



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Eficiencia de una planta  
geotérmica de ciclo binario  
mediante cálculos de exergía**

**TESIS**

Que para obtener el título de

**Ingeniero Petrolero**

**P R E S E N T A**

Uriel García Ángeles

**DIRECTOR DE TESIS**

Dr. Teodoro Iván Guerrero Sarabia



**Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2024**

Un agradecimiento especial al Grupo de Investigación en Ingeniería Multifásica y Aseguramiento de Flujo (GIIMAF) de la Facultad de Ingeniería por las facilidades otorgadas para la realización de este trabajo.



# Agradecimientos.

*El presente trabajo no había podido realizarse sin el apoyo de aquellas personas que me brindaron el soporte necesario, por ello quiero agradecer a los siguientes:*

**A mis padres Imelda y Adán** por brindarme su cariño y apoyo incondicional, así como la mayor herencia que jamás podré recibir, el conocimiento. Los amo.

**A mis tíos Leticia y Daniel** por ser mis segundos padres y un pilar fundamental en mi crecimiento desde que llegue a la ciudad. Por estar presentes incluso hasta en los momentos más difíciles de mí vida. Sobre todo, a mi tía, Leticia García Quirino, por haberme secado las lágrimas y no permitir que regresara a mi casa cuando estuve a punto de renunciar sin haber empezado. Te quiero mucho.

**A mi hermano César** por ser una fuente constante de aprendizaje para mí, hacerme ver mis errores y no solo ser mi hermano, si no mi mejor amigo y la persona en la que más confié en este mundo. Te quiero viejito

**A mi hermana Nadia** por ser siempre mi inspiración para dar el máximo potencial. Eres el sol que ilumina incluso mis noches más oscuras.

**A todos mis profesores** por el tiempo y paciencia que han tenido al compartir sus conocimientos conmigo tanto en el salón de clases como en el gimnasio. Agradezco infinitamente haberme demostrado que soy capaz de presentarme ante un público haciendo lo que me apasiona. Nunca olvidare sus lecciones académicas y de vida.

**A la Dra. Rosa María** por permitirme trabajar a su lado y sembrar en mí la idea de este trabajo que me ha abierto la puerta a nuevas oportunidades y panoramas que me ayudaran a crecer como un excelente ingeniero petrolero. Muchas gracias doctora.

**Al Dr. Iván** por recibirme como su tesista y darme la oportunidad de enfrentarme a nuevos desafíos que jamás pensé. Agradezco su tiempo y paciencia por ayudarme hacer de una idea, una realidad. Muchas gracias doc.

**A mi familia** por contar siempre con su apoyo y formar parte en esta etapa de mi vida. Los llevo siempre en mi memoria.

**A aquellos amigos** que han sabido que decirme cuando compartimos momentos juntos. Si la vida me lo permite espero estar ahí para ustedes.

# Resumen

El aprovechamiento de los recursos geotérmicos para generar energía eléctrica es un tema de actualidad e interés en México y el mundo. Para tal efecto, en la industria se dispone de diferentes tipos de plantas generadoras que operan en ciclos termodinámicos de acuerdo con la energía térmica del fluido del yacimiento. En cualquier caso, es importante determinar su eficiencia para identificar las mejores condiciones de operación.

Para tal efecto, la eficiencia de una planta de potencia, y en general de cualquier proceso que involucre conversiones de trabajo y calor, puede determinarse mediante diversos enfoques. Uno de ellos está basado en cálculos de exergía. Siendo ésta una propiedad del conjunto sistema/alrededores, permite estimar cuánta energía térmica proveniente de una fuente de calor será transformada en trabajo útil y cuánta se perderá hacia el entorno. Ahora bien, este tipo de enfoque involucra cálculos extensos, por lo que resulta conveniente automatizarlos.

En este contexto, y siendo la geotermia un área afín a la ingeniería petrolera, el objetivo de este trabajo es: *“Integrar una metodología que permita determinar la eficiencia de una planta de ciclo binario mediante cálculos de exergía, e implementarla en un programa computacional que cuente con una interfaz amigable para el usuario”*.

El escrito comienza con una revisión de conceptos de termodinámica relevantes para el estudio de la exergía y los procesos involucrados en la operación de las plantas geotérmicas. Posteriormente, se describen aspectos generales de los sistemas geotérmicos y los diferentes tipos de plantas geotérmicas existentes en la industria para la generación de energía eléctrica. Se presenta una metodología para determinar la eficiencia de una planta de ciclo binario mediante cálculos de exergía. Se describe la herramienta computacional desarrollada a partir de esa metodología, y se discute la verificación de sus resultados a partir de datos de un caso de aplicación reportado en la literatura. Finalmente, se presentan estudios paramétricos para identificar los efectos de variables selectas del sistema sobre la eficiencia de la planta y los cálculos de exergía.

# Prefacio

En la actualidad, la inagotable demanda de energía eléctrica y productos derivados de los recursos fósiles, así como el calentamiento global, son dos problemáticas de preocupación a nivel mundial. Ambas están estrechamente relacionadas, puesto que el incremento de la temperatura en el planeta se debe a la acumulación de los gases de efecto invernadero generados por una sociedad sustentada principalmente en el petróleo, el gas natural y el carbón.

Considerando que los grandes campos petroleros se encuentran en su etapa de declinación, aunado a las constantes penalizaciones internacionales por el uso del carbón, los gobiernos del mundo están promoviendo el desarrollo y aprovechamiento de energías renovables en un intento por mitigar las problemáticas referidas; al respecto, además de la energía hidroeléctrica tradicional, pueden mencionarse las energías solar, eólica y geotérmica, entre otras.

Particularmente, la energía geotérmica es un recurso natural asociado a fuentes de calor dentro del subsuelo, y cuyo origen está asociado a la actividad tectónica o volcánica que favorece el ascenso de material magmático hacia la corteza terrestre. En cualquier caso, el agua acumulada en los yacimientos geotérmicos constituye el medio de transporte de la energía térmica a la superficie, sea en forma de géiseres, manantiales hidrotermales y fumarolas; o bien, el fluido geotérmico, sea como vapor, líquido o una mezcla de ambas fases, puede extraerse artificialmente por medio de pozos perforados para tal efecto.

El principal uso de los recursos geotérmicos en la industria es la generación de energía eléctrica, aunque también tienen otras aplicaciones directas; por ejemplo, en balneología, la deshidratación de frutas, el cultivo de hongos comestibles y el secado de madera para construcción de inmuebles, por mencionar algunos.

Para la generación de energía eléctrica a partir de energía geotérmica existen diferentes tipos de plantas de potencia, cuyo diseño depende del rango de temperatura del fluido geotérmico y en qué fase se encuentra éste. De esta manera, se tienen plantas de vapor

seco, plantas tipo flash y plantas de ciclo binario. Estas últimas se diferencian de las dos primeras en que el fluido geotérmico se utiliza exclusivamente para calentar y vaporizar a un fluido de trabajo que acciona la turbina de la planta, la cual a su vez transfiere la energía mecánica al generador de electricidad. En las plantas de vapor seco y tipo flash, el fluido geotérmico es el que realiza el trabajo de la turbina.

Para calcular la eficiencia de las plantas geotérmicas existen diferentes enfoques. Uno de ellos considera la aplicación de cálculos de exergía. Siendo ésta una propiedad del conjunto sistema/alrededores, permite obtener una mejor estimación de cuánta de la energía térmica disponible se transformará en trabajo útil y cuánta se perderá hacia el entorno. Ahora bien, determinar la eficiencia de planta con este enfoque involucra cálculos extensos, por lo que resulta conveniente automatizarlos en un programa computacional.

En el contexto descrito, y considerando que la geotermia constituye un área afín a la ingeniería petrolera, a continuación, se presentan los objetivos de esta tesis.

## **Objetivo General**

Integrar una metodología para determinar la eficiencia de una planta de ciclo binario mediante cálculos de exergía, e implementarla en un programa computacional que cuente con una interfaz amigable para el usuario.

## **Objetivos específicos**

- Revisión y documentación de conceptos importantes en termodinámica que resulten en la introducción de la exergía. En adición, se retoma el comportamiento termodinámico de las sustancias puras, así como el estudio de los ciclos de vapor fundamentales para un mejor entendimiento del comportamiento de los fluidos y ciclos involucrados en plantas geotérmicas de ciclo binario.

- Revisión y documentación de conceptos básicos sobre geotermia con especial profundización en las diferentes plantas geotérmicas existentes.
- Descripción de la metodología empleada para determinar las propiedades termodinámicas de los fluidos empleados (geotérmico y de trabajo), las condiciones de operación por componente de la planta (bomba, intercambiador de calor, turbina y condensador); así como los cálculos de exergía (recuperada, gastada y destruida) y la eficiencia de la planta.
- Implementar la herramienta computacional con un caso de aplicación consultado de la literatura, y cotejar los resultados de la herramienta con los registrados en la misma.
- Realizar estudios paramétricos para analizar el comportamiento de la eficiencia de la planta en función variables selectas del sistema.

## **Contenido de la tesis**

El capítulo 1 se centra en revisar conceptos sobre termodinámica relevantes en el contexto de esta obra, a fin de tener un mejor entendimiento sobre exergía, así como los procesos involucrados en plantas geotérmicas de ciclo binario. Para tal efecto, son considerados relevantes los siguientes temas: comportamiento termodinámico de sustancias puras, primera y segunda ley de la termodinámica, análisis de ciclos de potencia de vapor e introducción a la exergía.

El capítulo 2, tiene por objetivo ilustrar los diferentes tipos de plantas geotérmicas existentes, según el fluido contenido en el yacimiento (vapor seco, mezcla vapor con líquido y agua caliente) con especial énfasis en plantas de ciclo binario. Así mismo, se incluyen conceptos básicos sobre energía geotérmica, clasificación de sistemas geotérmicos, y las aplicaciones no relacionadas con la producción de energía eléctrica (usos directos).

En el capítulo 3, se presenta la metodología aplicada para determinar la eficiencia de una planta de ciclo binario mediante cálculos de exergía, la cual se encuentra organizada en tres principales etapas: 1) propiedades termodinámicas del agua e isopentano en función de la presión y la temperatura, mediante algoritmos de interpolación 2D sobre tablas de vapor; 2) condiciones de operación por componente (turbina, condensador, bomba, precalentador y evaporador); y 3) exergía (gastada, recuperada, destruida) y eficiencia de la planta.

En el capítulo 4, se presenta la herramienta computacional desarrollada para calcular la eficiencia de una planta geotérmica de ciclo binario a partir de cálculos de exergía. Primeramente, se describen las características del programa, indicando los datos de entrada requeridos y los resultados que genera. Posteriormente, es implementada con un caso de aplicación consultado en la literatura. Finalmente, la herramienta computacional es verificada exitosamente con los resultados de la literatura.

El capítulo 5 contiene los estudios paramétricos con variables selectas del sistema, a fin de estudiar el comportamiento de la eficiencia de la planta.



# Contenido

Resumen.....	III
Prefacio.....	IV
Lista de figuras.....	X
Lista de tablas .....	XIII
Nomenclatura .....	XV

## Capítulo 1. Fundamentos sobre termodinámica

1.1 Comportamiento termodinámico de las sustancias puras .....	1
1.1.1 Calentamiento de una sustancia pura y cambio de fase L-V.....	2
1.1.2 Diagramas termodinámicos.....	3
1.2 Primera ley de la termodinámica .....	5
1.2.1 Formas de energía .....	7
1.2.2 Modos de transferencia de calor .....	9
1.2.3 Formas de trabajo .....	11
1.3 Segunda ley de la termodinámica .....	12
1.3.1 Procesos reversibles e irreversibles.....	13
1.3.2 Máquinas térmicas .....	13
1.3.3 Eficiencia en la conversión y la transferencia de energía.....	16
1.3.4 Entropía.....	17
1.4 Ciclos de vapor.....	19
1.4.1 Ciclo de Carnot.....	19
1.4.2 Ciclo Rankine .....	21
1.5 Exergía.....	23
1.5.1 Trabajo útil.....	24
1.5.2 Destrucción de exergía.....	24
1.5.3 Eficiencia según la segunda ley de la termodinámica .....	26
1.5.4 Transferencia de exergía por medio de calor, trabajo y masa.....	28
1.5.5 Balance de exergía para volúmenes de control .....	30

## Capítulo 2. Energía geotérmica y su uso en generación de energía eléctrica

2.1 Energía geotérmica.....	31
2.1.1 Sistemas geotérmicos .....	31

2.1.2 Usos de la energía geotermia .....	35
2.2 Tipos de plantas geotérmicas para la generación de energía eléctrica.....	36
2.2.1 Plantas de vapor seco .....	36
2.2.2 Plantas de flash simple.....	38
2.2.3 Plantas de ciclo binario.....	40

### **Capítulo 3. Cálculos de exergía en plantas geotérmicas de ciclo binario**

3.1 Determinación de propiedades termodinámicas .....	44
3.2 Cálculos de trabajo y transferencia de calor .....	46
3.3 Cálculos de exergía.....	49
3.3.1 Exergía destruida por componente y total .....	49
3.3.2 Exergía gastada .....	51
3.3.3 Exergía recuperada.....	51
3.3.4 Eficiencia según la segunda ley o de la planta.....	52

### **Capítulo 4. Herramienta computacional**

4.1 Descripción de la herramienta computacional.....	53
4.1.1 Datos de entrada y resultados.....	55
4.2 Ejemplo de aplicación .....	56
4.2.1 Planteamiento del problema.....	57
4.2.2 Estrategia de resolución .....	58
4.3 Verificación del programa.....	61

### **Capítulo 5. Estudios paramétricos**

5.1 Caso de estudio .....	65
5.2 Efecto de la presión de succión de la turbina .....	66
5.3 Efecto de la presión de descarga de la turbina .....	70
5.4 Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina .....	75
5.5 Efecto de la eficiencia isentrópica de la bomba .....	79

<b>Conclusiones y recomendaciones .....</b>	<b>83</b>
---	-----------

<b>Referencias bibliográficas.....</b>	<b>85</b>
--	-----------

<b>Anexo A. Tablas de propiedades termodinámicas.....</b>	<b>87</b>
---	-----------

# Lista de figuras

<b>Figura 1.1</b> Proceso de cambio de fases líquido-vapor para el agua.....	3
<b>Figura 1.2</b> Diagrama T-V de un proceso isobárico .....	3
<b>Figura 1.3</b> Diagrama P-V de una sustancia pura.....	4
<b>Figura 1.4</b> Diagrama P-T de una sustancia pura .....	5
<b>Figura 1.5</b> Convención de signos para la entrada y salida de calor de un sistema .....	6
<b>Figura 1.6</b> Convención de signos para la interacción del trabajo en un sistema .....	7
<b>Figura 1.7</b> Trabajo de flecha.....	12
<b>Figura 1.8</b> Diagrama general de una máquina térmica .....	14
<b>Figura 1.9</b> Esquema general del ciclo de Carnot .....	20
<b>Figura 1.10</b> Diagrama T-s para un ciclo de Carnot.....	20
<b>Figura 1.11</b> Diagrama T-s para un ciclo Rankine .....	22
<b>Figura 2.1</b> Estructura interna de la Tierra (Modificada de Dickson y Fanelli, 2011). ....	32
<b>Figura 2.2</b> Representación de un sistema geotérmico (Modificado de Dickson y Fanelli, 2011) .....	33
<b>Figura 2.3</b> Clasificación de los recursos geotérmicos con base en su temperatura .....	34
<b>Figura 2.4</b> Diagrama de Lindal (basado en Dickson y Fanelli, 2011; y Patsa, Zarrouk y Van Zyl, 2015).....	36
<b>Figura 2.5</b> Esquema general de una planta de gas seco (DiPippo, 2016).....	37
<b>Figura 2.6</b> Esquema general de una planta flash (DiPippo, 2016). .....	39
<b>Figura 2.7</b> Arreglo de pozos: a) un solo separador para varios pozos en la estación de poder y b) dos separadores remotos fuera de la estación de poder .....	40
<b>Figura 2.8</b> Diagrama general de una planta de ciclo binario (DiPippo, 2016).....	42
<b>Figura 2.9</b> Diagrama temperatura contra transferencia de calor en el conjunto precalentador/evaporador (DiPippo, 2016). .....	43
<b>Figura 4.1</b> Interfaz gráfica del programa computacional desarrollado para calcular la eficiencia de una planta geotérmica de ciclo binario. ....	54

<b>Figura 4.2</b> Ejemplo de datos de entrada (celdas en amarillo) y resultados calculados (celdas en verde claro) en la interfaz gráfica del programa.....	55
<b>Figura 4.3</b> Ejemplo de los resultados de la herramienta de cómputo desarrollada .....	56
<b>Figura 4.4</b> Esquema general de la planta de ciclo binario con datos conocidos de presión en el problema.....	58
<b>Figura 4.5</b> Diagrama cualitativo T-s del comportamiento termodinámico del fluido de trabajo en una planta de ciclo binario.....	59
<b>Figura 4.6</b> Datos de entrada y resultados de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo por estado .....	60
<b>Figura 4.7</b> Datos de entrada y resultados de las condiciones operativas de los componentes de la planta .....	61
<b>Figura 4.8</b> Cálculos de exergía para el problema analizado.....	62
<b>Figura 5.1</b> Diagrama cualitativo T-s del proceso correspondiente al ciclo del isopentano como fluido de trabajo en una planta de ciclo binario .....	66
<b>Figura 5.2</b> Efecto de la presión de succión de la turbina en la eficiencia de la planta ..	67
<b>Figura 5.3</b> Efecto de la presión de succión de la turbina en las exergías recuperada, gastada y destruida.....	68
<b>Figura 5.4</b> Efecto de la presión de succión de la turbina en los gastos másicos de los fluidos geotérmico y de trabajo .....	69
<b>Figura 5.5</b> Efecto de la presión de descarga de la turbina en la eficiencia de la planta. ....	71
<b>Figura 5.6</b> Efecto de la presión de descarga de la turbina en las exergías recuperada, gastada y destruida.....	73
<b>Figura 5.7</b> Efecto de la presión de descarga de la turbina en los gastos másicos de fluido geotérmico y de trabajo .....	74
<b>Figura 5.8</b> Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina en la eficiencia de la planta .....	76
<b>Figura 5.9</b> Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina en la exergías recuperada, gastada y destruida.....	77

