         SS=XSteam('sL_p',P1(MJ));          % SS=KJ/Kg °C
183.         QU(MJ)=(H1(MJ)-HS)/(H0-HS);
184.         SA=QU(MJ)*S0+(1-QU(MJ))*SS;          % SA=KJ/Kg °C
185.         S1(MJ)=SA;          % S1(MJ)=KJ/Kg °C
186.     end
187. end
188. %----- CALIDAD DEL VAPOR -----
189. IJ=3*J+4;    % IJ ES EL NUMERO DE LA CORRIENTE QUE ENTRA AL CONDENSADOR IJ=7
190. TS=XSteam('Tsat_p',P1(IJ));          % UNIDADES EN °C
191. T=TS;          % UNIDADES EN °C
192. P=P1(IJ);          % PRESION EN BAR
193. H=XSteam('hV_p',P);          % H=KJ/Kg
194. HG=H;          % VAPOR SAT
195. HF=XSteam('hL_p',P);          % HF=KJ/Kg LIQ SATURADO
196. QU=(H1(IJ)-HF)*100./(HG-HF);

```

```

197. %-----
198. if ((QU<90) | (QU>=100))
199.     EF=1E21;
200. else
201.     J1=J+7; % J1=8
202.     J2=J1+2*J; % J2=10
203.     P1(J1)=P1(IJ); % P1(8)=P1(7);
204.     for (I=1:J)
205.         J3=J1-2-I; % J3=5
206.         J4=J1+2*I; % J4=10
207.         J5=J4-1; % J5=9
208.         P1(J4)=P1(J3); % P1(10)=P1(5);
209.         P1(J5)=P1(J4); % P1(9)=P1(10);
210.     end
211.     J6=J1+1+2*J; % J6=11
212.     P1(J6)=P1(1); % P1(11)=P1(1)
213.     for (M1=J1:2:J2)
214.         if (M1<=J1)
215.             FF=DC;
216.         else
217.             FF=DF;
218.         end
219.         TC=XSteam('Tsat_p',P1(M1)); % UNIDADES EN °C
220.         TL=TC-FF; % UNIDADES EN °C
221.         T=TL; % UNIDADES EN °C
222.         P=XSteam('psat_T',T); % UNIDADES EN BAR
223.         H1(M1)=XSteam('hL_T',T); % H1(M1)=KJ/Kg
224.         S1(M1)=XSteam('sL_T',T); % S1(M1)=KJ/Kg °C
225.         T1(M1)=T; % UNIDADES EN °C
226.         V=XSteam('vL_T',T); % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
227.         %-----
228.         T=T+273.15; % UNIDADES EN K
229.         PK=P1(M1)*100000; % PRESION EN N/m^2
230.         P=P*100000; % PRESION EN N/m^2
231.         %-----
232.         [V]=Volumen_1(T,PK,P,V);
233.         % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
234.         VL=V;
235.         %-----
236.         T=T-273.15; % UNIDADES EN °C
237.         P=P/100000; % PRESION EN BAR
238.         %-----
239.         M2=M1+1;
240.         H1(M2)=H1(M1)+VL*((P1(M2)-P1(M1))*100)*100/PE; % H1(M2)=KJ/Kg
241.         % P1(M2) Y P1(M1) EN BAR, SE MULT. POR 100 PARA QUE EL 2º TERMINO SEA EN KJ/Kg
242.         S1(M2)=XSteam('s_ph',P1(M2),H1(M2));
243.         T=XSteam('T_hs',H1(M2),S1(M2));
244.         T1(M2)=T; % UNIDADES EN °C
245.     end
246.     K1=3*(J+1); % K1=3*2=6
247.     for (M=1:J)
248.         for (N=1:J)
249.             if (N>M)
250.                 W(M,N)=0;
251.             elseif (N<M)
252.                 W(M,N)=H1(K1+2*(J+1)-2*M+2)-H1(K1+2*(J+1)-2*M+1);
253.             elseif (N==M)
254.                 W(M,N)=H1(K1-1)-H1(K1+2*(J+1)-2*M+1); % 1ºa H1(5)-H1(9)
255.             end
256.         end
257.         Y(M)=H1(K1+2*(J+1)-2*M+2)-H1(K1+2*(J+1)-2*M+1); % Y(1)=H1(10)-H1(9)
258.     end
259.     %*****
260.     [F]=FLUJOEXT(J,W,Y);
261.     %*****
262.     %-----

```

```

263. if ((F(1)<0) | (F(1)>1) | ((1-F(1))>1) | ((1-F(1))<0))
264.     EF=1E55;
265. else
266.     %*****
267.     %----- RECALENTAMIENTO -----%
268.     TW=0;
269.     JJ=C;
270.     for (K=1:JJ)          % CALCULA EL TRABAJO DE TURBINA CICLO RECALENTAMIENTO
271.         TW=TW+WT(K);
272.     end
273.     %*****
274.     %-----%
275.     WT=H1(3)-H1(4);
276.     L1=5*J+6;              % L1=11
277.     WP=H1(L1)-H1(L1-1);    % WP=H1(11)-H1(10)
278.     FX=1;
279.     for (M=1:J)
280.         MX=(4*M)+3-M;      % MX=6
281.         FX=FX-F(M);        % FX=FX-F(1)
282.         WT=WT+FX*(H1(MX)-H1(MX+1)); % WT=[H1(3)-H1(4)] + [1-F(1)]*[H1(6)-H1(7)]
283.         WP=WP+FX*(H1(L1-2*M)-H1(L1-2*M-1)); % WP=H1(11)-H1(10) + [1-F(1)]*[H1(9)-H1(8)]
284.     end
285.     WT=WT+TW;              % CALCULA EL TRABAJO TOTAL DE TURBINA
286.     QL=FX*(H1(IJ)-H1(IJ+1)); % QL=[1-F(1)]*[H1(7)-H1(8)]
287.     QH=(H1(1)-H1(L1));     % QH=[H1(1)-H1(11)]
288.     %*****
289.     %-----%
290.     for (K=3)              % K=3
291.         MK=K-1;            % PARA SUMAR CALOR DE RECALENTAMIENTO (MK=2)
292.         QH=QH+(H1(K)-H1(MK)); % QH=[H1(1)-H1(11)] + [H1(3)-H1(2)]
293.     end
294.     %*****
295.     %-----%
296.     WN=WT-WP;
297.     EF1=100.*WN/QH;
298.     %EFICIENCIA TÉRMICA
299.     %----////////////////////////////////////////////////////////////////////----
300.     EF=1/EF1;
301.     %IMPORTANTE NOTAR QUE EF ES EL INVERSO DE LA EFICIENCIA(EF1),
302.     %LO QUE PERMITE HALLAR EL VALOR MÁXIMO DE ÉSTA
303.     %----////////////////////////////////////////////////////////////////////%///----
304.     %-----
305.     %EL VALOR DE LA EFICIENCIA DEBE ESTAR ENTRE 0 Y 100 POR CIENTO
306.     if ((1/EF>100)|(1/EF<0)|(abs(imag(EF)))>0)
307.         EF=1E16;
308.     else
309.     end
310. end
311. end
312. end
313. end

```

Programa en MATLAB™ para el Ejemplo 6 usando Algoritmos Genéticos.