<b>Figura 5.10</b> Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina en la exergía recuperada, gastada y destruida .....	78
<b>Figura 5.11</b> Efecto de la eficiencia isentrópica de la bomba en la eficiencia de la planta .....	80
<b>Figura 5.12</b> Efecto de la eficiencia isentrópica de la bomba en las exergías recuperada, gastada y destruida .....	81
<b>Figura 5.13</b> Efecto de la eficiencia isentrópica de la bomba en los gastos másicos del fluido geotérmico y de trabajo .....	82
<b>Figura A1</b> Tabla de propiedades termodinámicas para el agua saturada (Cengel, 2019) .....	87
<b>Figura A.2</b> Tabla de propiedades termodinámicas para el agua saturada (conclusión) (Cengel, 2019). .....	88
<b>Figura A.3</b> Tabla de propiedades termodinámicas para el vapor sobrecalentado (Cengel, 2019) .....	89
<b>Figura A.4</b> Tabla de propiedades termodinámicas para el vapor sobrecalentado (Conclusión) (Cengel, 2019) .....	90
<b>Figura A5</b> Tabla de propiedades termodinámicas para el isopentano saturado (Reynolds, 1979).....	91
<b>Figura A6</b> Tabla de propiedades termodinámicas para el isopentano sobrecalentado (Reynolds, 1979) .....	91

# Lista de tablas

<b>Tabla 4.1</b> Comparación de resultados para las condiciones operativas de los componentes de la planta .....	63
<b>Tabla 4.2</b> Comparación de los cálculos de exergía .....	64
<b>Tabla 5.1</b> Eficiencia de la planta para diferentes valores de presión de succión de la turbina .....	67
<b>Tabla 5.2</b> Exergías recuperada, gastada y destruida para diferentes valores de presión de succión de la turbina .....	68
<b>Tabla 5.3</b> Gastos máxicos de los fluidos de trabajo y geotérmico para diferentes valores de presión de succión de la turbina.....	69
<b>Tabla 5.4</b> Eficiencia de la planta para diferentes valores de presión de descarga de la turbina .....	71
<b>Tabla 5.5</b> Exergía recuperada, gastada y destruida para diferentes valores de presión de descarga de la turbina .....	72
<b>Tabla 5.6</b> Gastos máxicos de los fluidos geotérmico y de trabajo para diferentes valores de presión de descarga de la turbina .....	74
<b>Tabla 5.7</b> Eficiencia de la planta para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la turbina .....	75
<b>Tabla 5.8</b> Exergía recuperada, gastada y destruida para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la turbina .....	77
<b>Tabla 5.9</b> Gastos máxicos de los fluidos geotérmico y de trabajo para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la turbina. ....	78
<b>Tabla 5.10</b> Eficiencia de la planta para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la bomba .....	80
<b>Tabla 5.11</b> Exergías recuperada, gastada y destruida para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la bomba .....	81

**Tabla 5.12** Gastos máxicos del fluido geotérmico y de trabajo para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la bomba ..... 82

# Nomenclatura

$A$ : Área [ $m^2$ ]

$\bar{c}$ : Calor específico del fluido geotérmico  
 $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$

$E$ : Energía [ $kJ$ ]

$\dot{E}$ : Energía por unidad de tiempo  $\left[\frac{kJ}{s}\right]$

$EC$ : Energía cinética [ $kJ$ ]

$EP$ : Energía potencial [ $kJ$ ]

$e$ : Energía del sistema por unidad de masa  
 $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$e_c$ : Energía cinética por unidad de masa  
 $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$em$ : Energía mecánica  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$e_p$ : Energía potencial por unidad de masa  
 $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$F$ : Fuerza [ $N$ ]

$H$ : Entalpía [ $kJ$ ]

$h$ : Entalpía por unidad de masa  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$Irr$ : Irreversibilidades [ $kJ$ ]

$\dot{m}$ : Gasto másico  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$m$ : Masa [ $kg$ ]

$P$ : Presión [ $MPa$ ]

$Q$ : Calor [ $kJ$ ]

$\dot{Q}$ : Calor por unidad de tiempo  
 $\left[\frac{kJ}{s}\right]$  o [ $kW$ ]

$q$ : Calor por unidad de masa  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$r$ : Radio [ $m$ ]

$T$ : Temperatura [ $K$ ]

$t$ : Tiempo [ $s$ ]

$S$ : Entropía  $\left[\frac{kJ}{K}\right]$

$s$ : Entropía por unidad de masa  $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$

$U$ : Energía interna [ $kJ$ ]

$u$ : Energía interna por unidad de masa  
 $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$V$ : Volumen [ $m^3$ ]

$\hat{v}$ : Volumen específico  $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$

$W$ : Trabajo [ $kJ$ ]

$\dot{W}$ : Potencia [ $kW$ ]

$w$ : Trabajo por unidad de masa  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$



$X$ : Exergía [ $kJ$ ]

$x$ : Calidad del vapor [*fracción*]

### Letras griegas

$\Delta$ : Cambio

$\delta$ : Cantidades diferenciales

$\psi$ : Exergía de corriente [ $\frac{kJ}{kg}$ ]

$\rho$ : Densidad [ $\frac{kg}{m^3}$ ]

$\eta$ : Eficiencia [%]

### Subíndices

0: Estado muerto

1: Estado inicial

2: Estado final

$a$ : Proceso real

$alr$ : Alrededores

$b$ : Bomba

$cald$ : Caldera

$cond$ : Condensador

$d$ : Destruída

$ent$ : Entrada

$fg$ : Fluido geotérmico

$ft$ : Fluido de trabajo

$gast$ : Gastada

$genr$ : Generador

$gen$ : Generado

$ic$ : Intercambiador de calor

$m$ : Masa

$mec$ : Mecánica

$net$ : Neto

$per$ : Perdido

$rec$ : Recuperada

$req$  requerido

$rev$ : Reversible

$sal$ : Salida

$s$ : Proceso isentrópico

$sum$ : Suministrada

$sup$ : Superficial

$tc$ : transferencia de calor

$ter$ : Térmica

$tur/gen$ : Conjunto turbina generador

$tur$ : Turbina

$v.c$ : Volumen de control

# Capítulo 1

## Fundamentos de termodinámica

En el presente capítulo, se revisan conceptos de termodinámica relevantes en el contexto de esta obra, a fin de tener un mejor entendimiento sobre exergía, así como los procesos involucrados en plantas geotérmicas de ciclo binario. Para tal efecto, se abordan los siguientes temas: comportamiento termodinámico de las sustancias puras, primera y segunda ley de la termodinámica, análisis de ciclos de potencia de vapor y una introducción a conceptos de exergía.

### 1.1 Comportamiento termodinámico de las sustancias puras

Los fluidos utilizados en la operación de máquinas térmicas constituyen el medio a través del cual, se transporta la energía térmica obtenida de una fuente de calor hacia un dispositivo que la transformará en trabajo útil. Durante estos procesos, las sustancias experimentan diversos cambios de fase, que repercuten en la operación y desempeño de los componentes que conforman dichas máquinas. En consecuencia, es fundamental conocer el comportamiento termodinámico del fluido en función de la presión y la temperatura a las cuales se somete.

## 1.1.1 Calentamiento de una sustancia pura y cambio de fase

### L-V

Una sustancia pura, es aquella cuya composición química no cambia independientemente de la fase en que se encuentre. El agua, por ejemplo, conservará su composición de dos átomos de hidrógeno y un oxígeno, no importando si se encuentra como líquido, sólido (hielo) o vapor. Esta regla es válida incluso para un sistema en dos o tres fases, siempre y cuando la composición de todas las sustancias involucradas sea la misma, un ejemplo de lo anterior puede ser, agua con hielo; o de agua, hielo y vapor coexistiendo en equilibrio.

En problemas relacionados con máquinas térmicas, es de especial interés analizar cómo se comporta el fluido de trabajo cuando transita entre las fases líquido y vapor (L-V). Para ilustrar este tipo de procesos, se considera un cilindro con émbolo mostrado en la **Figura 1.1**, el cual contiene cierta cantidad de agua líquida a una temperatura de 20°C y una atmósfera de presión. En esta condición, el agua está “lejos” de evaporarse, por lo cual se dice que está en un estado de líquido comprimido o subenfriado.

Cuando el agua es calentada hasta alcanzar 100°C, se transformará en un líquido saturado (líquido a punto de evaporar); en este punto la temperatura comenzará a ser constante, pero el volumen continuará aumentando. Si el proceso de calentamiento continúa, el siguiente estado en alcanzarse será el de vapor saturado (vapor a punto de condensar). Finalmente, si se añade a un más calor, la temperatura del vapor volverá a incrementarse, por ejemplo, a 150 °C, y se convertirá en vapor sobrecalentado (vapor lejos de condensar).

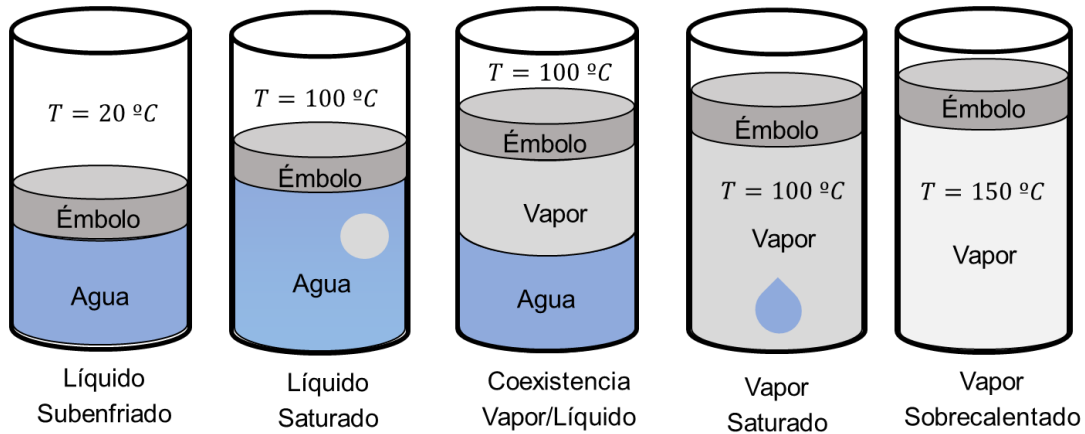


Figura 1.1 Proceso de cambio de fases líquido-vapor para el agua.

### 1.1.2 Diagramas termodinámicos

El proceso (isobárico) de calentamiento descrito en la sección 1.1.1 se puede ilustrar en un diagrama termodinámico de temperatura vs. volumen (T-V), como se muestra en la **Figura 1.2**. Con relación a la temperatura durante el cambio de fase, debe mencionarse que ésta cambiará si el proceso se realiza a una presión diferente. De esta manera, para una sustancia pura durante el estado de saturación, la temperatura es dependiente de la presión a la que ocurre el proceso. A estos valores se les conoce como temperatura y presión de saturación.

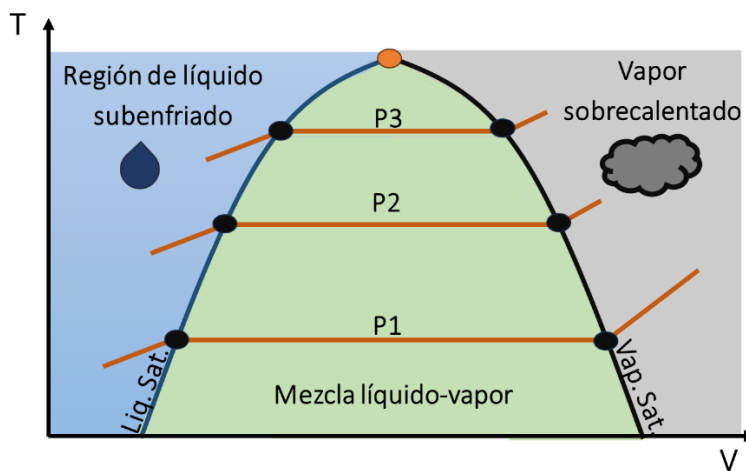
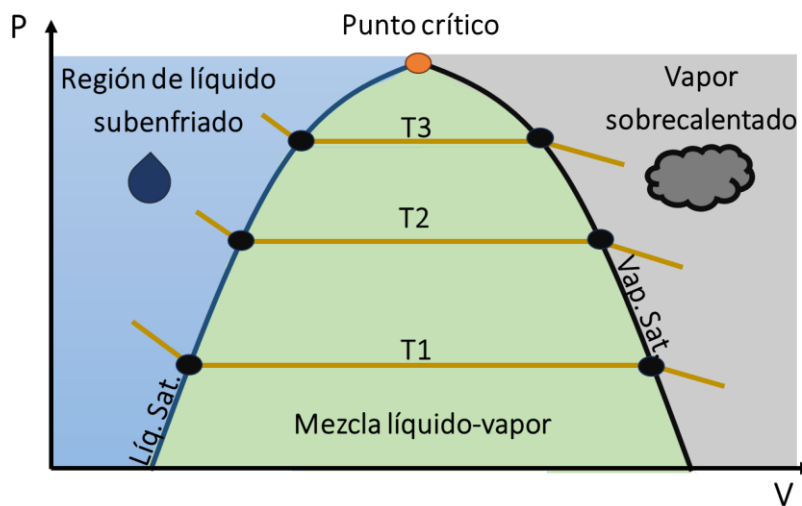


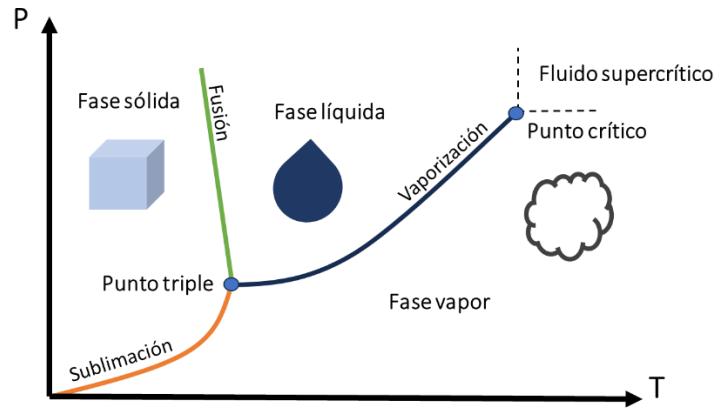
Figura 1.2 Diagrama T-V de un proceso isobárico.

Con referencia a la **Figura 1.2**, al repetir el proceso de evaporación a diferentes presiones, es posible construir una envolvente de fases que divide al diagrama en las siguientes regiones: **líquido subenfriado**, **vapor sobrecalentado** y **mezcla de vapor/líquido**; así mismo, se crean las curvas de **líquido saturado** y de **vapor saturado**. Como puede observarse, estas últimas se unen en el **punto crítico**; donde las propiedades intensivas de las fases líquido y vapor son idénticas.

A partir de tres propiedades intensivas de las sustancias pueden construirse diferentes diagramas, siendo los más comunes el de Presión contra Volumen (**Figura 1.3**) y Presión contra Temperatura (**Figura 1.4**); con respecto a este último, se le refiere usualmente como diagrama de fases. En capítulos posteriores se presentarán diagramas en términos de temperatura y entropía para ilustrar ciclos termodinámicos.



**Figura 1.3** Diagrama P-V de una sustancia pura donde  $T_1 > T_2 > T_3$ .



**Figura 1.4** Diagrama P-T de una sustancia pura.

Para determinar cualquier propiedad termodinámica dentro de la región de dos fases se utiliza el parámetro denominado **calidad**, definida ésta como la cantidad de masa de vapor entre la cantidad de masa total de la mezcla:

$$x = \frac{\text{masa vapor}}{\text{masa total}} = \frac{\text{masa de vapor}}{\text{masa de vapor} + \text{masa de líquido}} \quad \dots \quad (1.1)$$

## 1.2 Primera ley de la termodinámica

La termodinámica, es una parte de la física que se encarga del estudio de las distintas formas de energía de un sistema y su interacción con el entorno bajo condiciones de equilibrio, y se fundamenta en diversas leyes o principios universales.

La primera ley de la termodinámica establece que, los cambios en la energía total de un sistema estarán dados por la diferencia entre la energía total que entra al sistema menos la energía total que sale; de esta manera, se tiene que:

$$\left( \text{Energía total que entra al sistema} \right) - \left( \text{Energía total que sale del sistema} \right) = \left( \text{Cambio en la energía total del sistema} \right) \quad \dots \quad (1.2)$$

En sistemas cerrados (masa de control), el calor y el trabajo son las únicas formas de energía en tránsito. Por otra parte, en sistemas abiertos (volumen de control), una tercera forma de transferencia de energía ocurre a través de los gastos másicos que entran o salen del sistema. En cada caso, la primera ley de la termodinámica puede expresarse como:

- Sistemas cerrados:

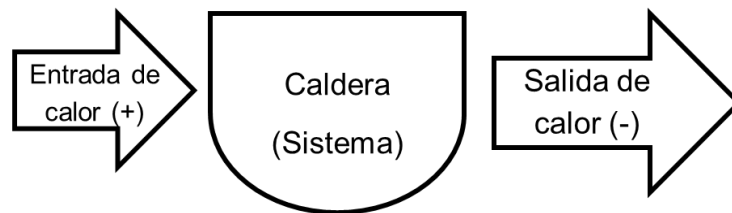
$$\Delta E_{total,sist} = Q_{neto} \pm W_{neto} \cdot \dots \quad (1.3)$$

- Sistemas abiertos:

$$\Delta \dot{E}_{total,v.c} = \dot{Q}_{neto} \pm \dot{W}_{neto} + \sum_{al\ v.c.}^{entra} \dot{m} * e - \sum_{del\ v.c.}^{sale} \dot{m} * e, \dots \quad (1.4)$$

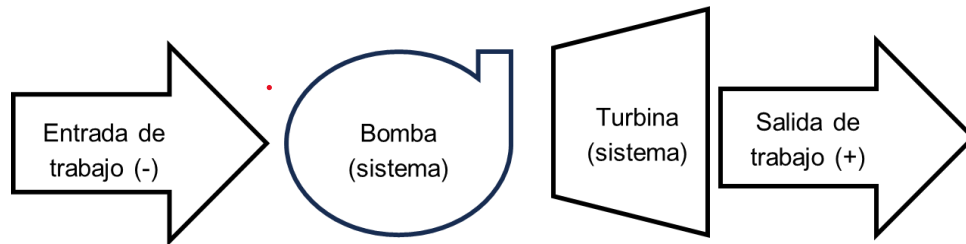
donde la ecuación 1.4 se expresa por unidad de tiempo. Con relación al uso de los signos (positivo o negativo) de los términos asociados a las interacciones de calor y trabajo, se tiene la siguiente convención: **(Figura 1.5)**.

1. Si la transferencia de calor ocurre desde el exterior hacia el sistema, entonces se asume positiva. Por otra parte, si ocurre del sistema al exterior, entonces es una cantidad negativa **(Figura 1.5)**. Un proceso donde no existe transferencia de calor se denomina **adiabático**.



**Figura 1.5** Convención de signos para la entrada y salida de calor de un sistema.

2. En cuanto al trabajo, se asume positivo si el sistema lo produce hacia sus alrededores. En caso contrario, si el sistema consume trabajo será una cantidad negativa **(Figura 1.6)**.



**Figura 1.6** Convención de signos para la interacción del trabajo en un sistema.

### 1.2.1 Formas de energía

En termodinámica, determinar la cantidad de energía total que un sistema posee implica conocer todos los tipos de energía que están involucrados bajo un contexto específico. Por lo tanto, es necesario considerar tanto las formas de energía a nivel microscópico como a nivel macroscópico. A continuación, se describen aquellas que son de especial interés para los alcances de este trabajo.

#### a) Energía interna ( $U$ )

La suma de todas las formas de energía que actúan a nivel microscópico en un sistema conforma la denominada **energía interna** ( $U$ ). Dichas formas de energía son: sensible, relacionada con la energía cinética molecular y que se manifiesta a nivel macroscópico como temperatura; latente, involucrada en los cambios de fase; química, asociada a la energía de los enlaces entre átomos; y la nuclear, que toma en cuenta la energía que mantiene la integridad del núcleo atómico (Incropera, 2011). Para el presente trabajo, únicamente se considera la componente térmica de la energía interna, esto es las formas de energía sensible y latente.

#### b) Energía cinética ( $EC$ ).

Es aquella energía relacionada con la velocidad que posee un cuerpo en movimiento rectilíneo. Esta expresada mediante la siguiente ecuación:

$$EC = m * \frac{v^2}{2}, \quad \dots\dots (1.5)$$



donde  $m$  es la masa del sistema, y  $V$  la velocidad. De igual forma, es posible determinar la energía cinética generada por un cuerpo que se encuentre en movimiento rotacional, mediante la siguiente expresión.

$$EC_r = I * \frac{\omega^2}{2}, \quad \dots\dots (1.6)$$

donde  $I$  es el momento de inercia del cuerpo y  $\omega$  es la velocidad angular.

**c) Energía potencial (EP)**

Es la energía que tiene un cuerpo por su posición en un campo gravitacional. Así, un cuerpo posicionado a mayor altura contendrá mayor energía potencial que uno ubicado a nivel del suelo. Su expresión es la siguiente:

$$EP = mgz, \quad \dots\dots (1.7)$$

donde  $g$  es la constante de aceleración gravitacional,  $z$  la altura y  $m$  la masa del objeto. Las energías cinética y potencial a nivel macroscópico se refieren en conjunto como energía mecánica.

**d) Energía total**

A la suma de la energía cinética (EC), potencial (EP) e interna (U) se le conoce como energía total del sistema, expresada de la siguiente manera:

$$E_{Total} = EC + EP + U, \quad \dots\dots (1.8)$$

o bien:

$$E_{Total} = m * \frac{V^2}{2} + mgz + U, \quad \dots\dots (1.9)$$

por unidad de masa:

$$e_{Total} = \frac{V^2}{2} + gz + u. \quad \dots\dots (1.9)$$

Para sistemas abiertos, conviene expresar la energía total por unidad de tiempo. Para tal efecto, se involucra el **gasto másico ( $\dot{m}$ )**, resultando en la siguiente ecuación:

$$\dot{E}_{total} = \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + u \right). \quad \dots\dots (1.10)$$

En el análisis de ciertos procesos termodinámicos, la energía interna suele agruparse con el producto de la presión por el volumen. Como consecuencia, a este conjunto de propiedades se les engloba dentro de una sola, denominada entalpía ( $H$ ):

$$H = PV + U. \quad \dots\dots (1.11)$$

### **1.2.2 Modos de transferencia de calor**

El calor es energía térmica en tránsito que resulta por la diferencia de temperaturas entre dos puntos en el espacio. La transferencia ocurre hacia el cuerpo que se encuentra a menor temperatura (Incropera, 2011). Cabe resaltar que no es una propiedad termodinámica debido a que es función de la trayectoria del proceso. Por otra parte, el calor neto es la suma de todos los diferenciales de calor entre un estado inicial y final:

$$Q_{12} = \int_1^2 \delta Q. \quad \dots\dots (1.12)$$

Como se describe a continuación, el calor se transfiere en tres formas: conducción, convección y radiación.

#### **a) Conducción:**

Este modo de transferencia de calor ocurre como resultado de la actividad molecular en un cuerpo, sea un sólido o un fluido estático (macroscópicamente); de esta manera, las

partículas que poseen mayor energía cinética transfieren su energía a aquellas con menor energía. En gases y líquidos, la transferencia está relacionada a la traslación, rotación y vibración moleculares; mientras que, en sólidos, se atribuye a las vibraciones de los arreglos moleculares y movimiento de electrones libres.

La tasa de transferencia de calor por conducción está dada por la ley de Fourier:

$$\dot{Q} = -KA \left( \frac{dT}{dx} \right), \quad \dots \quad (1.13)$$

donde  $K \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$  es una propiedad del material definida como conductividad térmica.

### **b) Convección:**

Este modo de transferencia de calor se manifiesta en un fluido en movimiento en contacto con una superficie a diferente temperatura. La convección se denomina natural si el movimiento es generado por cambios de densidad en el seno del fluido. Cuando el movimiento se debe a la acción de un medio externo como, por ejemplo, un ventilador, bomba o turbina, se denomina forzada. En cualquier caso, la tasa de transferencia de calor por convección está dada por la ley de enfriamiento de Newton (Jiménez, 2014):

$$\dot{Q} = hA \Delta T, \quad \dots \quad (1.14)$$

donde  $h \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

### **c) Radiación:**

En este caso, el calor se transmite en forma de ondas electromagnéticas. De esta manera, a diferencia de la conducción y la convección, la radiación puede ocurrir inclusive en el vacío (Incropera, 2011). La ley fenomenológica que describe la transferencia de calor por radiación está dada por la ley de Stefan-Boltzmann (Jiménez, 2014):

$$\dot{Q} = \sigma AT_s^4, \quad \dots \quad (1.15)$$

donde  $\sigma = 5.670400 * 10^{-8} \left[ \frac{W}{m^2 K^4} \right]$ . Es conveniente mencionar que, para los alcances de este trabajo, no se considera este modo de transferencia de calor.

### 1.2.3 Formas de trabajo

En termodinámica, el trabajo está definido como la energía relacionada con una fuerza ( $F$ ) que actúa a lo largo de una distancia ( $L$ ):

$$W = F * L . \quad \dots\dots \quad (1.16)$$

Al igual que el calor, el trabajo es función de la trayectoria del proceso y, por lo tanto, no constituye una propiedad termodinámica. De esta manera, para cuantificar el trabajo neto realizado durante un proceso, es necesario sumar todas las cantidades diferenciales de trabajo durante la trayectoria:

$$W_{12} = \int_1^2 \delta W . \quad \dots\dots \quad (1.17)$$

Al trabajo realizado por unidad de tiempo se le conoce como **potencia**  $\dot{W}$ . A continuación, se describen las principales formas de trabajo.

#### a) Trabajo de expansión

Para ilustrar al trabajo de expansión, se ejemplifica con un gas contenido en un recipiente con fronteras móviles. Si el gas se expande, ejerce presión sobre las paredes del contenedor y provoca el movimiento de sus fronteras sobre cierta distancia. Entonces, para calcular el trabajo derivado de la expansión del gas, debe cuantificarse la relación entre la presión y los cambios volumétricos del sistema. De esta manera, el trabajo de expansión se describe matemáticamente como:

$$W = \int_{v_1}^{v_2} P \delta V . \quad \dots\dots \quad (1.18)$$

## b) Trabajo de flecha

Una de las formas de transmitir energía mediante trabajo mecánico, es con la acción de rotar un eje, denominado “**Trabajo de eje o flecha**” (Figura 1.7). Físicamente puede representarse como un disco giratorio de radio  $r$  conectado a un eje de longitud  $s$ . El trabajo generado de esta manera se calcula como el producto del momento de torsión ( $T$ ) por el número de revoluciones ( $n$ ) que realice del disco:

$$W_{flecha} = (2\pi r)nT. \quad \dots\dots (1.19)$$

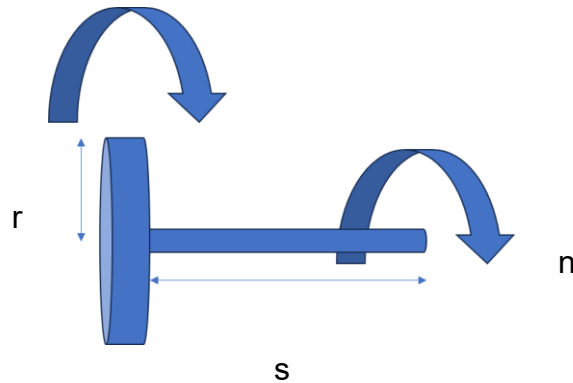


Figura 1.7 Trabajo de flecha.

## 1.3 Segunda ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica se limita a contabilizar los cambios en la energía total de un sistema, y cumplirla no garantiza que un proceso realmente se lleve a cabo. Para tal efecto, es necesario implementar un principio adicional denominado segunda ley de la termodinámica, la cual establece que todos los procesos reales siempre ocurren en un solo sentido y que la energía posee calidad (Cengel, 2019). Derivado de esta ley, es posible determinar los límites teóricos de un proceso para entregar su máximo potencial, abriendo caminos hacia la mejora. A continuación, se abordan conceptos relevantes para el estudio de los procesos y ciclos termodinámicos mediante la segunda ley de la termodinámica.

### 1.3.1 Procesos reversibles e irreversibles

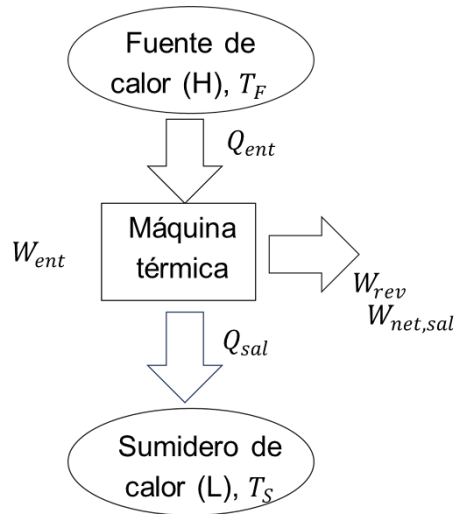
Los procesos **reversibles** son aquellos que pueden regresar al sistema a su estado inicial sin dejar rastro en los alrededores. Este tipo de procesos son considerados dentro de la termodinámica como ideales, pues no ocurren en la naturaleza, pero sirven como referencia para establecer límites teóricos máximos sobre el desempeño de un proceso. Por el contrario, aquellos procesos que no son reversibles se les denomina **irreversibles** y son los que efectivamente tienen lugar en la naturaleza. Algunas de las causas de irreversibilidad son la fricción, la transferencia de calor y la deformación inelástica de sólidos, por mencionar solo algunas (Cengel, 2019).

### 1.3.2 Máquinas térmicas

La conversión de trabajo en calor es un proceso que tiende a ocurrir de manera natural, sin embargo, lo inverso no resulta tan fácil y requiere la intervención del ingenio humano. Para tal efecto, se tienen las denominadas máquinas térmicas, cuyos aspectos generales son:

1. Requieren de una fuente de calor a alta temperatura.
2. Solo una fracción de este calor está destinado a convertirse en trabajo.
3. El calor que no ha logrado convertirse en trabajo es rechazado mediante un sumidero.
4. Funcionan bajo ciclos.

Para operar una máquina térmica, se requiere emplear un **fluido de trabajo** (generalmente, vapor de agua) encargado de transportar el calor proveniente de la fuente para su posterior transformación en trabajo mecánico. El diagrama general de una máquina térmica se presenta en la **Figura 1.8**.



**Figura 1.8** Diagrama general de una máquina térmica.

Donde:

- $Q_{ent}$  → Calor suministrado al vapor proveniente de una fuente que se mantiene a una temperatura elevada y constante ( $T_F$ ).
- $Q_{sal}$  → Calor emitido por el vapor dentro de un condensador y dirigido hacia un sumidero que se mantiene a baja temperatura y constante ( $T_S$ ).
- $W_{net,sal}$  → Trabajo que entrega el vapor al expandirse en una turbina.
- $W_{ent}$  → Cantidad de trabajo requerido para comprimir el agua a la presión de la caldera.

El objetivo de las máquinas térmicas es evaporar agua comprimida por una bomba con el fin de enviarla a una turbina que será accionada gracias a la expansión del fluido, perdiendo presión durante el proceso. El trabajo neto de salida es la variable que usualmente se registra, ya que esta será utilizada para generar energía eléctrica; matemáticamente, se determina como:

$$W_{net,sal} = W_{sal} - W_{ent} . \quad \dots \quad (1.20)$$

Los análisis realizados a las máquinas térmicas pueden llevarse a cabo con referencia a masas de control, ya que el contenido másico es constante durante largos periodos de tiempo en cualquier punto de la máquina, sea una bomba, turbina, caldera o condensador. Ya que en sistemas cerrados los cambios en la energía interna son nulos, el trabajo neto de salida puede expresarse mediante.

$$W_{net,sal} = Q_{ent} - Q_{sal} . \quad \dots \quad (1.21)$$

En la realidad, el vapor (fluido de trabajo) no puede emplear todo el calor que recibió para generar trabajo neto, entonces, siempre se tendrá una fracción “desperdiciada” que debe desecharse en algún punto. Por lo tanto, se hace imprescindible el empleo de condensadores (sumideros) para cualquier máquina térmica que trabaje bajo un ciclo.

Debido a lo anterior es necesario establecer una relación entre el trabajo de salida neto con respecto al calor denominada **eficiencia térmica**.

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}} . \quad \dots \quad (1.22)$$

Considerando la expresión 1.30 en función del calor de entrada y salida, se tiene que:

$$\eta = \frac{Q_{ent}}{Q_{ent}} - \frac{Q_{sal}}{Q_{ent}} = 1 - \frac{Q_{sal}}{Q_{ent}} . \quad \dots \quad (1.23)$$

De acuerdo con las expresiones anteriores, es posible intuir que la energía térmica posee cierto grado de **calidad**, y conforme la fuente se encuentre a mayor temperatura, el calor transferido al fluido de trabajo también aumentará, produciendo una mayor cantidad de trabajo neto a la salida.

Las máquinas térmicas pueden ser modeladas como procesos reversibles con el objetivo de tener un modelo ideal con el cual comparar los procesos reales (irreversibles) y buscar cualquier imperfección que impida acercarse al máximo potencial. En dichos análisis, siempre se cumplen los principios de Carnot:



a) Las máquinas reversibles siempre tendrán mayor eficiencia que las irreversibles operando entre los mismos fuente y sumidero.

b) Si dos máquinas reversibles operan bajo los mismos fuente y sumidero, ambas tendrán la misma eficiencia térmica.