```

1. function EF=Articulo_Second_Law_Turkey(pop);
2.
3. %*** MAQUINA DE VAPOR RANKINE REGENERATIVA CON RECALENTAMIENTO (IAPWS) ****
4. % H. IBRAHIM ACAR
5. % SECOND LAW ANALYSIS OF THE REHEAT-REGENERATIVE RANKINE CYCLE.
6. % Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Cumhuriyet University, 58140, Sivas, Turkey.
7.
8. format long;
9. PS=zeros(20);TI=zeros(40);QH=zeros(3);WT=zeros(3);S1=zeros(100); %REC.
10. P1=zeros(100);T1=zeros(10);H1=zeros(100);TJ=zeros(40);W=zeros(8,8);Y=zeros(8);F=zeros(8); %REG.
11.
12. %***** DATOS *****
13. PE=70; %EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ALIMENTACION (%)
14. TE=90; %EFICIENCIA LA TURBINA (%)
15. B=1; %SELECCIONAR LOS PUNTOS DE EXTRACCION DE VAPOR (ARBITRARIAMENTE)
16. WD=5; %TTD DEL CALENTADOR DE AGUA
17. DC=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DEL CONDENSADOR (°C)
18. DD=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DE LOS DRENES (°C)
19. DF=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DEL CALENTADOR DE AGUA (°C)
20. J=2; %NUMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO (REGENERACION)
21. C=1; %NUMERO DE ETAPAS DE RECALENTAMIENTO
22. %*****
23. %-----
24. % VARIABLES A OPTIMIZAR
25.
26. % P1(1)=pop(1) PRESIÓN DE LA CALDERA (BAR)
27. % T1(1)=pop(2) TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA (°C)
28.
29. % P1(5)=pop(3) PRESION DE RECALENTAMIENTO (BAR) = 1ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
30. % T1(5)=pop(4) TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO (°C)
31.
32. % P1(6)=pop(5) 2ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
33.
34. % P1(IJ)=pop(6) PRESIÓN DEL CONDENSADOR (BAR)
35. %-----
36. %*****
37. if (((pop(1)<100)|(pop(1)>150)) | ((pop(2)<580)|(pop(2)>600)) | ((pop(3)<0.1)|(pop(3)>pop(1)))...
38. | ((pop(4)<595)|(pop(4)>600)) | ((pop(5)<0.1)|(pop(5)>pop(3))) | ((pop(6)<0.09869)|(pop(6)>0.105)))
39. EF=1E25;
40. else
41. P1(1)=pop(1);
42. T1(1)=pop(2);
43. P1(5)=pop(3);
44. T1(5)=pop(4);
45. P1(6)=pop(5);
46. %----- PRESIÓN DEL CONDENSADOR -----
47. IJ=J+7;
48. P1(IJ)=pop(6);
49. %-----
50. P1(4)=P1(5);
51. P1(3)=P1(4);
52. P1(2)=P1(3);
53. P1(7)=P1(6);
54. P1(8)=P1(7);
55. %----- COMIENZO DE LOS CALCULOS -----
56. TG=XSteam('TSat_p',P1(1)); % UNIDADES EN °C
57. if ((T1(1)<TG) | (T1(1)=TG))
58. EF=1E35;
59. else
60. IJ=J+7; % IJ ES EL NUMERO DE LA CORRIENTE QUE ENTRA AL CONDENSADOR
61. C0=XSteam('TSat_p',P1(IJ)); % UNIDADES EN °C
62. C0=C0-DC; % UNIDADES EN °C
63. %*****
64. %----- RECALENTAMIENTO -----

```

```

65.      JJ=C+4;          % CAMBIOS A LA ETAPA DE RECALENTAMIENTO IJ,(IJ=J+1),T3(KJ), H4(KJ) Y S3,
                        % SON AHORA JJ,(IJ=C+4),T1(KJ),H1(KJ) Y S1(KJ)
66.      for (KJ=1:4:JJ)          % SE MODIFICO ESTA PARTE PARA CALCULOS DE CORRIENTE 1 Y 5
67.          T=T1(KJ);              % UNIDADES EN °C
68.          P=P1(KJ);              % PRESION EN BAR
69.          H=XSteam('h_pT',P,T);
70.          S=XSteam('s_pT',P,T);
71.          H1(KJ)=H;              % UNIDADES DE H1(KJ)=J/Kg [H1(1) Y H1(5)]
72.          SA=S;                  % UNIDADES DE S1=J/Kg
73.          S1(KJ)=S;              % [S1(1) Y S1(5)]
74.          if (KJ~=JJ)
75.              MJ=KJ+1;
76.              P1(MJ)=P1(MJ);      % SE AGREGO ESTA PARTE PARA QUE SEA P1(2)
77.              TS=XSteam('Tsat_p',P1(MJ)); % UNIDADES EN °C
78.              T=TS;              % UNIDADES K
79.              P=P1(MJ);          % PRESION EN BAR
80.              H=XSteam('hV_p',P);
81.              S=XSteam('sV_p',P);
82.              H0=H;
83.              S0=S;
84.              if (SA>S0)
85.                  TN=XSteam('T_ps',P1(MJ),SA); % TN EN °C
86.                  H=XSteam('h_pT',P1(MJ),TN);
87.                  S=XSteam('s_pT',P1(MJ),TN);
88.                  HN=H;
89.                  QU=1;
90.                  T=TN;          % UNIDADES EN °C
91.                  T1(MJ)=T;
92.                  S1(MJ)=S;
93.              elseif (SA==S0)
94.                  T=TS;          % T=°C
95.                  HN=H0;        % HN=KJ/Kg
96.                  QU=1;
97.              else
98.                  T=TS;          % UNIDADES EN °C
99.                  T1(MJ)=T;
100.                 HL=H0;
101.                 HS=XSteam('hL_p',P1(MJ)); % HS=KJ/Kg
102.                 SS=XSteam('sL_p',P1(MJ)); % SS=KJ/Kg °C
103.                 QU(KJ)=(SA-SS)/(S0-SS); % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
104.                 HN=QU(KJ)*H0+(1-QU(KJ))*HS; % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQ-VAP HN=KJ/Kg
105.             end
106.             WT(KJ)=(H1(KJ)-HN)*TE/100;
107.             H1(MJ)=H1(KJ)-WT(KJ);
108.         else
109.             % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
110.             % H1(2),S1(2),T1(2),H1(3),S1(3),T1(3),H1(4),S1(4) Y T1(4)
111.             CA=3;
112.             for (MJ=2:CA)
113.                 H1(MJ+1)=H1(MJ); % H1(3)=H1(2);H1(4)=H1(3)
114.                 S1(MJ+1)=S1(MJ); % S1(3)=S1(2);S1(4)=S1(3)
115.                 T1(MJ+1)=T1(MJ); % T1(3)=T1(2);T1(4)=T1(3)
116.             end
117.         end
118.     end
119.     %-----%
120.     %*****
121.     %*****
122.     %----- REGENERATIVO %-----%
123.     ZW=5; % SE AGREGO ESTO PARA QUE TOME LA CORRIENTE P1(5)
124.     T=T1(ZW); % UNIDADES EN °C
125.     P=P1(ZW); % PRESION EN BAR
126.     H=XSteam('h_pT',P,T);
127.     S=XSteam('s_pT',P,T);
128.     H1(ZW)=H; % H1(5)
129.     SA=S;
130.     S1(ZW)=S; % S1(5)

```

```

131.      KJ=J+6;          % SE CAMBIO KJ=J+1 POR KJ=J+6 PARA COINCIDIR EN LAS VARIABLES DE LA 2ª
                        EXTRACCION Y EN LA CORRIENTE DE ENTRADA DEL CONDENSADOR
132.      for (M=5:3:KJ)      % SE MODIFICO M=1:KJ POR M=5:KJ PARA TOMAR LA CORRIENTE 6 Y 9
133.          MJ=M+1;          % MJ=6 Y MJ=9
134.          TS=XSteam('Tsats_p',P1(MJ));      % UNIDADES EN °C
135.          T=TS;            % UNIDADES EN °C
136.          P=P1(MJ);        % PRESION EN BAR
137.          H=XSteam('hV_p',P);
138.          S=XSteam('sV_p',P);
139.          H0=H;
140.          S0=S;
141.          if(SA>S0)
142.              TN=XSteam('T_ps',P1(MJ),SA);      % TN EN °C
143.              H=XSteam('h_pT',P1(MJ),TN);
144.              S=XSteam('s_pT',P1(MJ),TN);
145.              HN=H;          % HN=KJ/Kg
146.              QU=1;
147.          elseif (SA==S0)
148.              T=TS;
149.              HN=H0;
150.              QU=1;
151.          else
152.              HS=XSteam('hL_p',P1(MJ));          % HS=KJ/Kg
153.              SS=XSteam('sL_p',P1(MJ));          % SS=KJ/Kg °C
154.              QU=(SA-SS)/(S0-SS);      % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
155.              HN=QU*H0+(1-QU)*HS;      % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR HN=KJ/Kg
156.          end
157.          %%%%%%%%%%%
158.          %%%%%%%%%%%
159.          % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
160.          % H1(6),S1(6),T1(6),H1(7),S1(7),T1(7),H1(8),S1(8) Y T1(8)
161.          if (M==KJ)
162.              H1(KJ)=H1(6);          % H1(8)=H1(6)
163.              S1(KJ)=S1(6);          % S1(8)=S1(6)
164.              T1(KJ)=T1(6);          % T1(8)=T1(6)
165.              H1(KJ-1)=H1(KJ);      % H1(7)=H1(8)
166.              S1(KJ-1)=S1(KJ);      % S1(7)=S1(8)
167.              T1(KJ-1)=T1(KJ);      % T1(7)=T1(8)
168.          end
169.          %%%%%%%%%%%
170.          %%%%%%%%%%%
171.          H1(MJ)=H1(M)-(H1(M)-HN)*TE/100;      % H1(6) Y H1(9)
172.          %%%%%%%%%%%
173.          %%%%%%%%%%%
174.          if (H1(MJ)>H0)
175.              T1(MJ)=XSteam('T_ph',P1(MJ),H1(MJ));      % T1(MJ) EN °C
176.              S=XSteam('s_ph',P1(MJ),H1(MJ));      % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
177.              SA=S;          % SA=KJ/Kg °C
178.              S1(MJ)=SA;      % S1(MJ)=KJ/Kg °C
179.          elseif (H1(MJ)==H0)
180.              T1(MJ)=TS;      % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
181.              SA=S0;          % SA=KJ/Kg °C
182.              S1(MJ)=SA;      % S1(MJ)=KJ/Kg °C
183.          else
184.              T1(MJ)=TS;      % T1(MJ) EN °C
185.              HS=XSteam('hL_p',P1(MJ));          % HS=KJ/Kg
186.              SS=XSteam('sL_p',P1(MJ));          % SS=KJ/Kg °C
187.              QU(MJ)=(H1(MJ)-HS)/(H0-HS);
188.              SA=QU(MJ)*S0+(1-QU(MJ))*SS;      % SA=KJ/Kg °C
189.              S1(MJ)=SA;      % S1(MJ)=KJ/Kg °C
190.          end
191.      end
192.      %----- CALIDAD DEL VAPOR -----
193.      IJ=J+7;      % IJ ES EL NUMERO DE LA CORRIENTE QUE ENTRA AL CONDENSADOR IJ=9
194.      TS=XSteam('Tsats_p',P1(IJ));      % UNIDADES EN °C
195.      T=TS;        % UNIDADES EN °C
196.      P=P1(IJ);    % PRESION EN BAR

```



```

197. H=XSteam('hV_p',P); % H=KJ/Kg
198. HG=H; % VAPOR SAT
199. HF=XSteam('hL_p',P); % HF=KJ/Kg LIQ SATURADO
200. QU=(H1(IJ)-HF)*100./(HG-HF);
201. %-----
202. if ((QU<90) | (QU>=100))
203.     EF=1E21;
204. else
205.     J1=J+8; % J1=10 (CORRIENTE P1(10) SALIDA DEL CONDENSADOR)
206.     J2=J1+1*J; % J2=12
207.     P1(J1)=P1(IJ); % P1(10)=P1(9)
208.     G=J-1;
209.     for (I=1:G) % SE CAMBIO LA J POR LA CONDICION G
210.         J3=J1-2-I; % J3=7
211.         J4=J1+2*I; % J4=12
212.         J5=J4-1; % J5=11
213.         P1(J4)=P1(J3); % P1(12)=P1(7)
214.         P1(J5)=P1(J4); % P1(11)=P1(12) PRESIONES EN N/m^2
215.     end
216.     %*****
217.     %-----%
218.     % SE INCLUYE ESTA PARTE PARA QUE LAS CORRIENTES ANTES DE
219.     % CALDERA CORRESPONDAN A LA PRESION QUE SALE DE LA TURBINA
220.     J3=J1-9; % J3=1
221.     J4=J1+(2*2)+1; % J4=15
222.     J5=J4+2; % J5=17
223.     J7=J5+1; % J7=18
224.     P1(J4)=P1(J3); % P1(15)=P1(1)
225.     P1(J5)=P1(J4); % P1(17)=P1(15) PRESIONES EN N/m^2
226.     P1(J7)=P1(J5); % P1(18)=P1(17)
227.     %*****
228.     %-----%
229.     J6=J1+2+2*J; % J6=16 SE AGREGARON CORRIENTES PARA COINCIDIR LAS PRESIONES
230.     P1(J6)=P1(4); % P1(16)=P1(4)
231.     P1(13)=P1(16); % P1(13)=P1(16) PRESIONES EN N/m^2
232.     P1(14)=P1(13); % P1(14)=P1(13)
233.     %*****
234.     %-----%
235.     % PARA EL CALENTADOR ABIERTO (DIRECTO) DESPUES DEL CONDENSADOR
236.     for (M1=J1:J2)
237.         if (M1<=J1)
238.             FF=DC;
239.         else
240.             FF=DF;
241.         end
242.         TC=XSteam('Tsat_p',P1(M1)); % UNIDADES EN °C
243.         TL=TC-FF; % UNIDADES EN °C
244.         T=TL; % UNIDADES EN °C
245.         P=XSteam('psat_T',T); % UNIDADES EN BAR
246.         H1(M1)=XSteam('hL_T',T); % H1(M1)=KJ/Kg H1(10) Y H1(12)
247.         S1(M1)=XSteam('sL_T',T); % S1(M1)=KJ/Kg °C S1(10) Y S1(12)
248.         T1(M1)=T; % UNIDADES EN °C T1(10) Y T1(12)
249.         V=XSteam('vL_T',T); % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
250.         %-----
251.         T=T+273.15; % UNIDADES EN K
252.         PK=P1(M1)*100000; % PRESION EN N/m^2
253.         P=P*100000; % PRESION EN N/m^2
254.         %-----
255.         [V]=Volumen_1(T,PK,P,V); % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
256.         VL=V;
257.         %-----
258.         T=T-273.15; % UNIDADES EN °C
259.         P=P/100000; % PRESION EN BAR
260.         %-----
261.         M2=M1+1;
262.         H1(M2)=H1(M1)+VL*(P1(M2)-P1(M1))*100/PE; % H1(11) Y H1(13)

```

```

263.      S1(M2)=XSteam('s_ph',P1(M2),H1(M2));          % S1(11) Y S1(13)
264.      T=XSteam('T_hs',H1(M2),S1(M2));
265.      T1(M2)=T;          % UNIDADES EN °C   T1(11) Y T1(13)
266.  end
267.  %*****
268.  %-----%
269.  % PARTE PARA EL CALENTADOR CERRADO CON DRENES
270.  % HACIA ADELANTE (RECALENTAMIENTO Y 1ª EXTRACCION DE
271.  % REGENERACION)
272.  LU=1;          % LINEA PARA CALCULAR SOLAMENTE LA CORRIENTE 1ª DE REGENERACION
273.  MN=IJ-5;          % MN=4   PARA COINCIDIR CON LA PRESION P1(MN) Y SEA MN=4
274.  NJ=IJ+4;          % NJ=IJ+4=9+4=13
275.  JN=NJ+LU;          % JN=14
276.  KN=10+3*J;          % KN=16
277.  TS=XSteam('Tsat_p',P1(MN));          % UNIDADES EN °C   P1(4)
278.  T=TS-WD;          % UNIDADES EN °C
279.  H1(JN)=XSteam('hL_T',T);          % H1(JN)=KJ/Kg   H1(14)
280.  S1(JN)=XSteam('sL_T',T);          % S1(JN)=KJ/Kg °C   S1(14)
281.  T1(JN)=T;          % TEMPERATURA DEL LIQ SAT   T1(14)
282.  T=TS-DD;          % UNIDADES EN °C
283.  H1(KN)=XSteam('hL_T',T);          % H1(KN)=KJ/Kg   H1(16)
284.  S1(KN)=XSteam('sL_T',T);          % S1(KN)=KJ/Kg °C   S1(16)
285.  T1(KN)=T;          % T1(16)
286.  %*****
287.  %-----%
288.  % SE AGREGA ESTA PARTE PARA LA BOMBA DESPUES DEL CALENTADOR
289.  % CERRADO DRENES HACIA DELANTE (BOMBA III)
290.  LR=10+3*J;          % LR=16
291.  LL=5+6*J;          % LL=17
292.  LP=IJ-5;          % LP=4
293.  TS=XSteam('Tsat_p',P1(LP));          % UNIDADES EN °C
294.  T=TS-DD;          % UNIDADES EN °C
295.  P=XSteam('psat_T',T);          % UNIDADES EN BAR
296.  V=XSteam('vL_T',T);          % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
297.  %-----%
298.  T=T+273.15;          % UNIDADES EN K
299.  PK=P1(LP)*100000;          % PRESION EN N/m^2
300.  P=P*100000;          % PRESION EN N/m^2
301.  %-----%
302.  [V]=Volumen_1(T,PK,P,V);          % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
303.  VL=V;
304.  %-----%
305.  T=T-273.15;          % UNIDADES EN °C
306.  P=P/100000;          % PRESION EN BAR
307.  %-----%
308.  H1(LL)=H1(LR)+VL*[(P1(LL)-P1(LR))*100]*100/PE;   % H1(17)=H1(16)+VL*(P1(17)-P1(16))*100/PE
309.  S1(LL)=XSteam('sL_T',T);          % S1(LL)=KJ/Kg °C   S1(17)
310.  T=XSteam('T_hs',H1(LL),S1(LL));
311.  T1(LL)=T;          % UNIDADES EN °C   T1(17)
312.  %*****
313.  %-----%
314.  % SE AGREGA ESTA PARTE PARA LA BOMBA DESPUES DEL CALENTADOR
315.  % (BOMBA QUE OMITE EL DIAGRAMA, IV)
316.  JT=JN+1;          % JT=15
317.  TC=XSteam('Tsat_p',P1(JN));          % UNIDADES EN °C   P1(JN)=P1(15)
318.  T=TC-WD;          % UNIDADES EN °C
319.  P=XSteam('psat_T',T);          % UNIDADES EN BAR
320.  V=XSteam('vL_T',T);          % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
321.  %-----%
322.  T=T+273.15;          % UNIDADES EN K
323.  PK=P1(JN)*100000;          % PRESION EN N/m^2
324.  P=P*100000;          % PRESION EN N/m^2
325.  %-----%
326.  [V]=Volumen_1(T,PK,P,V);          % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
327.  VL=V;

```