### 1.3.3 Eficiencia en la conversión y transferencia de energía

La eficiencia de un proceso permite cuantificar cuánto de una forma de energía se transforma en otra:

$$\text{Eficiencia } (\eta) = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}}. \quad \dots \quad (1.24)$$

El concepto de eficiencia debe aplicarse siempre considerando el contexto del análisis. De esta manera, por ejemplo, si se desea conocer la cantidad de energía mecánica que entrega un dispositivo requiriendo cierta demanda de energía del mismo tipo a la entrada, entonces la eficiencia mecánica ( $\eta_{mec}$ ) se expresa como:

$$\eta_{mec} = \frac{\text{Salida de energía mecánica}}{\text{Entrada de energía mecánica}} = \frac{E_{mec,sal}}{E_{mec,ent}} = 1 - \frac{E_{mec,perd}}{E_{mec,ent}}. \quad \dots \quad (1.25)$$

En el caso específico de las turbinas, éstas utilizan la energía del fluido de trabajo y la transforman en energía mecánica, por lo que:

$$\eta_{mec} = \frac{\text{Salida de energía mecánica en la turbina.}}{\text{Disminución de energía del fluido de trabajo}}, \quad \dots \quad (1.26)$$

O bien en términos de potencia asociada al trabajo de flecha:

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{flecha,sal}}{|\Delta \dot{E}_{mec,fluido}|} = \frac{\dot{W}_{tur}}{\dot{W}_{tur,e}}, \quad \dots \quad (1.27)$$

Considerando que las turbinas son elementos fundamentales en las centrales generadoras de energía eléctrica, resulta conveniente combinar la eficiencia mecánica y de generación de electricidad ( $\eta_{tur/gen}$ ) como:

$$\eta_{tur/gen} = \eta_{tur}\eta_{gen} = \frac{\dot{W}_{elec,sal}}{\dot{W}_{tur,ent}} = \frac{\dot{W}_{elec,sal}}{|\Delta\dot{E}_{flujo,fluido}|} \quad \dots \quad (1.28)$$

Es común denominar la expresión anterior como **eficiencia global** ( $\eta_{global}$ ), donde también puede incluirse la eficiencia del equipo de combustión, encargado de suministrar calor al fluido de trabajo que se utilice en una central eléctrica; de esta manera, se tiene que:

$$\eta_{global} = \eta_{tur}\eta_{gen}\eta_{eq.comb} = \frac{\dot{W}_{elec,sal}}{HHV * |\Delta\dot{E}_{flujo,fluido}|} \quad \dots \quad (1.29)$$

### 1.3.4 Entropía

La segunda ley de la termodinámica introduce el concepto de entropía, la cual es una medida del grado de desorden o aleatoriedad que un sistema o sustancia posee. Dicho desorden es visto a nivel microscópico y está relacionado con los movimientos caóticos de las moléculas que conforman a un sistema cualquiera (Cengel, 2019). En consecuencia, un gas a alta temperatura poseerá mayor entropía que un sólido a las mismas condiciones, pues sus moléculas cuentan con más libertad de movimiento y se mueven en todas direcciones, haciendo imposible conocer su ubicación exacta. Las moléculas en un sólido siempre conservarán su misma posición, limitándose a vibrar; por lo tanto, su entropía será menor.

La entropía se deriva de la integral cíclica de las diferenciales de calor con respecto a una temperatura, que es la desigualdad de Clausius. Debido a que lo anterior ocurre en un ciclo, el valor de esta cantidad será el mismo en un estado inicial y final; por lo tanto, es independiente de la trayectoria y se considera una propiedad termodinámica denominada por la letra  $S$ . Los cambios de entropía se expresan mediante la siguiente ecuación.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right). \quad \dots \quad (1.30)$$

La entropía se relaciona con las irreversibilidades que pueden ocurrir durante un proceso, por lo tanto, en procesos reales siempre estará presente mientras que será nula en los reversibles (ideales). Lo anterior hace referencia al **principio de generación de entropía**:

$$S_{gen} = \Delta S - \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right). \quad \dots \quad (1.31)$$

De esta manera, se tiene que:

$$S_{gen} \begin{cases} > 0 \text{ irreversibles} \\ = 0 \text{ reversibles} \\ < 0 \text{ imposible} \end{cases}, \quad \dots \quad (1.32)$$

Cuando la entropía de una sustancia permanece constante durante un proceso, se dice que éste es **isentrópico**. En el caso de turbinas y bombas, idealmente se considera que no experimentan transferencia de calor, por lo que los respectivos procesos se asumen isentrópicos. Ahora bien, para tomar en cuenta el comportamiento real de estos equipos y los posibles cambios de entropía que la sustancia pueda manifestar durante el proceso, se define el concepto de **eficiencia isentrópica**; ésta se expresa para turbinas (generan trabajo) y bombas (consumen trabajo), respectivamente, como:

$$\eta_{isentrópica,turbina} = \frac{\text{Trabajo real de salida}}{\text{Trabajo isentrópico de salida}} = \frac{w_a}{w_s}, \quad \dots \quad (1.33)$$

y

$$\eta_{isentrópica,bomba} = \frac{\text{Trabajo isentrópico requerido}}{\text{Trabajo real requerido}} = \frac{w_s}{w_a}. \quad \dots \quad (1.34)$$

Considerando que los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables, las ecuaciones 1.33 y 1.34 pueden expresarse en función de las entalpías como:

Para la turbina:

$$\eta_{isentrópica,turbina} = \frac{h_{2a} - h_1}{h_{2s} - h_1} = \frac{w_a}{w_s}, \quad \dots \quad (1.35)$$

y para la bomba:

$$\eta_{isentrópica,bomba} = \frac{\hat{v}_s(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1} = \frac{w_s}{w_a}, \quad \dots \quad (1.36)$$

donde:

$h_{2s}$  = entalpías a condiciones isentrópicas.

$h_{2a}$  = entalpías a condiciones reales.

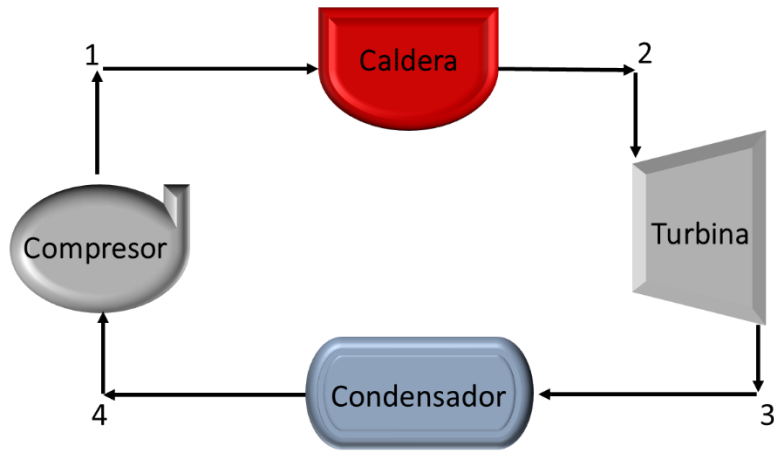
$\hat{v}_s$  = Volúmen específico a condiciones isentrópicas.

## 1.4 Ciclos de vapor

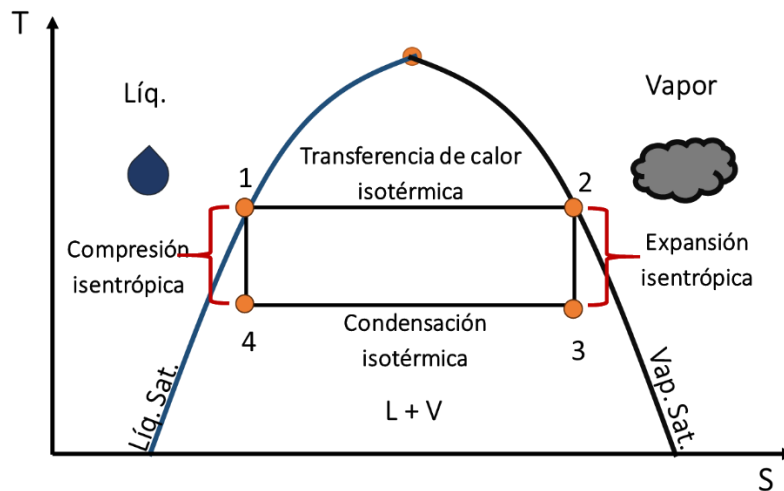
Todas las máquinas térmicas operan esencialmente bajo los mismos principios de los ciclos termodinámicos de vapor que surgieron con la revolución industrial del siglo XVIII. A continuación, como antecedentes en el marco del presente trabajo, se describen brevemente los ciclos de potencia de Carnot y de Rankine.

### 1.4.1 Ciclo de Carnot

El ciclo de Carnot, postulado en 1824 por Sadi Carnot, es considerado como uno de los ciclos de potencia más eficientes, aunque presenta algunas limitaciones como se indica más adelante. Los elementos fundamentales que lo componen se indican en la **Figura 1.9**, en tanto que los procesos termodinámicos asociados a cada componente se muestran en el diagrama T-s mostrado en la **Figura 1.10**.



**Figura 1.9** Esquema general del ciclo de Carnot.



**Figura 1.10** Diagrama T-s para un ciclo de Carnot.

Como se visualiza en el diagrama T-s (**Figura 1.10**), todos los procesos termodinámicos del ciclo ocurren en condiciones de líquido y vapor saturados, así como de una mezcla de ambos en proporciones variables. Con referencia a las **Figuras 1.9** y **1.10**, las etapas del ciclo son las siguientes:

1. Se comienza por calentar el agua saturada en una caldera que opera de manera reversible e isotérmicamente (1-2), hasta alcanzar el estado de vapor saturado.

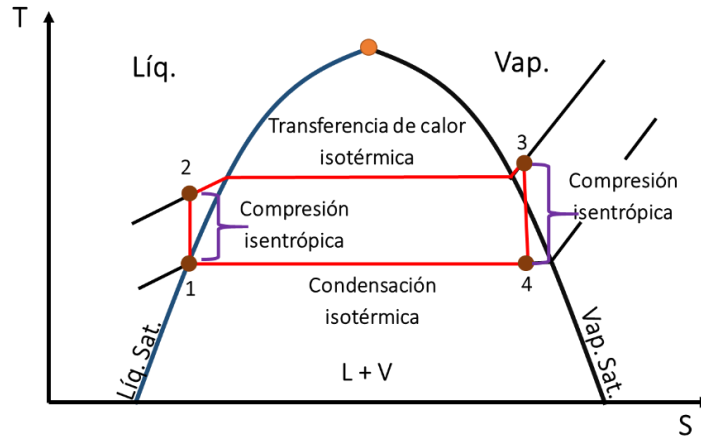
2. El vapor saturado es dirigido a una turbina, donde se expandirá isoentrópicamente hasta alcanzar una condición dentro de la envolvente de fases (2-3).
3. Al salir de la turbina, la mezcla líquido-vapor se dirige a un condensador, donde una fracción del vapor se condensará reversible e isotérmicamente (3-4), aunque sin completar al 100% la condensación de todo el vapor.
4. Finalmente, la mezcla se comprimirá isoentrópicamente hasta alcanzar la condición de líquido saturado (4-1), con lo que el ciclo se repite.

Las limitantes del ciclo de Carnot son las siguientes (Cengel, 2014):

- Los procesos de transferencia de calor (1-2) o (3-4) hacia un sistema de dos fases (líquido y vapor saturado) pueden realizarse en la realidad estableciendo una temperatura de saturación a presión constante. No obstante, esto mismo limita la temperatura a emplear en los ciclos restringiéndose únicamente a trabajar en dos fases.
- La expansión isentrópica en la turbina (2-3) de un vapor saturado provoca una disminución abrupta en la calidad del vapor debido al descenso de temperatura. En consecuencia, se tendrá un aumento en el nivel de humedad que puede ocasionar daños en los álabes de la turbina por erosión.
- Durante el proceso de compresión (4-1), resulta complicado comprimir un fluido que se encuentre en dos fases hasta su estado de saturación en comparación con líquido que esté a punto de condensarse como un líquido saturado.

## **1.4.2 Ciclo Rankine**

El ciclo Rankine, postulado por William John Macquorn Rankine, presenta mejoras con respecto al ciclo de Carnot al realizar algunos de los procesos termodinámicos fuera de la envolvente de fase. Al ser una mejora, el esquema general es el mismo al de la Figura 1.9, sin embargo, los cambios se hacen presentes en el siguiente diagrama T-s (**Figura 1.11**)



**Figura 1.11.** Diagrama T-s para un ciclo Rankine.

Con referencia a la **Figuras 1.11**, las etapas del ciclo son las siguientes (Cengel, 2019):

1. El fluido de trabajo entra como líquido saturado a una bomba, donde se comprime isentrópicamente hasta una condición de líquido comprimido (1-2). El proceso no es del todo isotérmico debido a que se tiene un ligero aumento de temperatura ocasionado por la disminución en el volumen específico del agua.
2. Posteriormente, el líquido comprimido entra a una caldera a presión constante donde se le suministrara calor hasta alcanzar el estado de vapor sobrecalentado (2-3).
3. El vapor sobrecalentado entra a la turbina donde producirá un trabajo neto de salida. Como en el ciclo de Carnot, el vapor experimenta una expansión isentrópica, y se enfría y despresuriza hasta alcanzar una condición bifásica dentro de la envolvente de fases (3-4).
4. La mezcla líquido-vapor entra al condensador, donde todo el vapor se condensa a presión constante hasta llegar a una condición de líquido saturado (4-1), reiniciando el ciclo.

## 1.5 Exergía

La exergía es el potencial máximo de trabajo útil que puede obtenerse de un sistema cuando éste es llevado desde un estado inicial especificado, hasta una condición de equilibrio con el ambiente mediante un proceso reversible (Cengel, 2019); a esta condición final, se le denomina estado muerto. Debido a que la exergía depende de las condiciones del sistema y del ambiente, se considera como una propiedad del conjunto de ambas, por lo tanto, en sentido estricto no puede ser catalogada como propiedad termodinámica. Se le representa con el símbolo  $X$ .

En los análisis de exergía resulta útil diferenciar a los alrededores de la siguiente manera:

- Los **alrededores** son todo aquello que este fuera de las paredes o fronteras de un sistema.
- Los **alrededores inmediatos** corresponden a aquellas porciones de los alrededores que pueden verse afectados por los procesos que experimenta un sistema al cambiar de un estado a otro.
- El **ambiente** será toda la porción de los alrededores que no están siendo afectados por los procesos.

Puesto que, en la definición se hace referencia al máximo trabajo útil que puede obtenerse de un sistema, en los análisis de exergía se considera que los procesos son reversibles y que el sistema debe estar en equilibrio termodinámico con el ambiente al concluir el proceso (estado muerto).

Al respecto del punto anterior, es claro que el sistema no estaría en equilibrio térmico con el ambiente en el estado final si se encuentra a una temperatura más alta que éste, y entonces podría realizar algún trabajo adicional. Este mismo supuesto ocurre también con la presión o con cualquier otro parámetro que represente un potencial para realizar trabajo, como puede ser la velocidad con la energía cinética o la elevación con la energía potencial, por mencionar algunos.



### 1.5.1 Trabajo útil

El **trabajo reversible** ( $W_{rev}$ ) es el máximo trabajo útil que puede producirse (o mínimo necesario a consumir) cuando un sistema experimenta un proceso totalmente reversible entre dos estados especificados, siendo el estado final diferente al estado muerto. Los alrededores son capaces de ejercer también trabajo sobre un sistema y se le denomina **trabajo de los alrededores** ( $W_{alr}$ ). La diferencia entre ambos define el **trabajo útil** ( $W_{útil}$ .)

$$W_{útil} = W_{real} - W_{alr} . \quad \dots \quad (1.37)$$

Esta cantidad siempre es positiva ya que el trabajo realizado por los alrededores es menor en comparación con el real.

La diferencia entre el trabajo reversible y el útil define una magnitud denominada **irreversibilidades** ( $I$ ), la cual representa cuánta exergía o posibilidades de realizar un trabajo útil se estén perdiendo en un proceso. Por lo tanto:

$$I = W_{rev} - W_{útil} . \quad \dots \quad (1.38)$$

Para un proceso reversible, se tiene que:

$$I = W_{rev} - W_{útil} = 0 . \quad \dots \quad (1.39)$$

Observar que, por definición, el trabajo reversible siempre será mayor que el útil.

### 1.5.2 Destrucción de exergía

Como se mencionó anteriormente, la exergía depende de que un proceso sea llevado a cabo de manera reversible. En presencia de irreversibilidades, cantidades de exergía comienzan a perderse o “destruirse” como establece el principio de destrucción de exergía (Cengel, 2019):

$$X_d \begin{cases} > 0 & \text{Proceso irreversible} \\ = 0 & \text{Proceso reversible} \\ < 0 & \text{Proceso imposible} \end{cases} \dots \quad (1.40)$$

Las irreversibilidades traen consigo generación de entropía; por lo tanto, la destrucción de exergía será proporcional al aumento de entropía. De esta manera, se tiene que:

$$X_d = T_0 S \geq 0. \dots \quad (1.41)$$

Cuando se desea determinar la cantidad total de exergía destruida en un ciclo termodinámico, es necesario determinar cuánta exergía se destruye por componente. Tratándose de un ciclo ideal, la bomba y la turbina realizan procesos isentrópicos; por lo tanto, su destrucción de exergía será cero:

$$X_{d,bomba} = X_{d,turbina} = 0. \dots \quad (1.42)$$

Sin embargo, en la caldera y el condensador se transfiere calor por diferencias de temperatura, lo cual constituye una irreversibilidad. Para determinar la cantidad de exergía destruida en estos elementos es necesario conocer la temperatura a la cual se está suministrando calor en la caldera ( $T_F$ ), así como a la que opera el condensador ( $T_S$ ). Se tiene que:

$$X_{d,cald} = T_S \left( \Delta S_{cald} - \frac{Q_{ent}}{T_F} \right), \dots \quad (1.43)$$

y

$$X_{d,cond} = T_S \left( \Delta S_{cond} + \frac{Q_{ent}}{T_S} \right). \dots \quad (1.44)$$

### 1.5.3 Eficiencia según la segunda ley de la termodinámica

La eficiencia según la segunda ley de la termodinámica ( $\eta_{II}$ ) establece la relación entre la eficiencia térmica real de un ciclo y la eficiencia térmica máxima posible si fuera reversible; expresada en términos del trabajo útil y el trabajo reversible, se tiene que:

$$\eta_{II} = \frac{W_{\text{útil}}}{W_{\text{rev}}}. \quad \dots \quad (1.45)$$

Por lo tanto, conforme el trabajo “real” (útil) se acerque más al valor del trabajo reversible, entonces el desempeño de una máquina térmica aumentará.

En equipos que no estén destinados a consumir o producir trabajo, como los intercambiadores de calor (calderas y condensadores), la eficiencia según la segunda se expresa en términos de la exergía recuperada y la suministrada:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}}, \quad \dots \quad (1.46)$$

La **exergía gastada o suministrada** es aquella que consumen los equipos; por otra parte, la **exergía recuperada** es aquella que se ha convertido en trabajo útil de salida. Para un proceso ideal, toda la exergía consumida deberá recuperarse.

En el análisis de los ciclos de vapor, la exergía gastada está asociada a las exergías de entrada en la caldera y la bomba, como.

$$x_{\text{gast}} = x_{\text{cald,ent}} + x_{\text{bomb,ent}}. \quad \dots \quad (1.47)$$

La exergía contenida en el calor suministrado a la caldera se determina haciendo uso de la siguiente expresión, que involucra a las temperaturas fuente y sumidero.

$$X_{\text{cal,ent}} = \left(1 - \frac{T_S}{T_F}\right) Q_{\text{ent}}. \quad \dots \quad (1.48)$$

Por su parte, la exergía recuperada será igual al trabajo neto que produce la turbina:

$$X_{rec} = w_{neto,tur} \cdot \dots \quad (1.49)$$

Con las expresiones anteriores, es posible conocer qué tan reversible puede ser un ciclo Rankine a partir de los cálculos de exergía en sus componentes y etapas.

La eficiencia de turbinas, bombas e intercambiadores de calor puede evaluarse con base en la segunda ley de la termodinámica y la exergía como se indica a continuación.

- Para turbinas.

$$\eta_{II,turb} = \frac{w_{sal}}{\psi_1 - \psi_2} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} = \frac{w_{sal}}{w_{rev,sal}}, \quad \dots \quad (1.50)$$

o bien:

$$\eta_{II,turb} = 1 - \frac{T_0 S_{gen}}{\psi_1 - \psi_2}. \quad \dots \quad (1.51)$$

- Para bombas adiabáticas.

$$\eta_{II,bomba} = \frac{\psi_1 - \psi_2}{w_{entrada}} = \frac{\psi_1 - \psi_2}{h_1 - h_2} = \frac{w_{rev,entrada}}{w_{entrada}}, \quad \dots \quad (1.52)$$

o bien:

$$\eta_{II,bomba} = 1 - \frac{T_0 S_{gen}}{h_2 - h_1}. \quad \dots \quad (1.53)$$

- Para un intercambiador de calor adiabático:

$$\eta_{II,HX} = \frac{\dot{m}_{frio}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)}. \quad \dots \quad (1.54)$$

En todos los casos, se tiene que:

$$S_{gen} = S_2 - S_1. \quad \dots \quad (1.55)$$

## 1.5.4 Transferencia de exergía por medio de calor, trabajo y masa

La exergía puede considerarse equivalente a la energía, pero con el especial énfasis en que esta primera hace referencia a aquella cantidad de energía enfocada en producir trabajo útil. Dado lo anterior, entonces la exergía también puede ser transferida mediante los principales mecanismos que son calor, trabajo y flujo másico.

**Transferencia por calor.** Al igual que la energía, la exergía puede transferirse de los alrededores hacia un sistema (o viceversa) como calor, siempre que sus temperaturas sean diferentes; matemáticamente la exergía transferida por calor se determina como:

$$X_{cal} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q, \quad \dots \quad (1.56)$$

donde  $T_0$  es la temperatura del ambiente,  $T$  es la temperatura del sistema y  $Q$  la cantidad de calor transferido. Cuando la transferencia de calor es variable en la trayectoria del proceso, entonces:

$$X_{cal} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q. \quad \dots \quad (1.57)$$

Es conveniente observar que:

- Si  $T > T_0$  entonces hay ganancia de exergía conforme se incrementa la energía, puesto que ambas tienen la misma dirección.
- Si  $T < T_0$  entonces hay ganancia de energía, pero pérdida de exergía debido a que no tienen la misma dirección. Estos casos ocurren en los sumideros de calor, los cuales se encuentran a una temperatura inferior a la del ambiente; así, al recibir el calor desechado por la máquina térmica, su temperatura aumentará sin superar a la del ambiente.
- Si  $T = T_0$  entonces no hay ganancia de energía ni de exergía; en este caso el sistema se encuentra en el estado muerto.

**Transferencia por trabajo.** El concepto mismo de exergía implica que es el potencial de trabajo máximo que puede producirse; por lo tanto, la exergía transferida por trabajo será igual al mismo trabajo realizado (o consumido). No obstante, cuando se contempla al trabajo de los alrededores, no se considera como transferible y por ende deberá restarse. De esta manera, se tiene que:

$$X_{trabajo} \begin{cases} W - W_{alr} & (\text{Trabajo realizado por frontera}) \\ W & (\text{Cualquier otro tipo de trabajo}) \end{cases} \dots \quad (1.58)$$

**Transferencia por flujo de masa.** La masa contiene energía, así como entropía y exergía; por lo tanto, las entradas y salidas de masa en un equipo involucran transferencia de exergía. Por lo tanto:

$$X_{masa} = m\psi, \quad \dots \quad (1.59)$$

donde:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) - e_c - e_p. \quad \dots \quad (1.60)$$

Considerando gastos másicos, entonces:

$$\dot{X}_{masa} = \int_{A_c} \psi \rho V_n dA_c, \quad \dots \quad (1.61)$$

de donde:

$$X_{masa} = \int \psi \delta m = \int_{\Delta t} \dot{X}_{masa} dt, \quad \dots \quad (1.62)$$

donde  $A_c$  es el área transversal al flujo y  $V_n$  es la velocidad normal al elemento de área.

### 1.5.5 Balance de exergía para sistemas abiertos

En sistemas abiertos (volumen de control) operando en condiciones de flujo en régimen permanente (no hay variación de ningún parámetro en el tiempo), el balance de exergía se expresa como:

$$X_{cal} - X_{trab} - X_{masa,ent} - X_{masa,sal} - X_{cal} - X_d = 0, \quad \dots \quad (1.63)$$

o bien:

$$\sum \left(1 + \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi - \dot{X}_d = 0. \quad \dots \quad (1.64)$$

La ecuación 1.64, puede ser expresada por unidad de masa:

$$\sum \left(1 + \frac{T_0}{T}\right) q_k - w + \sum_{ent} \psi - \sum_{sal} \psi - x_d = 0, \quad \dots \quad (1.65)$$

## Capítulo 2

# Energía geotérmica y su uso en generación de energía eléctrica

En este capítulo, primeramente, se abordan aspectos generales de los sistemas geotérmicos y su clasificación, y se mencionan algunas de los principales usos directos de la energía geotérmica. Posteriormente, se describen los diferentes tipos de plantas geotérmicas utilizadas para la generación de energía eléctrica, con particular énfasis en las de ciclo binario.

## 2.1 Energía geotérmica

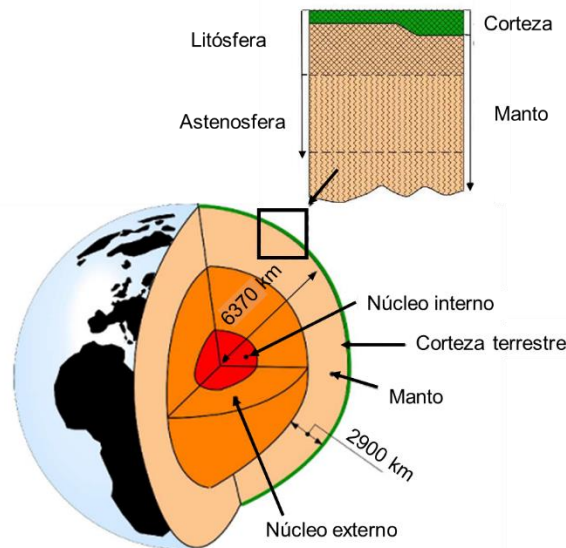
La energía geotérmica es un recurso natural asociado a las acumulaciones de calor dentro del subsuelo, cuyo origen está asociado a la actividad tectónica o volcánica que favorece el ascenso de material magmático hacia la corteza terrestre; y puede recuperarse en la superficie para su aprovechamiento mediante pozos geotérmicos (Soto Ayala et al., 2023).

### 2.1.1 Sistemas geotérmicos

Para comprender a los sistemas geotérmicos, es conveniente comenzar por mencionar la estructura interna de la Tierra. Como se muestra en la **Figura 2.1**, la Tierra está conformada por el núcleo interno, núcleo externo, el manto y la litósfera. Esta última es la capa más delgada y rígida del planeta; con aproximadamente 80 km de espesor, se



encuentra dividida en porciones irregulares llamadas placas tectónicas. Por debajo de la litósfera, existe una subcapa del manto denominada astenosfera, con un espesor que va desde 200 a 300 km; tiene un comportamiento más plástico e inclusive puede considerarse como un fluido en escala de tiempo geológico.

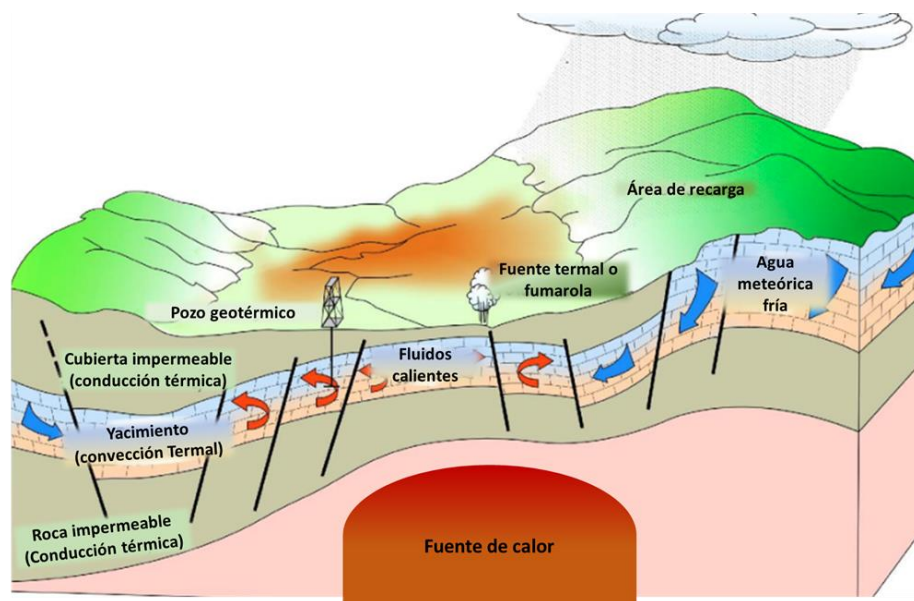


**Figura 2.1** Estructura interna de la Tierra (Modificada de Dickson y Fanelli, 2011).

De acuerdo con los modelos termales más modernos (Dickson y Fanelli, 2011) el calor generado dentro de la Tierra tiene un origen radiogénico, y se atribuye principalmente al decaimiento de los siguientes isótopos radioactivos: uranio (U238, U235), torio (Th 232) y potasio (K40). Otra posible fuente de calor está asociada a la energía primordial de la acreción planetaria.

Parte del material fundido caliente ubicado en la astenosfera, asciende hacia la litósfera por diferencia de temperaturas, fracturando aquellas zonas especialmente delgadas. Si bien algunas porciones del material fundido pueden manifestarse en superficie como erupciones volcánicas, en otras ocasiones queda atrapado dentro del subsuelo formando intrusivos basálticos. Dichos cuerpos rocosos transfieren su calor por conducción hacia estratos permeables adyacentes más fríos, constituyendo así una de las principales fuentes de calor de los sistemas geotérmicos.

Los sistemas geotérmicos constan de tres elementos principales: una fuente de calor, un yacimiento y un fluido (Dickson y Fanelli, 2011) A través de canales permeables, el agua infiltrada natural o artificialmente en las rocas viaja absorbiendo parte del calor acumulado en el yacimiento (**Figura 2.2**). Del mismo modo que el material magmático, dicha agua puede quedarse almacenada dentro del subsuelo, o bien manifestarse en la superficie como géiseres, fumarolas, chapopoteras y manantiales hidrotermales, por mencionar algunos; transportando el calor por conducción.



**Figura 2.2** Representación de un sistema geotérmico (Modificado de Dickson y Fanelli, 2011).

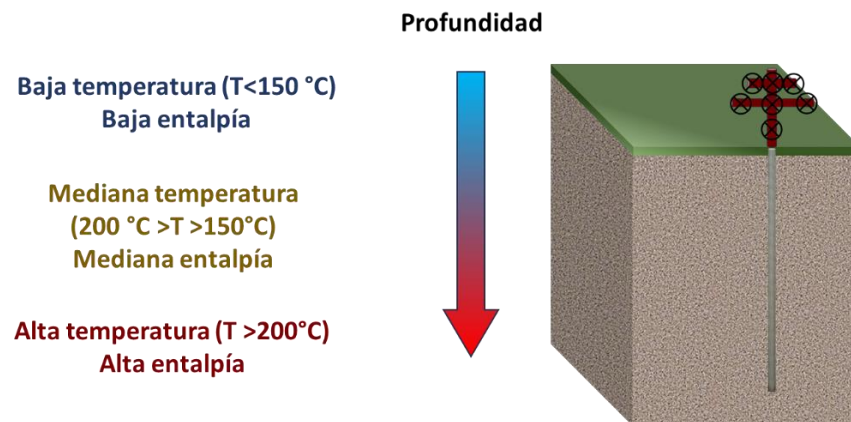
Los sistemas geotérmicos pueden clasificarse en los siguientes tipos (Santoyo-Gutiérrez y Torres-Alvarado, 2010):

- Sistemas geotérmicos convectivos: Constan de una fuente de calor, un yacimiento y agua infiltrada naturalmente (también conocida como agua meteórica o de lluvia).

- Sistemas geotérmicos de roca caliente: Se caracterizan principalmente por contar únicamente con una fuente de calor (roca caliente) y nula presencia de fluidos dentro del yacimiento, consecuencia de su baja permeabilidad. Para su explotación es necesario infiltrar agua artificialmente por medio de pozos inyectores (Tester et al., 2007).
- Sistemas geotérmicos supercríticos: Se ubican en zonas profundas a altas temperaturas (600 °C), y contienen fluidos en condiciones de presión y temperatura supercríticos (Fridleifsson y Elders, 2005).
- Davis y Michaelides (2009) también proponen diferenciar los sistemas que aprovechen las *salmueras provenientes de pozos petroleros*.

De los sistemas geotérmicos mencionados anteriormente, los más comunes son lo de tipo convectivo. Estos pueden clasificarse en las siguientes categorías:

- Clasificación por temperatura: Los recursos geotérmicos pueden clasificarse como de baja, media y alta temperatura (o entalpía) (**Figura 2.3**). Esta clasificación resulta útil para tener un primer indicio de la fase que tendrá el fluido geotérmico dentro del yacimiento; ya sea como líquido, vapor seco, o una mezcla de ambos. Así mismo, permite identificar posibles aplicaciones industriales.



**Figura 2.3** Clasificación de los recursos geotérmicos con base en su temperatura.

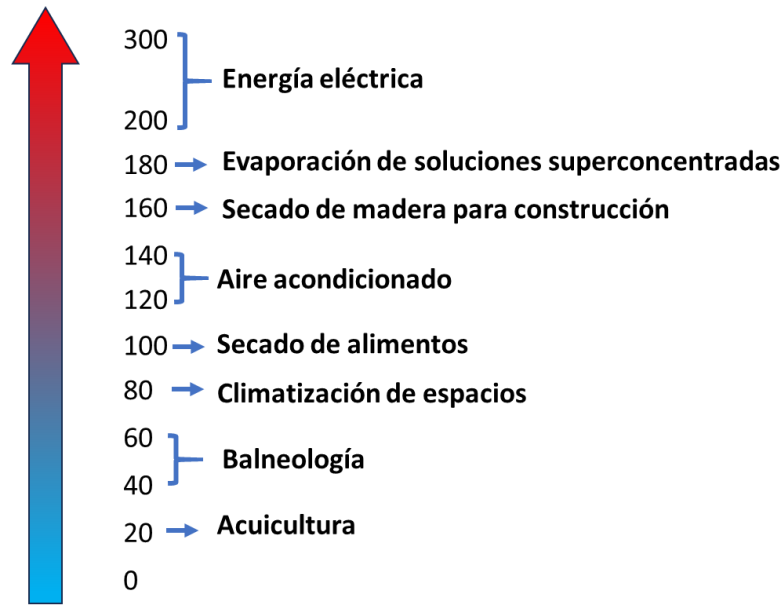
- Clasificación por fase de fluido: Hace referencia a la fase en que se encuentra el fluido geotérmico. Los de *agua dominante*, tienen temperaturas entre 125 a 225 °C; pueden producir agua caliente, mezcla de agua con vapor o vapor húmedo, dependiendo de las condiciones de presión y temperatura. Por otra parte, los sistemas de *vapor dominante* son de alta temperatura (arriba de 225 °C) y pueden producir vapor húmedo o vapor seco.
- Clasificación por condición de la recarga: Esta clasificación toma en cuenta el dinamismo de la recarga del fluido geotérmico en el yacimiento. Un *sistema estático* tiene una recarga casi nula, donde el agua permanece almacenada sin salir a superficie. Por otra parte, la recarga en un sistema dinámico es continua, de tal manera que el agua entra al yacimiento, es calentada y descargada a superficie.