```

328. %-----
329. T=T-273.15; % UNIDADES EN °C
330. P=P/100000; % PRESION EN BAR
331. %-----
332. H1(JT)=H1(JN)+VL*[(P1(JT)-P1(JN))*100]*100/PE; % H1(15)=H1(14)+VL*(P1(15)-P1(14))*100/PE
333. S1(JT)=XSteam('sL_T',T); % S1(LL)=KJ/Kg °C S1(15)
334. T=XSteam('T_hs',H1(LL),S1(LL));
335. T1(JT)=T; % UNIDADES EN °C T1(15)
336. %*****
337. %-----%
338. % PARA EL CALCULO DE LA CORRIENTE (18)
339. LT=LL+1; % LT=17+1=18
340. TC=XSteam('Tsat_p',P1(LT)); % UNIDADES EN °C P1(JN)=P1(18)
341. TL=TC-DF; % UNIDADES EN °C
342. T=TL; % UNIDADES EN °C
343. H1(LT)=XSteam('hL_T',T); % H1(LT)=KJ/Kg H1(18)
344. S1(LT)=XSteam('sL_T',T); % S1(LT)=KJ/Kg °C S1(18)
345. T=XSteam('T_hs',H1(LT),S1(LT));
346. T1(LT)=T; % TEMPERATURA DEL LIQ SAT T1(18)
347. %*****
348. %-----%
349. % SE INCLUYE ESTA PARTE PARA CALCULOS EN EL CALENTADOR
350. % (RECALENTAMIENTO) CON LA 1ª EXTRACCION (REGENERACION)
351. M=1;
352. N=1;
353. if (N==M)
354. KJ=4; % SE PONE ESTA LINEA PARA QUE H3(KJ) TOMA EL VALOR DE LA
CORRIENTE DE RECALENTAMIENTO
355. W(M,N)=(H1(KJ)-H1(3*J+5+M+KJ))+(H1(3*J+5-M+KJ)-H1(3*J+4-M+KJ));
% [H1(4)-H1(16)]+[H1(14)-H1(13)]
356. end
357. Y(M)=H1(3*J+5-M+KJ)-H1(3*J+4-M+KJ); % Y(1)=[H1(14)-H1(13)]
358. %*****
359. %-----%
360. % SE CAMBIO M=1 A M=2 PARA CALCULOS DE LA 2ª EXTRACCION (REGENERACION)
361. K1=3*(J+1);
362. for (M=2:J)
363. for (N=1:J)
364. if (N>M)
365. W(M,N)=0;
366. elseif (N<M)
367. W(M,N)=H1(2*K1-3*M)-H1(2*K1-3*M-1); % H1(12)-H1(11)
368. elseif (N==M)
369. W(M,N)=H1(K1-2)-H1(2*K1-3*M-1); % H1(7)-H1(11)
370. end
371. end
372. Y(M)=H1(2*K1-3*M)-H1(2*K1-3*M-1); % Y(2)=H1(12)-H1(11)
373. end
374. %*****
375. %-----%
376. [F]=FLUJOEXT(J,W,Y);
377. %*****
378. %-----%
379. if ((F(1)<0)|(F(1)>1)|(F(2)<0)|(F(2)>1)|(1-F(1)<0)|(1-F(1)-F(2)<0))
380. EF=1E65;
381. else
382. %*****
383. %----- RECALENTAMIENTO -----%
384. TW=0;
385. JJ=C; % JJ=1
386. for (K=1:JJ) % CALCULA EL TRABAJO DE TURBINA CICLO RECALENTAMIENTO
387. TW=TW+WT(K);
388. end
389. %*****
390. %-----%
391. WT=0; % CALCULA EL TRABAJO DE TURB EN LA 2ª Y 3ª EXTRACCION (REGENERACION)
392. L1=6*J+5; % L1=17

```

```

393.      M=1;
394.      WP=F(M)*(H1(L1)-H1(L1-1));          % F(1)*(H1(17)-H1(16))
395.      WP=WP+((1-F(M))*(H1(L1-2*M-2)-H1(L1-2*M-3))); % (1-F(1))*(H1(13)-H1(12))
396.      WP=WP+((1-F(M))*(H1(L1-2*M)-H1(L1-2*M-1))); % (1-F(1))*(H1(15)-H1(14))
397.      M=2;
398.      FX=1-F(1)-F(M);
399.      WP=WP+(FX*(H1(L1-2*M-2)-H1(L1-2*M-3))); % (1-F(1)-F(2))*(H1(11)-H1(10))
400.      FX=1;
401.      for (M=1:J) % J=2
402.          MX=2*M+3; % MX=5 Y MX=7
403.          FX=FX-F(M);
404.          WT=WT+FX*(H1(MX)-H1(MX+2));
405.          % WT=[1-F(1)]*[H1(5)-H1(7)] + {[1-F(1)-F(2)]*[H1(7)-H1(9)]}
406.      end
407.      WT=WT+TW; % PARA CALCULAR EL TRABAJO TOTAL DE TURBINA
408.      QL=FX*(H1(IJ)-H1(IJ+1)); % H1(IJ)=9 y H1(IJ+1)=10
409.      QH=(H1(1)-H1(L1+1)); % QH=(H1(1)-H1(18))
410.      %*****
411.      %-----%
412.      % PARTE PARA CALCULAR EL CALOR ADICIONADO DE RECALENTAMIENTO
413.      K=J+3; % K=5
414.      MK=K-2; % MK=3
415.      QH=QH+((1-F(1))*(H1(K)-H1(MK))); % QH=[H1(1)-H1(18)]+[(1-F(1))*(H1(5)-H1(3))]
416.      %*****
417.      %-----%
418.      WN=WT-WP;
419.      EF1=100.*WN/QH;
420.      %EFICIENCIA TÉRMICA
421.      %----//////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////-----
422.      EF=1/EF1;
423.      %IMPORTANTE NOTAR QUE EF ES EL INVERSO DE LA EFICIENCIA(EF1),
424.      %LO QUE PERMITE HALLAR EL VALOR MÁXIMO DE ÉSTA
425.      %----//////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////%///----
426.      %-----
427.      %EL VALOR DE LA EFICIENCIA DEBE ESTAR ENTRE 0 Y 100 POR CIENTO
428.      if ((1/EF>100)|(1/EF<0)|(abs(imag(EF)))>0)
429.          EF=1E75;
430.      else
431.      end
432.  end
433.  end
434.  end
435.  end

```

Programa en MATLAB™ para el Ejemplo 7 usando Algoritmos Genéticos.

```

1. function EF=Articulo_Pinch_Technology_7_Etapas(pop);
2.
3. %*** MAQUINA DE VAPOR RANKINE REGENERATIVA CON RECALENTAMIENTO (IAPWS) ***
4. % SIAMAK FARHAD,MAJID SAFFAR-AVVAL and MARYAM YOUNESSI-SINAKI
5. % EFFICIENT DESIGN OF FEEDWATER HEATERS NETWORK IN STEAM POWER PLANTS USING
6. % PINCH
7. % TECHNOLOGY AND EXERGY ANALYSIS.
8. % Department of Mechanical Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran.
9.
10. format long;
11. PS=zeros(20);TI=zeros(40);QH=zeros(3);WT=zeros(3);S1=zeros(100); %REC.
12. P1=zeros(100);T1=zeros(10);H1=zeros(100);TJ=zeros(40);W=zeros(8,8);Y=zeros(8);F=zeros(8); %REG.
13.
14. %***** DATOS *****
15. PE=70; %EFICIENCIA DE LA BOMBA DE ALIMENTACION (%)
16. TE=90; %EFICIENCIA LA TURBINA (%)
17. B=1; %SELECCIONAR LOS PUNTOS DE EXTRACCION DE VAPOR (ARBITRARIAMENTE)
18. WD=5; %TTD DEL CALENTADOR DE AGUA
19. DC=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DEL CONDENSADOR (°C)
20. DD=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DE LOS DRENES (°C)
21. DF=5; %GRADO DE SUBENFRIAMIENTO DEL CALENTADOR DE AGUA (°C)
22. J=7; %NUMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO (REGENERACION)
23. C=1; %NUMERO DE ETAPAS DE RECALENTAMIENTO
24. %*****
25. %-----
26. % VARIABLES A OPTIMIZAR
27.
28. % P1(1)=pop(1) PRESIÓN DE LA CALDERA (BAR)
29. % T1(1)=pop(2) TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA (°C)
30.
31. % P1(5)=pop(3) PRESION DE RECALENTAMIENTO (BAR) = 1ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
32. % T1(5)=pop(4) TEMPERATURA DE RECALENTAMIENTO (°C)
33.
34. % P1(6)=pop(5) 2ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
35.
36. % P1(9)=pop(6) 3ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
37.
38. % P1(12)=pop(7) 4ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
39.
40. % P1(15)=pop(8) 5ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
41.
42. % P1(18)=pop(9) 6ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
43.
44. % P1(21)=pop(10) 7ª PRESIÓN DE EXTRACCION (BAR)
45.
46. % P1(IJ)=pop(11) PRESIÓN DEL CONDENSADOR (BAR)
47. %-----
48. while((pop(1)<pop(3))|(pop(3)<pop(5))|(pop(5)<pop(6))|(pop(6)<pop(7))|(pop(7)<pop(8))|(pop(8)<pop(9))
49. |(pop(9)<pop(10)))
50. if(pop(1)<pop(3))
51. pp=pop(1);
52. pop(1)=pop(3);
53. pop(3)=pp;
54. end
55. if(pop(3)<pop(5))
56. pp=pop(3);
57. pop(3)=pop(5);
58. pop(5)=pp;
59. end
60. if(pop(5)<pop(6))
61. pp=pop(5);
62. pop(5)=pop(6);
63. pop(6)=pp;
64. end

```

```

63.     if(pop(6)<pop(7))
64.         pp=pop(6);
65.         pop(6)=pop(7);
66.         pop(7)=pp;
67.     end
68.     if(pop(7)<pop(8))
69.         pp=pop(7);
70.         pop(7)=pop(8);
71.         pop(8)=pp;
72.     end
73.     if(pop(8)<pop(9))
74.         pp=pop(8);
75.         pop(8)=pop(9);
76.         pop(9)=pp;
77.     end
78.     if(pop(9)<pop(10))
79.         pp=pop(9);
80.         pop(9)=pop(10);
81.         pop(10)=pp;
82.     end
83. end
84. %*****
85. DP=pop(12);
86. if (pop(12)<0.5)
87.     DP=0.5;
88. end
89. if (pop(12)>10)
90.     DP=10;
91. end
92. %*****
93. if ((DP<0.5)|(DP>10)) | ((pop(1)<1)|(pop(1)>220)) | ((pop(2)<580)|(pop(2)>600)) | ((pop(3)<0.1)...
94.     | ((pop(3)+DP)>pop(1))) | ((pop(4)<580)|(pop(4)>600)) | (pop(4)>pop(2)) | ((pop(5)<0.1)...
95.     | ((pop(5)+DP)>pop(3))) | ((pop(6)<0.1)|((pop(6)+DP)>pop(5))) | ((pop(7)<0.1)|((pop(7)+DP)>pop(6)))...
96.     | ((pop(8)<0.1)|((pop(8)+DP)>pop(7))) | ((pop(9)<0.1)|((pop(9)+DP)>pop(8))) | ((pop(10)<0.1)...
97.     | ((pop(10)+DP)>pop(9))) | ((pop(11)<0.09869)|(pop(11)>0.105)))
98.     EF=1E25;
99. else
100.     P1(1)=pop(1);
101.     T1(1)=pop(2);
102.     P1(5)=pop(3);
103.     T1(5)=pop(4);
104.     P1(6)=pop(5);
105.     P1(9)=pop(6);
106.     P1(12)=pop(7);
107.     P1(15)=pop(8);
108.     P1(18)=pop(9);
109.     P1(21)=pop(10);
110.     %----- PRESIÓN DEL CONDENSADOR -----
111.     IJ=J+17; % IJ=7+17=24
112.     P1(IJ)=pop(11);
113.     %-----
114.     %DP=pop(12);
115.     %-----
116.     P1(4)=P1(5);
117.     P1(3)=P1(4);
118.     P1(2)=P1(3);
119.
120.     P1(7)=P1(6);
121.     P1(8)=P1(7);
122.
123.     P1(10)=P1(9);
124.     P1(11)=P1(10);
125.
126.     P1(13)=P1(12);
127.     P1(14)=P1(13);
128.
129.     P1(16)=P1(15);

```

```

128. P1(17)=P1(16);
129.
130. P1(19)=P1(18);
131. P1(20)=P1(19);
132.
133. P1(22)=P1(21);
134. P1(23)=P1(22);
135.
136. P1(25)=P1(24);
137. P1(26)=P1(13);
138.
139. P1(30)=P1(13);
140. P1(31)=P1(1);
141. %----- COMIENZO DE LOS CALCULOS -----%
142. TG=XSteam('TSat_p',P1(1)); % UNIDADES EN °C
143. if ((T1(1)<TG) | (T1(1)=TG))
144.     EF=1E35;
145. else
146.     IJ=J+17; %IJ ES CORRIENTE QUE ENTRA AL CONDENSADOR (IJ=7+17=24)
147.     C0=XSteam('TSat_p',P1(IJ)); % UNIDADES EN °C
148.     C0=C0-DC; % UNIDADES EN °C
149. %*****
150. %----- RECALENTAMIENTO -----%
151. JJ=C+4; %CAMBIOS A LA ETAPA DE RECALENTAMIENTO IJ,(IJ=J+1),T3(KJ), H4(KJ) Y S3,
    SON AHORA JJ,(IJ=C+4),T1(KJ),H1(KJ) Y S1(KJ)
152. for (KJ=1:4:JJ) % PARA CALCULOS DE CORRIENTE 1 Y 5
153.     T=T1(KJ); % UNIDADES EN °C
154.     P=P1(KJ); % PRESION EN BAR
155.     H=XSteam('h_pT',P,T);
156.     S=XSteam('s_pT',P,T);
157.     H1(KJ)=H; % UNIDADES DE H1(KJ)=J/Kg [H1(1) Y H1(5)]
158.     SA=S; % UNIDADES DE S1=J/Kg
159.     S1(KJ)=S; % [S1(1) Y S1(5)]
160.     if (KJ~=JJ)
161.         MJ=KJ+1;
162.         P1(MJ)=P1(MJ); % PARTE PARA QUE SEA P1(2)
163.         TS=XSteam('Tsat_p',P1(MJ)); % UNIDADES EN °C
164.         T=TS; % UNIDADES °C
165.         P=P1(MJ); % PRESION EN BAR
166.         H=XSteam('hV_p',P);
167.         S=XSteam('sV_p',P);
168.         H0=H;
169.         S0=S;
170.         if (SA>S0)
171.             TN=XSteam('T_ps',P1(MJ),SA); % TN EN °C
172.             H=XSteam('h_pT',P1(MJ),TN);
173.             S=XSteam('s_pT',P1(MJ),TN);
174.             HN=H; % HN=KJ/Kg
175.             QU=1;
176.             T=TN; % UNIDADES EN °C
177.             T1(MJ)=T;
178.             S1(MJ)=S;
179.         elseif (SA==S0)
180.             T=TS; % T=°C
181.             HN=H0; % HN=KJ/Kg
182.             QU=1;
183.         else
184.             T=TS; % UNIDADES EN °C
185.             T1(MJ)=T;
186.             HL=H0;
187.             HS=XSteam('hL_p',P1(MJ)); % HS=KJ/Kg
188.             SS=XSteam('sL_p',P1(MJ)); % SS=KJ/Kg °C
189.             QU(KJ)=(SA-SS)/(S0-SS); % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
190.             HN=QU(KJ)*H0+(1-QU(KJ))*HS; % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQ-VAP HN=KJ/Kg
191.         end
192.         WT(KJ)=(H1(KJ)-HN)*TE/100;
193.         H1(MJ)=H1(KJ)-WT(KJ); % H1(2)=H1(1)-WT(1)

```