### **2.1.2 Usos de la energía geotérmica**

Los usos directos de la energía geotérmica son todos aquellos distintos a la generación de energía eléctrica. Dichas aplicaciones son englobadas en el diagrama de Lindal (**Figura 2.4**) propuesto por primera vez en 1973. Cuenta con un rango de temperatura que va de 20 a 200 °C, y se especifica cuanta temperatura demanda cada aplicación.

Por ejemplo, se observa que un recurso de 40 a 60 °C, que corresponde a agua caliente en su totalidad, podrá ser utilizado en balneología. Por otro lado, a temperaturas iguales o mayores a 160 °C, donde se tiene mezcla líquido vapor o vapor saturado, las aplicaciones industriales pueden abarcar desde el secado de madera para construcción, hasta la evaporación de soluciones altamente concentradas.

Diagramas como el Lindal, también han sido de gran ayuda en proyectos geotérmicos donde se plantean usos en cascada, partiendo de una aplicación a cierta temperatura (preferentemente entre media y alta), y continuar con aplicaciones que requieran valores inferiores de temperatura.



**Figura 2.4** Diagrama de Lindal (modificado de Dickson y Fanelli, 2011; y Patsa, Zarrouk y Van Zyl, 2015).

## **2.2 Tipos de plantas geotérmicas para la generación de energía eléctrica**

El objetivo principal de las plantas geotérmicas es transformar en electricidad la energía térmica que transporta el fluido geotérmico desde el subsuelo hasta la superficie. A continuación, se presenta una breve descripción de los tipos de plantas geotérmicas en la industria.

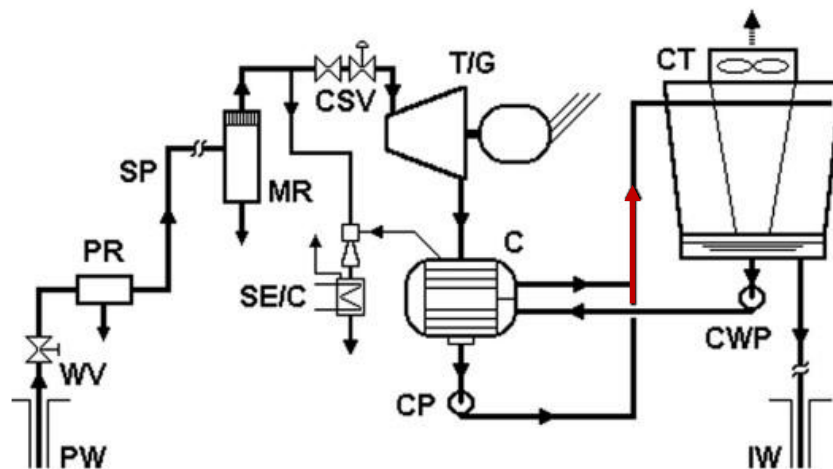
### **2.2.1 Plantas de vapor seco**

Cuando la energía geotérmica comenzó a explotarse como una fuente alternativa para generar electricidad, las primeras máquinas en utilizarse fueron aquellas que operaban con vapor seco. En 1904, en una región de Toscana conocida como Larderello, Italia, el príncipe Piero Ginori construyó el primer motor que trabajaba totalmente con vapor seco

proveniente del subsuelo; esta primera planta era capaz de producir 15 kW de energía eléctrica, y era utilizada para iluminar las bombillas de su fábrica.

Un esquema general de una planta moderna de vapor seco se presenta en la **Figura 2.5**. El pozo productor (PW) se encarga de extraer el vapor a superficie; las válvulas del pozo (WV) permiten la apertura o cierre del pozo, según se requiera. Cuando se trabaja con vapor seco, es necesario contar con un removedor de partículas (PR) para eliminar cualquier impureza que pueda generar problemas en el resto de los componentes. Las tuberías de vapor (SP) transportan el fluido hacia un removedor de humedad (MR), eliminando cualquier rastro de líquido remanente. Antes del acceso a la turbina, se tiene un arreglo de válvulas de control e interrupción (CSV) con el fin de regular el flujo y cortarlo en caso de existir algún imprevisto.

Cuando el vapor ingresa a la turbina, se despresuriza y baja su temperatura, de tal manera que sale como vapor saturado. El generador eléctrico (T/G) se pone en marcha mediante la acción de la turbina. Posteriormente, el vapor se dirige hacia un condensador (C), el cual es alimentado por una torre de enfriamiento (CT) que utiliza agua fría obtenida por recirculación del vapor condensado (CSW).



**Figura 2.5** Esquema general de una planta de gas seco (DiPippo, 2016).

El vapor de agua se produce junto con otros gases que coexisten de forma natural dentro de los yacimientos, tales como el dióxido de carbono y el sulfuro de hidrógeno. Si estas impurezas no son removidas de la corriente, pueden aumentar la presión del condensador y disminuir la potencia de salida en la turbina. Por lo tanto, para garantizar su extracción, se colocan eyectores de vapor antes y después de la condensación (SE/C).

Los sistemas de vapor seco en el mundo son escasos, y se consideran el resultado de procesos formados bajo circunstancias afortunadas. Lo anterior se debe a que cuentan con una fuente de calor que calienta el agua infiltrada en la formación más allá de su punto de evaporación, y se encuentra a profundidades relativamente bajas (aproximadamente 5 km). De esta manera, el vapor generado se encuentra a profundidades someras, permitiendo su explotación comercial; por ejemplo, los pozos del campo The Geysers, localizado en California, E.U.A., tienen una profundidad promedio de 2580 m (Calpine Corporation, 2022). La potencia promedio generada por estas plantas ronda los 42.1 MW.

### **2.2.2 Plantas flash**

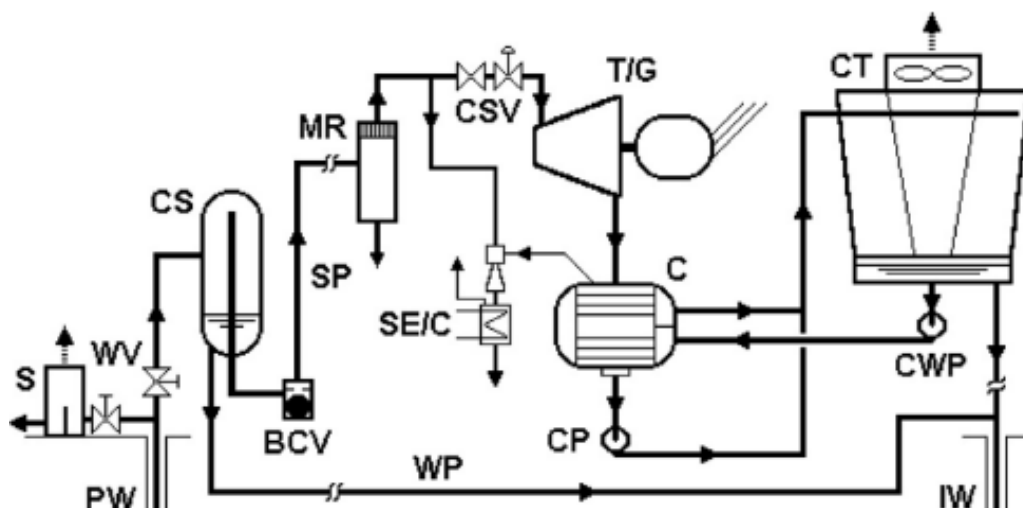
Las plantas de tipo flash son utilizadas cuando el fluido geotérmico se encuentra en condiciones bifásicas (líquido-vapor). Considerando que los campos de líquido dominante tienen mayor presencia a nivel mundial, este tipo de plantas son las más frecuentes en las centrales geotérmicas. Al respecto, para 2014 se contaban con 185 unidades distribuidas en 17 países. En México, el campo Cerro Prieto cuenta con varias plantas de este tipo; con una historia de explotación comercial de 48 años, produce 570 MW mediante nueve plantas generadoras, con alrededor de 129 pozos productores y 11 inyectoras (CFE, 2023).

El esquema general de una planta flash (**Figura 2.6**) es bastante similar a la de vapor seco, aunque difiere en algunos componentes. Cerca de la cabeza del pozo productor (PW) se tiene un silenciador (S) o separador ciclónico simple, cuya función es brindar ventilación de emergencia para liberar el exceso de gases que puedan presentarse. A continuación, el fluido geotérmico entra hacia un separador ciclónico (CS), donde el

vapor sale por una línea ubicada en la parte superior, y el agua se direcciona hacia los pozos de inyección (IW). Es importante mencionar que la separación de las fases debe realizarse a tal punto que el vapor alcance una calidad de prácticamente el 100%, de lo contrario se pueden presentar problemas de erosión en la turbina (DiPippo, 2016).

Posteriormente, el vapor separado circula a través de una válvula de retención check (BCV) que impide su reingreso al separador. A continuación, se dirige hacia un removedor de humedad (MR) encargado de eliminar cualquier rastro de líquido remanente, garantizando así el secado del vapor. El sistema cuenta con un arreglo de válvulas (CSV) que permiten cortar el flujo en caso de algún requerimiento excepcional. Finalmente, el vapor utilizado en la turbina viaja hacia un condensador, funcionando con el mismo procedimiento descrito en la planta de vapor seco.

Por otra parte, si el diseño de una planta flash implementa un segundo ciclo de separación, se les denomina doble flash. Estas plantas presentan un incremento en la cantidad de energía eléctrica producida (15-20%). Sin embargo, ello conlleva un aumento significativo en la complejidad del sistema, así como en la inversión requerida. Por lo tanto, su implementación debe ser revisada minuciosamente antes de llevar a cabo los procesos de instalación.

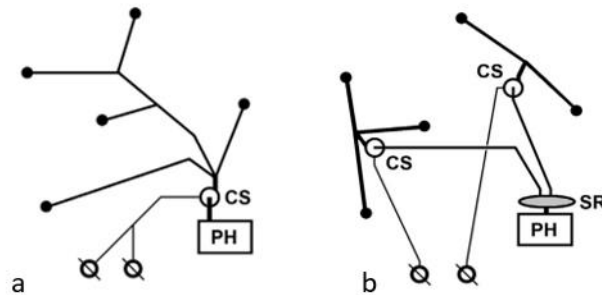


**Figura 2.6** Esquema general de una planta flash (DiPippo, 2016).



Dichas plantas usualmente se ubican cerca de los pozos productores para evitar que el fluido geotérmico pierda calor durante su recorrido. Además, es necesario reinyectar al yacimiento los fluidos para garantizar una recarga constante y prolongar la vida productiva del campo.

Los separadores pueden ser alimentados por uno o varios pozos, y estar dentro o fuera de la estación de poder (PH), como se muestra en la **Figura 2.7**. En la primera configuración (a), todos los pozos alimentan un solo separador (CS), el cual se encuentra dentro de la estación; por otra parte, la segunda configuración (b) dispone de dos separadores remotos para cada grupo de pozos, y el vapor recolectado se envía a un receptor de vapor (SR), ubicado dentro de la estación de poder.



**Figura 2.7** Arreglo de pozos: a) un solo separador para varios pozos en la estación de poder y b) dos separadores remotos fuera de la estación de poder.

### 2.2.3 Plantas de ciclo binario

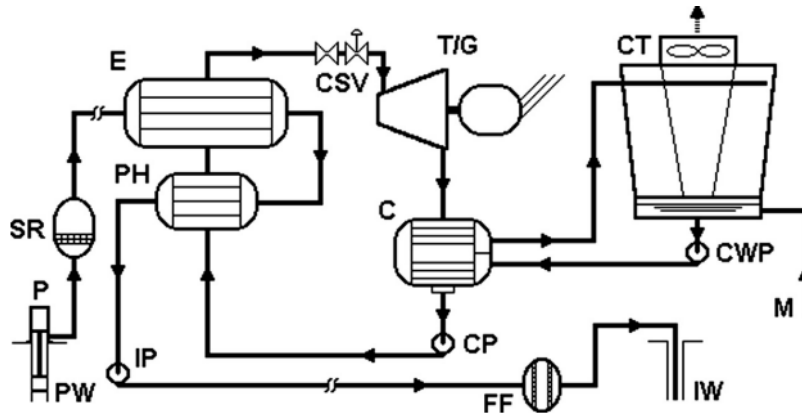
Las plantas de ciclo binario permiten generar electricidad a partir de recursos de baja temperatura, y son similares a las plantas termoeléctricas convencionales. En este caso, el fluido geotérmico es agua caliente utilizado exclusivamente para vaporizar un segundo fluido conocido como fluido de trabajo, el cual accionará la turbina de la planta. Para tal efecto, es claro que este último debe tener una temperatura de ebullición menor a la del agua; entre los más comunes, pueden mencionarse el isopentano y el refrigerante r-134a. Estas plantas reciben el nombre de ciclo binario debido a que el fluido geotérmico y el de trabajo operan bajo su propio ciclo termodinámico.

Uno de los primeros registros que se tiene sobre la aplicación de este tipo de plantas, se remonta al año 1952, en la ciudad Kiabukwa de la República Democrática del Congo. En esa ubicación, se instaló una planta de 200 kW alimentada con agua caliente a 91 °C, y fue utilizada principalmente para abastecer labores de minería. De acuerdo con DiPippo (2016), para diciembre de 2014, se contaban con 203 unidades instaladas de ciclo binario distribuidas en 15 países, generando 1245 MW.

Dada la naturaleza del fluido geotérmico, las plantas de ciclo binario generan un promedio de 6 MW por unidad, aunque algunas pueden superar los 20 MW. Como ejemplo de este tipo de plantas en el mundo y de su capacidad instalada, pueden mencionarse las siguientes (Franco y Villani, 2009): a) Planta de Sao Miguel, Portugal, con 16 MW; b) Planta Rotokawa, Nueva Zelanda, con 13.5 MW; y c) la planta Blundell, en Utah, USA, con 11 MW.

Un esquema general de una planta de ciclo binario se presenta en la **Figura 2.8**. El intercambio de calor entre el fluido geotérmico y de trabajo es llevado a cabo en dos etapas. La primera ocurre dentro del precalentador (PH), cuya función es elevar la temperatura del fluido de trabajo hasta su punto de ebullición. En la segunda etapa, el fluido precalentado se transportará como líquido saturado caliente hacia un evaporador (E) donde alcanzará la condición de vapor saturado, y de allí será enviado hacia la turbina (T). El vapor expandido que sale de la turbina saldrá con un valor menor de presión que se mantendrá constante durante su paso por el condensador (C) hasta su reingreso a una bomba, comenzando de nuevo el ciclo.

El fluido geotérmico tiene la función de calentar el fluido de trabajo en el evaporador y el precalentador, en ese orden. Previamente, pasa por un removedor de arenas (SR) para eliminar los sedimentos que puedan causar daños en las tuberías e intercambiador de calor (precalentador/evaporador). Finalmente, el agua caliente es bombeada para su reinyección en el yacimiento, cerrando el ciclo del fluido geotérmico.

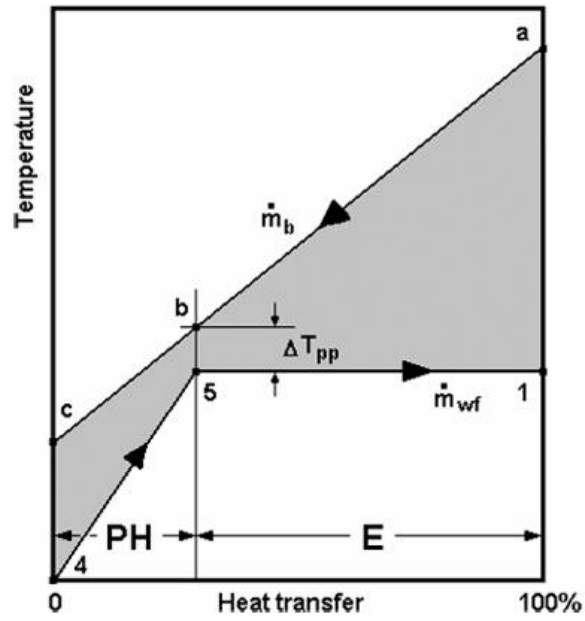


**Figura 2.8** Diagrama general de una planta de ciclo binario (DiPippo, 2016).

Para el análisis termodinámico del sistema precalentador/evaporador, es conveniente utilizar un diagrama de temperatura contra transferencia de calor, como el mostrado en la **Figura 2.9** El eje de las abscisas indica el porcentaje de calor total transferido del fluido geotérmico hacia el fluido de trabajo. En el diagrama, la curva superior corresponde al fluido geotérmico; partiendo del punto (a) - salida del evaporador, se grafica el descenso de su temperatura hasta el punto (b) – entrada del evaporador/salida del precalentador, y posteriormente al punto (c) – entrada del precalentador. Por otra parte, la curva inferior corresponde al fluido de trabajo; en este caso, la trayectoria del punto (4) al (5) indica el incremento de su temperatura en el precalentador, pasando de líquido subenfriado a una condición de líquido saturado; entre los puntos (5) y (1) se lleva a cabo su cambio de fase en el evaporador a temperatura constante, hasta salir como vapor saturado.