```

194.     else
195.         % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
196.         % H1(2),S1(2),T1(2),H1(3),S1(3),T1(3),H1(4),S1(4) Y T1(4)
197.         CA=3;
198.         for (MJ=2:CA)
199.             H1(MJ+1)=H1(MJ);           % H1(3)=H1(2);H1(4)=H1(3)
200.             S1(MJ+1)=S1(MJ);           % S1(3)=S1(2);S1(4)=S1(3)
201.             T1(MJ+1)=T1(MJ);           % T1(3)=T1(2);T1(4)=T1(3)
202.         end
203.     end
204. end
205. %-----%
206. %*****
207. %*****
208. %----- REGENERATIVO -----%
209. ZW=5;           % CORRIENTE P1(5)
210. T=T1(ZW);       % UNIDADES EN °C
211. P=P1(ZW);       % PRESION EN BAR
212. H=XSteam('h_pT',P,T);
213. S=XSteam('s_pT',P,T);
214. H1(ZW)=H;       % H1(5)
215. SA=S;
216. S1(ZW)=S;       % S1(5)
217. KJ=J+16;        % PARA COINCIDIR EN LAS VARIABLES DE LA 2ª,3ª,4ª,5ª EXTRACCION
                    % Y EN LA CORRIENTE DE ENTRADA DEL CONDENSADOR
218. for (M=5:3:KJ)  % PARA TOMAR LA CORRIENTE 5, 8, 11, 14, 17, 20 Y 23
219.     MJ=M+1;      % MJ=6, MJ=9, MJ=12, MJ=15, MJ=18, MJ=21 Y MJ=24
220.     TS=XSteam('Tsat_p',P1(MJ)); % UNIDADES EN °C
221.     T=TS;        % UNIDADES EN °C
222.     P=P1(MJ);    % PRESION EN BAR
223.     H=XSteam('hV_p',P);
224.     S=XSteam('sV_p',P);
225.     H0=H;
226.     S0=S;
227.     if(SA>S0)
228.         TN=XSteam('T_ps',P1(MJ),SA); % TN EN °C
229.         H=XSteam('h_pT',P1(MJ),TN);
230.         S=XSteam('s_pT',P1(MJ),TN);
231.         HN=H;    % HN=KJ/Kg
232.         QU=1;
233.     elseif (SA= =S0)
234.         T=TS;
235.         HN=H0;
236.         QU=1;
237.     else
238.         HS=XSteam('hL_p',P1(MJ)); % HS=KJ/Kg
239.         SS=XSteam('sL_p',P1(MJ)); % SS=KJ/Kg °C
240.         QU=(SA-SS)/(S0-SS); % QU CALIDAD DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA TURBINA
241.         HN=QU*H0+(1-QU)*HS; % HN ENTALPIA DE LA MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR HN=KJ/Kg
242.     end
243. %%%%%%%%%%
244. %%%%%%%%%%
245. % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
246. % H1(6),S1(6),T1(6),H1(7),S1(7),T1(7),H1(8),S1(8) Y T1(8)
247. if (M= =8)
248.     H1(M)=H1(M-2); % H1(8)=H1(6)
249.     S1(M)=S1(M-2); % S1(8)=S1(6)
250.     T1(M)=T1(M-2); % T1(8)=T1(6)
251.     H1(M-1)=H1(M); % H1(7)=H1(8)
252.     S1(M-1)=S1(M); % S1(7)=S1(8)
253.     T1(M-1)=T1(M); % T1(7)=T1(8)
254. end
255. % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
256. % H1(9),S1(9),T1(9),H1(10),S1(10),T1(10),H1(11),S1(11) Y T1(11)
257. if (M= =11)
258.     H1(M)=H1(M-2); % H1(11)=H1(9)
259.     S1(M)=S1(M-2); % S1(11)=S1(9)

```



```

260.      T1(M)=T1(M-2);          % T1(11)=T1(9)
261.      H1(M-1)=H1(M);         % H1(10)=H1(11)
262.      S1(M-1)=S1(M);         % S1(10)=S1(11)
263.      T1(M-1)=T1(M);         % T1(10)=T1(11)
264.      end
265.      % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
266.      % H1(12),S1(12),T1(12),H1(13),S1(13),T1(13),H1(14),S1(14) Y T1(14)
267.      if (M= =14)
268.          H1(M)=H1(M-2);      % H1(14)=H1(12)
269.          S1(M)=S1(M-2);      % S1(14)=S1(12)
270.          T1(M)=T1(M-2);      % T1(14)=T1(12)
271.          H1(M-1)=H1(M);      % H1(13)=H1(14)
272.          S1(M-1)=S1(M);      % S1(13)=S1(14)
273.          T1(M-1)=T1(M);      % T1(13)=T1(14)
274.      end
275.      % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
276.      % H1(15),S1(15),T1(15),H1(16),S1(16),T1(16),H1(17),S1(17) Y T1(17)
277.      if (M= =17)
278.          H1(M)=H1(M-2);      % H1(17)=H1(15)
279.          S1(M)=S1(M-2);      % S1(17)=S1(15)
280.          T1(M)=T1(M-2);      % T1(17)=T1(15)
281.          H1(M-1)=H1(M);      % H1(16)=H1(17)
282.          S1(M-1)=S1(M);      % S1(16)=S1(17)
283.          T1(M-1)=T1(M);      % T1(16)=T1(17)
284.      end
285.      % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
286.      % H1(18),S1(18),T1(18),H1(19),S1(19),T1(19),H1(20),S1(20) Y T1(20)
287.      if (M= =20)
288.          H1(M)=H1(M-2);      % H1(20)=H1(18)
289.          S1(M)=S1(M-2);      % S1(20)=S1(18)
290.          T1(M)=T1(M-2);      % T1(20)=T1(18)
291.          H1(M-1)=H1(M);      % H1(19)=H1(20)
292.          S1(M-1)=S1(M);      % S1(19)=S1(20)
293.          T1(M-1)=T1(M);      % T1(19)=T1(20)
294.      end
295.      % SE AGREGO ESTA PARTE PARA LAS ENTALPIAS, ENTROPIAS Y TEMPERATURAS
296.      % H1(21),S1(21),T1(21),H1(22),S1(22),T1(22),H1(23),S1(23) Y T1(23)
297.      if (M= =23)
298.          H1(M)=H1(M-2);      % H1(23)=H1(21)
299.          S1(M)=S1(M-2);      % S1(23)=S1(21)
300.          T1(M)=T1(M-2);      % T1(23)=T1(21)
301.          H1(M-1)=H1(M);      % H1(22)=H1(23)
302.          S1(M-1)=S1(M);      % S1(22)=S1(23)
303.          T1(M-1)=T1(M);      % T1(22)=T1(23)
304.      end
305.      %%%%%%%%%%%
306.      %%%%%%%%%%%
307.      H1(MJ)=H1(M)-(H1(M)-HN)*TE/100;    % H1(6), H1(9), H1(12), H1(15), H1(18), H1(21) Y H1(24)
308.      %%%%%%%%%%%
309.      %%%%%%%%%%%
310.      if (H1(MJ)>H0)
311.          T1(MJ)=XSteam('T_ph',P1(MJ),H1(MJ));    % T1(MJ) EN °C
312.          S=XSteam('s_ph',P1(MJ),H1(MJ));          % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
313.          SA=S;                                     % SA=KJ/Kg °C
314.          S1(MJ)=SA;                                % S1(MJ)=KJ/Kg °C
315.      elseif (H1(MJ)= =H0)
316.          T1(MJ)=TS;                                % PRESIONES EN BAR Y TEMP EN °C
317.          SA=S0;                                     % SA=KJ/Kg °C
318.          S1(MJ)=SA;                                % S1(MJ)=KJ/Kg °C
319.      else
320.          T1(MJ)=TS;                                % T1(MJ) EN °C
321.          HS=XSteam('hL_p',P1(MJ));                 % HS=KJ/Kg
322.          SS=XSteam('sL_p',P1(MJ));                 % SS=KJ/Kg °C
323.          QU(MJ)=(H1(MJ)-HS)/(H0-HS);
324.          SA=QU(MJ)*S0+(1-QU(MJ))*SS;               % SA=KJ/Kg °C
325.          S1(MJ)=SA;                                % S1(MJ)=KJ/Kg °C
326.      end

```