Se puede observar que la diferencia de temperaturas entre el fluido de trabajo y el fluido geotérmico alcanza un valor mínimo en algún punto; a éste, se le conoce como “punto de angostura” ( $\Delta T_{pp} = T_b - T_5$ ), y generalmente es especificado por los fabricantes de los equipos precalentador/evaporador (DiPippo, 2016). El punto de angostura puede ser utilizado para determinar el gasto másico del fluido geotérmico, o del fluido de trabajo mediante el siguiente balance de energía en el evaporador:

$$\dot{m}_{fg} \bar{c}_{fg} (T_a - T_b) = \dot{m}_{ft} (h_1 - h_5) . \quad \dots \quad (2.1)$$



**Figura 2.9** Diagrama temperatura contra transferencia de calor en el conjunto precalentador/evaporador (DiPippo, 2016).

## **Capítulo 3**

# **Cálculos de exergía en plantas de ciclo binario**

En este capítulo se presenta la metodología utilizada en este trabajo para determinar la eficiencia de una planta de ciclo binario mediante la aplicación de conceptos y cálculos de exergía. La metodología está organizada en tres principales etapas de cálculo: 1) propiedades del agua e isopentano mediante algoritmos de interpolación 2D sobre tablas termodinámicas; 2) condiciones de operación por componente (turbina, condensador, bomba, precalentador y evaporador); y 3) exergía (gastada, recuperada, destruida) y eficiencia de la planta.

### **3.1 Determinación de propiedades termodinámicas**

En los análisis termodinámicos de las plantas de ciclo binario, se requiere determinar las propiedades del fluido de trabajo y del fluido geotérmico en diferentes condiciones de operación. Para tal efecto, pueden utilizarse ecuaciones de estado, correlaciones y/o tablas de propiedades termodinámicas.

En el caso de las ecuaciones de estado y las correlaciones, éstas son expresiones matemáticas que establecen la relación entre las propiedades de una sustancia en condiciones de equilibrio, siendo la presión, la temperatura y el volumen las más comunes. La diferencia entre las ecuaciones de estado y las correlaciones radica en que

las primeras están basadas en modelos físicos y son de aplicación general, en tanto que las correlaciones resultan de la regresión de un conjunto de datos medidos y su rango de aplicación es limitado.

Por otra parte, las tablas termodinámicas presentan datos (experimentales o calculados) de las propiedades de la sustancia en función de la presión y la temperatura, tales como volumen, energía interna, entalpía y entropía específicas, tanto en condiciones de saturación como de líquido comprimido y vapor sobrecalentado. En el marco del presente trabajo, las propiedades del agua (fluido geotérmico) y el isopentano (fluido de trabajo) se determinarán de esta manera. Las tablas correspondientes se presentan en el **Anexo A**.

Si el dato de alguna propiedad no se encuentra en las tablas, será necesario recurrir a la interpolación lineal, sea en una dimensión o en dos, según se requiera. Las respectivas ecuaciones de interpolación se indican a continuación.

Interpolación lineal simple:

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}(x - x_0). \quad \dots \quad (3.1)$$

Interpolación lineal doble:

- Cuando se desea conocer el valor de una propiedad termodinámica para valores de temperatura y presión que no se encuentran en las tablas de vapor sobrecalentado o líquido comprimido, se debe realizar una doble interpolación, como se explica a continuación:
  - Se toma un valor inferior y uno superior de presión, entre los cuales se encuentre el valor de presión deseado.
  - Posteriormente, se ubica un valor inferior y otro superior de temperatura, los cuales deben coincidir para ambos valores de presión previamente seleccionados.
  - Se interpola la propiedad ( $X$ ) buscada en temperatura para las dos secciones de presión seleccionadas, dando como resultado dos valores de la propiedad ( $X$ ).

$$X_{1,2} = X_{inf} + \frac{X_{sup} - X_{inf}}{T_{sup} - T_{inf}} (T_{dato} - T_0). \quad \dots \quad (3.1)$$

- Con ambos valores se procede a interpolar en presión, y se obtiene el valor deseado de la propiedad ( $X$ ).

$$X_{buscada} = X_{inf} + \frac{X_{sup} - X_{inf}}{p_{sup} - p_{inf}} (p_{dato} - p_{inf}). \quad \dots \quad (3.2)$$

## 3.2 Cálculos de trabajo y transferencia de calor

Como se describió en el capítulo 2, los principales componentes de una planta de ciclo binario son la bomba, el intercambiador de calor, la turbina y el condensador. A continuación, se indican las ecuaciones utilizadas para calcular los términos relacionados al trabajo y la transferencia de calor en estos elementos a partir de las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo y geotérmico, según corresponda.

### a) Bomba

La bomba es un dispositivo utilizado para adicionar presión a un fluido mediante el consumo de trabajo. La cantidad de trabajo consumido o de “entrada” por unidad de masa ( $w_{entrada}$ ) se calcula como el producto del volumen específico ( $\hat{v}$ ) y la diferencia entre la presión a la salida ( $p_{sal,bomb}$ ) y la entrada ( $p_{ent,bomb}$ ):

$$w_{entrada} = \hat{v} * (p_{sal,bomb} - p_{ent,bomb}). \quad \dots \quad (3.3)$$

Si se dispone del valor de la eficiencia isentrópica de la bomba ( $\eta_{s,bomb}$ ), se tiene que:

$$w_{entrada} = \frac{\hat{v} * (p_{sal,bomb} - p_{ent,bomb})}{\eta_{s,bomb}}. \quad \dots \quad (3.4)$$

### b) Intercambiador de calor

Como su nombre lo indica, este elemento se encarga de la transferencia de calor entre el fluido geotérmico y el de trabajo, con el objetivo de evaporar este último. La cantidad

de calor de “entrada” por unidad de masa ( $q_{entrada}$ ) en este componente depende de la diferencia entre los valores de entalpía del fluido de trabajo a la entrada ( $h_{ent,ic}$ ) y a la salida ( $h_{sal,ic}$ ) del intercambiador:

$$q_{entrada} = h_{ent,ic} - h_{sal,ic}. \quad \dots \quad (3.5)$$

En plantas de ciclo binario, el intercambiador de calor consta del precalentador y evaporador. Por lo cual, el calor de entrada será la diferencia entre la entalpía del fluido de trabajo a la entrada del precalentador, y a la salida del evaporador.

### c) Turbina

La turbina se encarga de generar el trabajo que será utilizado para accionar el generador de potencia. La cantidad de trabajo producido o de “salida” por unidad de masa ( $w_{salida}$ ) está en función de la diferencia entre los valores de entalpía del fluido de trabajo a la entrada ( $h_{ent,tur}$ ) y salida ( $h_{sal,tur}$ ) de la turbina:

$$w_{salida} = h_{ent,tur} - h_{sal,tur}. \quad \dots \quad (3.6)$$

Si se conoce la eficiencia isentrópica de la turbina ( $\eta_{s,tur}$ ), entonces:

$$w_{salida} = \eta_{s,tur}(h_{ent,tur} - h_{sal,tur}). \quad \dots \quad (3.7)$$

### d) Condensador

El condensador tiene como función extraer el calor remanente del fluido de trabajo a fin de convertirlo en líquido saturado y enviarlo de nuevo a la bomba. La cantidad de calor expulsado o de “salida” por unidad de masa ( $q_{salida}$ ) en el condensador se calcula a partir de la diferencia de entalpías del fluido de trabajo a la entrada ( $h_{ent,cond}$ ) y salida ( $h_{sal,cond}$ ):

$$q_{salida} = h_{ent,cond} - h_{sal,cond}. \quad \dots \quad (3.8)$$



### e) Trabajo neto de salida

El trabajo neto de salida por unidad de masa para el ciclo ( $w_{neto\ de\ salida}$ ) se obtiene a partir de la diferencia entre el trabajo de salida de la turbina y el trabajo de entrada de la bomba:

$$w_{neto\ de\ salida} = w_{salida} - w_{entrada} \quad \dots \quad (3.9)$$

donde  $w_{salida} > w_{entrada}$ .

### f) Eficiencia térmica

La eficiencia térmica del ciclo ( $\eta_{th}$ ) se calcula como el cociente del trabajo neto de salida entre el calor de entrada:

$$\eta_{th} = \frac{w_{neto\ de\ salida}}{q_{entrada}}, \quad \dots \quad (3.10)$$

o bien puede determinarse en función del calor de salida y entrada:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}}. \quad \dots \quad (3.11)$$

### g) Gasto másico del fluido de trabajo

El gasto másico del fluido de trabajo ( $\dot{m}_{ft}$ ) puede calcularse a partir de la potencia que se desea obtener de la planta ( $\dot{W}$ ) y el trabajo neto de salida ( $w_{neto\ de\ salida}$ ), como:

$$\dot{m}_{ft} = \frac{\dot{W}}{w_{neto\ de\ salida}}. \quad \dots \quad (3.12)$$

### h) Gasto másico del fluido geotérmico

El gasto másico del fluido geotérmico ( $\dot{m}_{fg}$ ) puede medirse en campo o se puede estimar mediante la siguiente relación:

$$\dot{m}_{fg} = \dot{m}_{ft} * \left( \frac{h_{sal,E} - h_{ent,PC}}{c_p * (T_{ent,fg} - T_{ent,E})} \right). \quad \dots \quad (3.13)$$

donde  $c_p$  es la capacidad térmica específica del fluido geotérmico. Cabe mencionar que esta ecuación se deriva de la primera ley de la termodinámica aplicada al evaporador (E) y el precalentador (PC) considerándolos como un solo conjunto.

### i) Temperatura de salida del fluido geotérmico

La temperatura del fluido geotérmico a la salida del intercambiador de calor ( $T_{sal,fg}$ ) se puede calcular mediante la siguiente relación:

$$T_{sal,fg} = T_{ent,fg} - (T_{ent,fg} - T_{ent,E}) * \left( \frac{h_{sal,E} - h_{ent,PC}}{h_{ent,PC} - h_{sal,E}} \right). \quad \dots \quad (3.14)$$

## 3.3 Cálculos de exergía

A continuación, se presentan los cálculos de exergía requeridos para evaluar la eficiencia de una planta de ciclo binario a partir de la segunda ley de la termodinámica. Cabe mencionar que, en lo sucesivo, deberá entenderse que se trata de ésta cuando se haga referencia a la “eficiencia de la planta” para diferenciarla de la eficiencia termodinámica.

### 3.3.1 Exergía destruida por componente y total

#### a) Exergía destruida para la bomba y turbina

Como se mencionó anteriormente, la exergía es un parámetro que requiere de procesos reversibles. Bomba y turbina pueden analizarse desde esta perspectiva, despreciando la fricción y las pérdidas de calor al ambiente. Por lo tanto, la exergía destruida en ambos componentes es cero.

$$X_{destruida,bomba} = X_{destruida,turbina} = 0. \quad \dots \quad (3.15)$$

## b) Exergía destruida en el intercambiador de calor y condensador

Las transferencias de calor en el intercambiador (precalentador/evaporador) y el condensador constituyen irreversibilidades del ciclo, por lo que implican destrucción de exergía. Las ecuaciones para calcular la exergía destruida en estos componentes se presentan a continuación.

- Para el intercambiador de calor:

$$X_{dest,E/PC} = T_{amb} \left( s_2 - s_1 - \frac{q_{ent}}{T_{fg}} \right), \quad \dots \quad (3.16)$$

donde  $s_2$  y  $s_1$  son las entropías a la salida y la entrada del evaporador/precalentador.

- Para el condensador:

$$X_{des,cond} = T_{amb} \left( s_2 - s_1 - \frac{q_{ent}}{T_{amb}} \right), \quad \dots \quad (3.17)$$

donde, en este caso,  $s_2$  y  $s_1$  son las entropías a la salida y la entrada del condensador.

## c) Exergía total destruida

La exergía destruida total es la suma de las exergías destruidas en los componentes de la planta, de tal manera que:

$$X_{des,total} = X_{d,cond} + X_{d,ic} + X_{d,bomba} + X_{d,turbina} \cdot \quad \dots \quad (3.18)$$

### 3.3.2 Exergía gastada

La exergía total gastada está conformada por la exergía vinculada al calor de entrada en el intercambiador (precalentador/evaporador) y la correspondiente al trabajo de entrada a la bomba. Se determinan mediante las siguientes ecuaciones.

#### d) Exergía asociada al calor de entrada

La exergía del calor de entrada ( $X_{calor,ent}$ ) se calcula a partir de la eficiencia de Carnot y el calor de entrada al ciclo, a partir de la siguiente expresión:

$$X_{calor,ent} = \left(1 - \frac{T_{ambiente}}{T_{fg}}\right) q_{ent} \cdot \quad \dots \quad (3.19)$$

#### e) Exergía asociada al trabajo de entrada a la bomba

La exergía asociada al trabajo de entrada de la bomba ( $X_{bomba,ent}$ ):

$$X_{bomb,ent} = w_{bomba,ent} \cdot \quad \dots \quad (3.20)$$

#### f) Exergía total gastada

Finalmente, la exergía total gastada ( $X_{gastada}$ ) se calcula como:

$$X_{gastada} = X_{bomba,ent} + X_{calor,ent} \cdot \quad \dots \quad (3.21)$$

### 3.3.3 Exergía recuperada

La exergía recuperada ( $X_{recuperada}$ ) es aquella que interesa incrementar de la planta, y es igual al trabajo de salida generado por la turbina:

$$X_{recuperada} = w_{salida,turbina} \cdot \quad \dots \quad (3.22)$$

### 3.3.4 Eficiencia según la segunda ley o de la planta

Con base en la segunda ley de la termodinámica, la eficiencia de la planta ( $\eta_{II}$ ) puede determinarse en función de la exergía gastada y la exergía recuperada o la destruida, como se indica a continuación.

- En función de la exergía recuperada:

$$\eta_{II} = \frac{X_{recuperada}}{X_{gastada}}. \quad \dots \quad (3.23)$$

- En función de la exergía destruida:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{X_{destruida}}{X_{gastada}}. \quad \dots \quad (3.24)$$

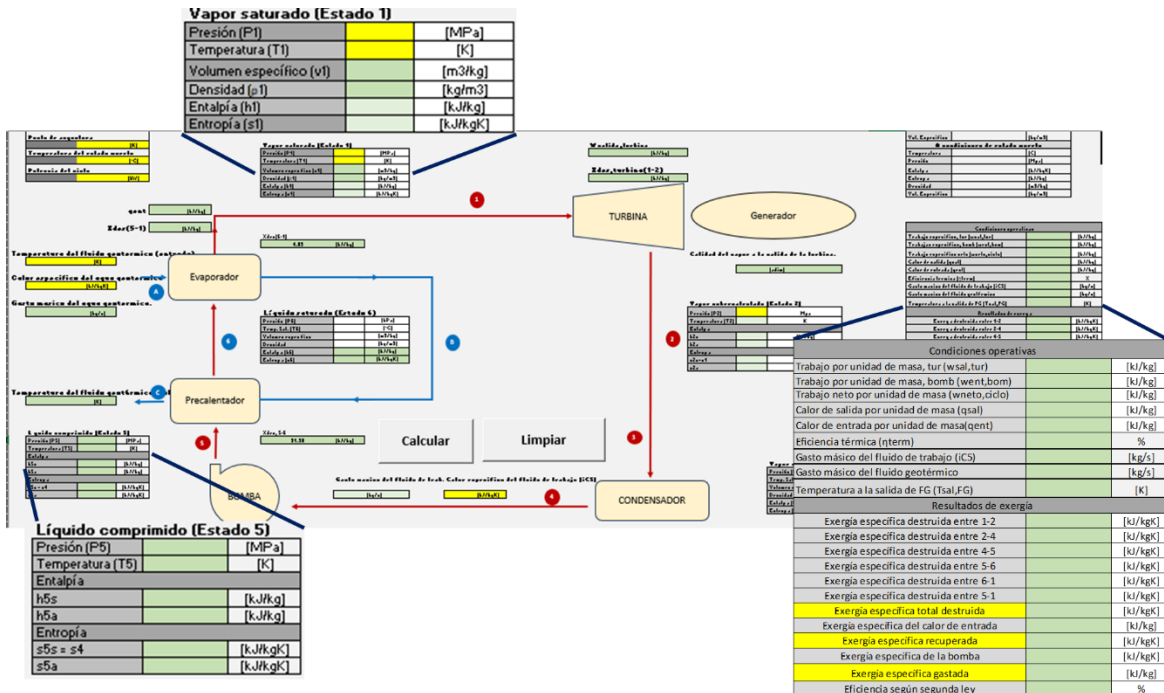
## Capítulo 4

# Herramienta computacional

En este capítulo, se presenta la herramienta computacional desarrollada para calcular la eficiencia de una planta geotérmica de ciclo binario a partir de cálculos de exergía. Primeramente, se describen las características del programa, indicando los datos de entrada requeridos y los resultados que genera. Posteriormente, se presenta un caso de aplicación con datos reportados en la literatura. Finalmente, se discute la verificación de los resultados del programa.