```

327. end
328. %----- CALIDAD DEL VAPOR -----
329. IJ=J+17; % IJ ES EL NUMERO DE LA CORRIENTE QUE ENTRA AL COND IJ=24
330. TS=XSteam('Tsat_p',P1(IJ)); % UNIDADES EN °C
331. T=TS; % UNIDADES °C
332. P=P1(IJ); % PRESION EN BAR
333. H=XSteam('hV_p',P); % H=KJ/Kg
334. HG=H; % VAPOR SAT
335. HF=XSteam('hL_p',P); % HF=KJ/Kg LIQ SATURADO
336. QU=(H1(IJ)-HF)*100./(HG-HF);
337. %-----
338. if ((QU<90) | (QU>=100))
339. EF=1E21;
340. else
341. %*****
342. %-----%
343. % CALCULOS PARA LOS CALENTADORES CERADOS DESPUES DEL CONDENSADOR
344. TC=XSteam('Tsat_p',P1(IJ)); % UNIDADES EN °C
345. TL=TC-DC; % UNIDADES EN °C
346. T=TL; % UNIDADES °C
347. P=XSteam('psat_T',T); % UNIDADES EN BAR
348. NI=J+18; % NI=7+18=25 (CORRIENTE P1(25) SALIDA DEL COND)
349. H1(NI)=XSteam('hL_T',T); % H1(NI)=KJ/Kg
350. S1(NI)=XSteam('sL_T',T); % S1(NI)=KJ/Kg °C
351. T1(NI)=T; % UNIDADES EN °C
352. V=XSteam('vL_T',T); % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
353. %-----
354. T=T+273.15; % UNIDADES EN K
355. PK=P1(IJ)*100000; % PRESION EN N/m^2
356. P=P*100000; % PRESION EN N/m^2
357. %-----
358. [V]=Volumen_1(T,PK,P,V); % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
359. VL=V;
360. %-----
361. T=T-273.15; % UNIDADES EN °C
362. P=P/100000; % PRESION EN BAR
363. %-----
364. %%%%%%%%%%
365. % CALCULO DEL TRABAJO DE LA BOMBA DESPUES DEL CONDENSADOR
366. NE=J+6; % NE=7+6=13
367. NA=NI-1; % NA=25-1=24
368. WP=VL*(P1(NE)-P1(NA))*100./PE; % WP=VL*(P1(13)-P1(24))*100/PE
369. %%%%%%%%%%
370. NJ=NA+2; % NJ=24+2=26
371. H1(NJ)=H1(NI)+WP; % H1(26)=H1(25)+WP
372. S1(NJ)=XSteam('s_ph',P1(1),H1(NJ));
373. T=XSteam('T_hs',H1(NJ),S1(NJ));
374. T1(NJ)=T; % UNIDADES EN °C
375. %*****
376. %-----%
377. % CALCULOS PARA LOS CALENTADORES CERRADOS 5°, 6° Y 7° (DESPUES DEL COND)
378. for (LU=1:3)
379. MN=IJ-3*LU+1; % MN=22, 19 Y 16
380. JN=NJ+LU; % JN=27, 28 Y 29
381. KN=6+5*J-LU; % KN=40, 39 Y 38
382. TS=XSteam('Tsat_p',P1(MN)); % UNIDADES EN °C
383. T=TS-WD; % UNIDADES EN °C
384. H1(JN)=XSteam('hL_T',T); % H1(JN)=KJ/Kg
385. S1(JN)=XSteam('sL_T',T); % S1(JN)=KJ/Kg °C
386. T1(JN)=T; % TEMPERATURA DEL LIQUIDO SATURADO
387. T=TS-DD; % UNIDADES EN °C
388. H1(KN)=XSteam('hL_T',T); % H1(KN)=KJ/Kg
389. S1(KN)=XSteam('sL_T',T); % S1(KN)=KJ/Kg °C
390. T1(KN)=T;
391. end
392. %*****

```

```

393. %-----%
394. % CALCULOS PARA EL 4° CALENTADOR ABIERTO (CORRIENTE 30 Y 31)
395. M1=30;
396. FF=DF;
397. TC=XSteam('Tsat_p',P1(NE)); % UNIDADES EN °C
398. TL=TC-FF; % UNIDADES EN °C
399. T=TL; % UNIDADES EN °C
400. P=XSteam('psat_T',T); % UNIDADES EN BAR
401. H1(M1)=XSteam('hL_T',T); % H1(M1)=KJ/Kg
402. S1(M1)=XSteam('sL_T',T); % S1(M1)=KJ/Kg °C
403. T1(M1)=T; % UNIDADES EN °C
404. V=XSteam('vL_T',T); % VOLUMEN DEL LIQUIDO SATURADO m^3/Kg
405. %-----%
406. T=T+273.15; % UNIDADES EN K
407. PK=P1(M1)*100000; % PRESION EN N/m^2
408. P=P*100000; % PRESION EN N/m^2
409. %-----%
410. [V]=Volumen_1(T,PK,P,V); % VOLUMEN DEL LIQUIDO COMPRIMIDO O SUBENFRIADO m^3/Kg
411. VL=V;
412. %-----%
413. T=T-273.15; % UNIDADES EN °C
414. P=P/100000; % PRESION EN BAR
415. %-----%
416. M2=M1+1; % M2=31
417. H1(M2)=H1(M1)+VL*(P1(1)-P1(NE))*100/PE; % H1(31)=H1(30)+VL*(P1(1)-P1(13))*100/PE
418. S1(M2)=XSteam('s_ph',P1(M2),H1(M2));
419. T=XSteam('T_hs',H1(M2),S1(M2));
420. T1(M2)=T; % UNIDADES EN °C
421. %*****
422. %-----%
423. % CALCULOS PARA LOS CALENTADORES CERRADOS 1°, 2° Y 3° (ANTES DE LA CALDERA)
424. for (LU=1:3)
425. MN=IJ-3*LU-11; % MN=10, 7 Y 4
426. JN=NJ+5+LU; % JN=32, 33 Y 34
427. KN=3+5*J-LU; % KN=37, 36 Y 35
428. TS=XSteam('Tsat_p',P1(MN)); % UNIDADES EN °C
429. T=TS-WD; % UNIDADES EN °C
430. H1(JN)=XSteam('hL_T',T); % H1(JN)=KJ/Kg
431. S1(JN)=XSteam('sL_T',T); % S1(JN)=KJ/Kg °C
432. T1(JN)=T; % TEMPERATURA DEL LIQUIDO SATURADO
433. T=TS-DD; % UNIDADES EN °C
434. H1(KN)=XSteam('hL_T',T); % H1(KN)=KJ/Kg
435. S1(KN)=XSteam('sL_T',T); % S1(KN)=KJ/Kg °C
436. T1(KN)=T;
437. end
438. %*****
439. %-----%
440. % PARA CALCULOS EN EL 1°, 2° Y 3° CALENTADOR CERRADO (ANTES DE LA CALDERA)
441. R=3;
442. for (M=1:R)
443. for (N=1:R)
444. if (N>M)
445. W(M,N)=0; % 1°b,c 2°c 3°---
446. elseif (N<M)
447. W(M,N)=H1(5+4*J+M)-H1(6+4*J+M); % 1°--- 2°a H1(35)-H1(36) 3°a,b H1(36)-H1(37)
448. elseif (N==M)
449. W(M,N)=H1(3*M+1)-H1(6+4*J+M); % 1°a H1(4)-H1(35) 2°b H1(7)-H1(36) 3°c H1(10)-H1(37)
450. end
451. end
452. Y(M)=H1(7+4*J-M)-H1(6+4*J-M); % 1°d Y(1)=H1(34)-H1(33) 2°d Y(2)=H1(33)-H1(32) 3°d H1(32)-H1(31)
453. end
454. %*****
455. %-----%
456. % PARA CALCULOS EN EL CALENTADOR ABIERTO EN EL DIAGRAMA ES EL CALENT 4°
457. M=4;

```

```

458.     for (N=1:M)
459.         if (N= 1)
460.             W(M,N)=H1(M+2*(J-1)-3)-H1(4+3*J+M);           % 1ª H1(13)-H1(29)
461.         elseif ((N= 2) | (N= 3))
462.             W(M,N)=H1(5+3*J+M)-H1(4+3*J+M);               % 1ªb,c H1(30)-H1(29)
463.         elseif (N= M)
464.             W(M,N)=H1(5*J+M-2)-H1(4+3*J+M);               % 1ªd H1(37)-H1(29)
465.         end
466.     end
467.     Y(M)=H1(5+3*J+M)-H1(4+3*J+M);                           % 1ªe Y(4)=H1(30)-H1(29)
468.     %*****
469.     %-----%
470.     % PARA CALCULOS EN EL 5°, 6° Y 7° CALENTADOR CERRADO (DESPUES DEL COND)
471.     M=5;                                                       % CALENTADOR CERRADO 5°
472.     for (N=1:M)
473.         if (N<M)
474.             W(M,N)=0;                                         % 1ªa,b,c,d
475.         elseif (N= M)
476.             W(M,N)=H1(4+J+M)-H1(5+4*J+M);                 % 1ªe H1(16)-H1(38)
477.         end
478.     end
479.     Y(M)=H1(3+3*J+M)-H1(2+3*J+M);                           % 1ªf Y(5)=H1(29)-H1(28)
480.
481.     M=6;                                                       % CALENTADOR CERRADO 6°
482.     for (N=1:M)
483.         if (N<M)
484.             W(M,N)=0;                                         % 1ªa,b,c,d,e
485.         elseif (N= M)
486.             W(M,N)=H1(6+J+M)-H1(5+4*J+M);                 % 1ªf H1(19)-H1(39)
487.         end
488.         Y(M)=H1(1+3*J+M)-H1(3*J+M);                         % 1ªg Y(6)=H1(28)-H1(27)
489.     end
490.
491.     M=7;                                                       % CALENTADOR CERRADO 7°
492.     for (N=1:M)
493.         if (N<M)
494.             W(M,N)=0;                                         % 1ªa,b,c,d,e,f
495.         elseif (N= M)
496.             W(M,N)=H1(8+J+M)-H1(5+4*J+M);                 % 1ªg H1(22)-H1(40)
497.         end
498.         Y(M)=H1(3*J+M-1)-H1(3*J+M-2);                     % 1ªh Y(7)=H1(27)-H1(26)
499.     end
500.     %*****
501.     %-----%
502.     [F]=FLUJOEXT(J,W,Y);
503.     %*****
504.     %-----%
505.     if ((F(1)<0)|(F(1)>1) | (F(2)<0)|(F(2)>1) | (F(3)<0)|(F(3)>1) | (F(4)<0)|(F(4)>1) | (F(5)<0)|(F(5)>1)..
506.         | (F(6)<0)|(F(6)>1) | (F(7)<0)|(F(7)>1) | (1-F(1)<0) | (1-F(1)-F(2)<0) | (1-F(1)-F(2)-F(3)<0)...
507.         | (1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)<0) | (1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)-F(5)<0) | (1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)-F(5)-F(6)<0)...
508.         | (1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)-F(5)-F(6)-F(7)<0))
509.         EF=1E55;
510.     else
511.         %*****
512.         %----- RECALENTAMIENTO -----%
513.         TW=0;
514.         JJ=C;
515.         for (K=1:JJ)                                           % CALCULA EL TRABAJO DE TURBINA CICLO RECALENTAMIENTO
516.             TW=TW+WT(K);
517.         end
518.         %*****
519.         %-----%
520.         WT=0;                                                 % PARA CALCULAR EL TRABAJO DE TURB EN LAS 7 EXTRAC (REG)
521.         L1=3+4*J;                                             % L1=3+4*7=31
522.         WP=(1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4))*WP;                       % [1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)]*[H1(13)-H1(24)]
523.         WP=WP+(H1(L1)-H1(L1-1));                             % WP=[1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)]*[H1(13)-H1(24)]+[H1(31)-H1(30)]
524.         %WP=(H1(L1)-H1(L1-1));                                % WP=[H1(31)-H1(30)]

```

```

525. %WP=WP+((1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4))*(H1(L1-5)-H1(L1-6))); % [1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)]*[H1(26)-H1(25)]
526. FX=1;
527. for (M=1:J) % J=7
528.     MX=4*M+2-M; % MX=5, MX=8, MX=11, MX=14, MX=17, MX=20 Y MX=23
529.     FX=FX-F(M);
530.     WT=WT+FX*(H1(MX)-H1(MX+1));
531.     % WT=[(1-F(1))*(H1(5)-H1(6))] + [(1-F(1)-F(2))*(H1(8)-H1(9))]
        + [(1-F(1)-F(2)-F(3))*(H1(11)-H1(12))]
532.     % + [(1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4))*(H1(14)-H1(15))] + [(1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)-F(5))*(H1(17)-H1(18))]
533.     % + [(1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)-F(5)-F(6))*(H1(20)-H1(21))]
        + [(1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)-F(5)-F(6)-F(7))*(H1(23)-H1(24))]
534. end
535. WT=WT+TW; % PARTE PARA CALCULAR EL TRABAJO TOTAL DE TURBINA
536. FZ=1-F(5)-F(6)-F(7); % PARA CALCULAR EL CALOR RETIRADO EN EL CONDENSADOR
537. QL=(FX*H1(IJ))+((1.-FZ)*(H1((6*J)-2)-H1(IJ+1))); % IJ=24;
538. % QL=[(1-F(1)-F(2)-F(3)-F(4)-F(5)-F(6)-F(7))*H1(24)]+[(1.-F(5)-F(6)-F(7))*(H1(40)-H1(25))]
539. QH=(H1(1)-H1(L1+3)); % QH=[H1(1)-H1(34)]
540. %*****
541. %-----%
542. % PARTE PARA CALCULAR EL CALOR ADICIONADO DE RECALENTAMIENTO
543. K=5; % K=5
544. MK=K-2; % MK=3
545. QH=QH+((1-F(1))*(H1(K)-H1(MK))); % QH=[H1(1)-H1(34)]+[(1-F(1))*(H1(5)-H1(3))]
546. %*****
547. %-----%
548. WN=WT-WP;
549. EF1=100.*WN/QH;
550. %EFICIENCIA TÉRMICA
551. %----//-----
552. EF=1/EF1;
553. %IMPORTANTE NOTAR QUE EF ES EL INVERSO DE LA EFICIENCIA(EF1),
554. %LO QUE PERMITE HALLAR EL VALOR MÁXIMO DE ÉSTA
555. %----//-----
556. %-----
557. %EL VALOR DE LA EFICIENCIA DEBE ESTAR ENTRE 0 Y 100 POR CIENTO
558. if ((1/EF>100)|(1/EF<0)|(abs(imag(EF)))>0)
559.     EF=1E65;
560. else
561.     P1(25)=P1(24);
562.     P1(40)=P1(25);
563.
564.     P1(26)=P1(13);
565.     P1(27)=P1(26);
566.     P1(28)=P1(27);
567.     P1(29)=P1(28);
568.     P1(30)=P1(29);
569.     P1(37)=P1(30);
570.
571.     P1(31)=P1(1);
572.     P1(32)=P1(31);
573.     P1(33)=P1(32);
574.     P1(34)=P1(33);
575.
576.     P1(35)=P1(7);
577.     P1(36)=P1(10);
578.     P1(38)=P1(19);
579.     P1(39)=P1(22);
580.     end
581.     end
582.     end
583.     end
584.     end

```