### 4.1 Descripción del programa

Se desarrolló un programa de cómputo que permite calcular la eficiencia de una planta de ciclo binario mediante cálculos de exergía. Para tal efecto, se desarrollaron algoritmos computacionales para resolver el conjunto de ecuaciones descritas en el capítulo 3. Como lenguaje de programación se utilizó Visual Basic para macros en Microsoft Excel ®. La herramienta cuenta con una interfaz gráfica intuitiva y diseñada directamente sobre una hoja de Excel, como se muestra en la **Figura 4.1**.



**Figura 4.1** Interfaz gráfica del programa computacional desarrollado para calcular la eficiencia de una planta geotérmica de ciclo binario

La interfaz gráfica de usuario (**Figura 4.1**) se construyó tomando como base el esquema general de una planta de ciclo binario, y muestra sus componentes principales para el ciclo del fluido de trabajo: turbina, condensador, bomba, precalentador y evaporador. En cada uno de ellos, se presentan celdas para ingresar/imprimir datos concernientes a sus parámetros de operación.

En las interconexiones de los nodos, se visualizan 6 nodos - identificados con círculos rojos y numerados del 1 al 6, los cuales corresponden al estado termodinámico del fluido de trabajo a las condiciones de operación en esos puntos. Cerca de cada nodo se presentan recuadros con información referente a las propiedades del fluido, ya sea que se introduzcan como datos de entrada o para imprimir sus valores calculados, dependiendo del escenario analizado.

En cuando al ciclo del fluido geotérmico, se muestran tres nodos - identificados en círculos azules y letras A, B y C – para ingresar/imprimir los datos concernientes a las

condiciones de operación correspondientes. Finalmente, los cálculos de trabajo, energía y exergía en la planta realizados por el programa se presentan en paneles adyacentes.

#### 4.1.1 Datos de entrada y resultados

La siguiente lista muestra los datos de entrada solicitados por la herramienta computacional.

- a) Potencia de la turbina
- b) Presiones en la caldera y en el condensador
- c) Eficiencias isentrópicas de la turbina y la bomba
- d) Temperatura del fluido geotérmico a la entrada
- e) Temperatura del ambiente
- f) Calores específicos de los fluidos de trabajo y geotérmico
- g) Punto de angostura

Para identificar en la interfaz gráfica si una variable es dato de entrada o un resultado, las celdas con fondo amarillo corresponden a datos que el usuario debe ingresar; por otra parte, en las celdas en verde claro se imprimen resultados que el programa calcula internamente, como se ejemplifica en la **Figura 4.2**.

Vapor saturado (Estado 1)		
Presión (P1)		[MPa]
Temperatura (T1)		[K]
Volumen específico (v1)		[m <sup>3</sup> /kg]
Densidad (ρ1)		[kg/m <sup>3</sup> ]
Entalpía específica (h1)		[kJ/kg]
Entropía específica (s1)		[kJ/kgK]

**Figura 4.2** Ejemplo de datos de entrada (celdas en amarillo) y resultados calculados (celdas en verde claro) en la interfaz gráfica del programa.

Con respecto a las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo y del fluido geotérmico, éstas se determinan internamente a partir de tablas termodinámicas publicadas en la literatura para isopentano y agua, respectivamente (**Anexo A**). Para tal efecto, el programa cuenta con algoritmos internos de búsqueda en las bases de datos



construidas a partir de ellas, así como para realizar cálculos de interpolación cuando así es requerido.

Una vez definidos e ingresados los datos de entrada en la interfaz, al oprimir el botón “Calcular”, el programa se ejecuta. Posteriormente, se imprimen los valores de las propiedades termodinámicas originalmente desconocidas en los nodos, así como los parámetros de trabajo y calor en los componentes de la planta y los cálculos de exergía obtenidos, entre otros. En la **Figura 4.3** se sintetizan los resultados de la herramienta.

Condiciones operativas		
Trabajo por unidad de masa, tur (wsal,tur)		[kJ/kg]
Trabajo por unidad de masa, bomb (went,bom)		[kJ/kg]
Trabajo neto por unidad de masa (wneto,ciclo)		[kJ/kg]
Calor de salida por unidad de masa (qsal)		[kJ/kg]
Calor de entrada por unidad de masa (qent)		[kJ/kg]
Eficiencia térmica ( $\eta_{term}$ )		%
Gasto másico del fluido de trabajo (iC5)		[kg/s]
Gasto másico del fluido geotérmico		[kg/s]
Temperatura a la salida de FG (Tsal,FG)		[K]
Resultados de exergía		
Exergía específica destruida entre 1-2		[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 2-4		[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 4-5		[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 5-6		[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 6-1		[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 5-1		[kJ/kgK]
<b>Exergía específica total destruida</b>		[kJ/kgK]
Exergía específica del calor de entrada		[kJ/kg]
<b>Exergía específica recuperada</b>		[kJ/kgK]
Exergía específica de la bomba		[kJ/kgK]
<b>Exergía específica gastada</b>		[kJ/kg]
Eficiencia según segunda ley		%

**Figura 4.3** Ejemplo de los resultados de la herramienta de cómputo desarrollada.

## 4.2 Ejemplo de aplicación

Como ejemplo de aplicación, se considera la información de una planta geotérmica de ciclo binario (DiPippo, 2016). A continuación, se presenta el planteamiento del problema, se discute la estrategia de resolución y se muestra su implementación en la herramienta computacional desarrollada.

### 4.2.1 Planteamiento del problema

Se desea calcular la eficiencia de utilización de una planta geotérmica de ciclo binario que opera con isopentano como fluido de trabajo, y que genera 1200 [kW] de potencia.

Los datos conocidos son los siguientes:

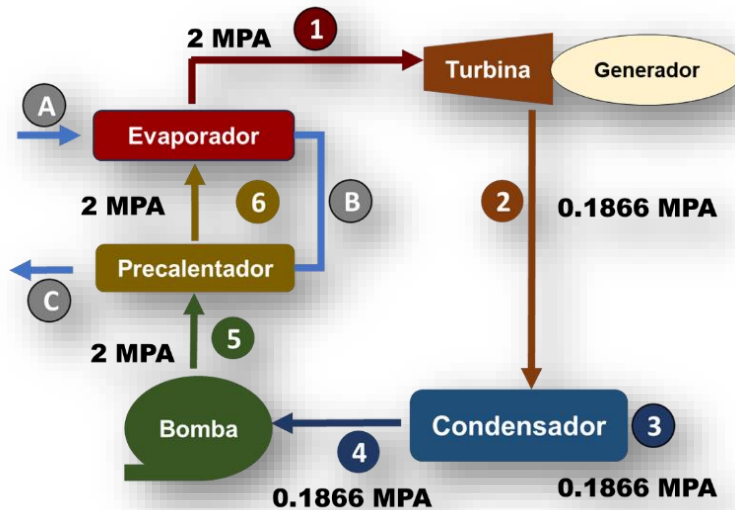
- Temperatura de entrada del fluido geotérmico: 440 [K].
- Calor específico del fluido geotérmico:  $4.19 \left[ \frac{kJ}{kgK} \right]$ .
- Densidad del fluido geotérmico: 897.2 [K].
- Diferencia del punto de angostura: 5[K].
- Presión en precalentador y evaporador: 2 [MPa].
- Presión en condensador: 0.1866[MPa].
- Eficiencia isentrópica de la turbina: 85%.
- Eficiencia isentrópica de la bomba: 75%.
- Temperatura del ambiente (estado muerto):300 [K] .

Se desea determinar lo siguiente:

- Trabajo de la turbina y la bomba por unidad de masa.
- Trabajo neto de salida por unidad de masa.
- Calor a la salida y entrada por unidad de masa.
- Eficiencia térmica del ciclo.
- Gastos másicos del fluido geotérmico y del fluido de trabajo.
- Temperatura a la salida del fluido geotérmico.
- Exergía destruida del ciclo, exergía gastada y exergía recuperada.
- Eficiencia de la planta (según la segunda ley de la termodinámica).

## 4.2.2 Estrategia de resolución

En el esquema que se presenta en la **Figura 4.4** se indican los valores conocidos de presión en los nodos que interconectan los componentes de la planta. Se distingue la trayectoria del fluido geotérmico en azul y la del isopentano con los colores de los componentes correspondientes.



**Figura 4.4** Esquema general de la planta de ciclo binario con datos conocidos de presión en el problema.

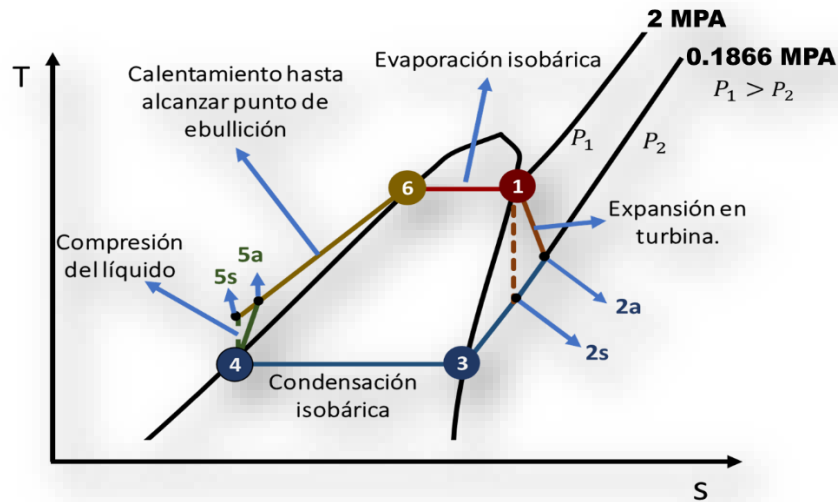
Considerando la metodología descrita en el capítulo 3, es conveniente comenzar por determinar las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo. Por lo tanto, resulta necesario contar con algún dato de entrada que permita obtenerlas, ya sea una condición operativa como el trabajo específico, o bien empleando otra propiedad termodinámica. Con base en análisis preliminares, los estados termodinámicos señalados en la **Figura 4.4** en cada etapa del ciclo corresponden a las siguientes condiciones:

- Estado 1. Vapor saturado
- Estado 2. Vapor sobrecalentado
- Estado 3. Vapor saturado
- Estado 4. Líquido saturado
- Estado 5. Líquido comprimido

- Estado 6. Líquido saturado

Los estados identificados con las letras A, B y C corresponden al fluido geotérmico, el cual se encuentra siempre como líquido saturado a diferentes temperaturas.

En la **Figura 4.5** se muestra un diagrama de temperatura contra entropía para el fluido de trabajo que permite visualizar su comportamiento cualitativo en las diferentes etapas del ciclo. Como se puede observar, se tienen dos procesos isobáricos: el primero, va desde la descarga de la bomba (5) hasta la entrada de la turbina (1); el segundo, va de la descarga de la turbina (2) hasta la succión de la bomba (4). De acuerdo con el diagrama, el isopentano se encuentra como vapor sobrecalentado al salir de la turbina (2). Por otra parte, en el condensador entra como vapor sobrecalentado (2), alcanza una condición de vapor saturado (3) y sale como líquido saturado (4).



**Figura 4.5** Diagrama cualitativo T-s del comportamiento termodinámico del fluido de trabajo en una planta de ciclo binario.

## 4.2.2 Implementación en la herramienta

Una vez establecidos los parámetros de entrada del problema, se procede a introducirlos en la interfaz gráfica del programa donde corresponda y se procede a ejecutar el programa. En la **Figura 4.6**, se presentan los datos de entrada (amarillo) y los resultados calculados (verde claro) para las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo en los nodos. De la misma manera, en la **Figura 4.7**, se presentan los datos conocidos y los resultados concernientes a los parámetros de operación de los componentes de la planta. Finalmente, en la **Figura 4.8** se muestran los cálculos de exergía obtenidos.

Vapor saturado (Estado 1)		
Presión (P1)	2.00	[MPa]
Temperatura (T1)	427.10	[K]
Volumen específico (v1)	0.016	[m <sup>3</sup> /kg]
Densidad (ρ1)	62.775	[kg/m <sup>3</sup> ]
Entalpía específica (h1)	741.08	[kJ/kg]
Entropía específica (s1)	2.2022	[kJ/kgK]

Líquido saturado (Estado 4)		
Presión (P4)	0.1866	[kPa]
Temp. Sat (T4)	320.00	[°C]
Volumen específico (v4 = vf)	0.001686	[m <sup>3</sup> /kg]
Densidad (ρ4)	593.120	[kg/m <sup>3</sup> ]
Entalpía específica (h4 = hf)	249.50	[kJ/kg]
Entropía específica (s4 = sf)	0.9616	[kJ/kgK]

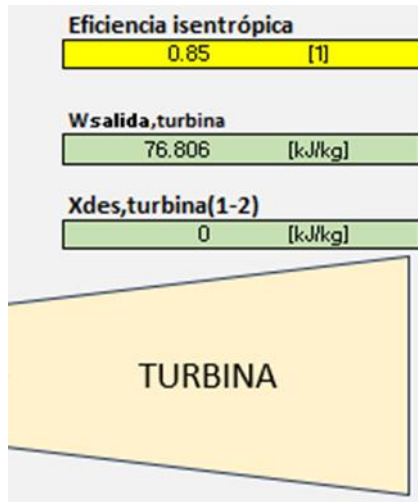
Vapor sobrecalentado (Estado 2)		
Presión (P2)	0.1866	Mpa
Temperatura (T2)	364.64	K
Entalpía específica		
h2s	650.72	[kJ/kg]
h2a	664.27	[kJ/kg]
Entropía específica		
s2s=s1	2.2022	[kJ/kgK]
s2a	2.2399	[kJ/kgK]

Líquido comprimido (Estado 5)		
Presión (P5)	2.0	[MPa]
Temperatura (T5)	321.63	[K]
Entalpía específica		
h5s	252.56	[kJ/kg]
h5a	253.58	[kJ/kg]
Entropía específica		
s5s = s4	0.9616	[kJ/kgK]
s5a	0.9743	[kJ/kgK]

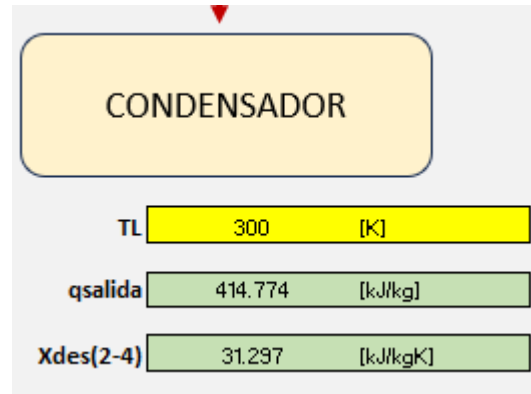
Vapor saturado (Estado 3)		
Presión (P3)	0.1866	[kPa]
Temp. Sat (T3)	320.00	[K]
Volumen específico (v3=vg)	0.1844	[m <sup>3</sup> /kg]
Densidad (ρ3)	5.42	[kg/m <sup>3</sup> ]
Entalpía específica (h3=hg)	578.16	[kJ/kg]
Entropía específica (s3=sg)	1.9887	[kJ/kgK]

Líquido saturado (Estado 6)		
Presión (P6)	2.0	[kPa]
Temp. Sat. (T6)	427.1	[°C]
Volumen específico (v6)	0.00219	[m <sup>3</sup> /kg]
Densidad (ρ6)	455.67	[kg/m <sup>3</sup> ]
Entalpía específica (h6)	545.34	[kJ/kg]
Entropía específica (s6)	1.7437	[kJ/kgK]

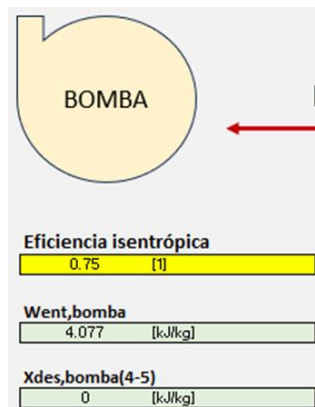
**Figura 4.6** Datos de entrada y resultados de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo por estado.



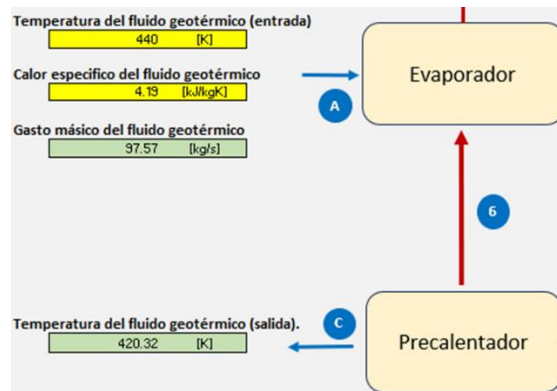
a)



b)



c)



d)

**Figura 4.7** Datos de entrada y resultados de las condiciones operativas de los componentes de la planta.

Condiciones operativas		
Trabajo por unidad de masa, tur ( $w_{sal,tur}$ )	76.81	[kJ/kg]
Trabajo por unidad de masa, bomb ( $w_{ent,bom}$ )	4.08	[kJ/kg]
Trabajo neto por unidad de masa ( $w_{neto,ciclo}$ )	72.73	[kJ/kg]
Calor de salida por unidad de masa ( $q_{sal}$ )	414.77	[kJ/kg]
Calor de entrada por unidad de masa ( $q_{ent}$ )	487.50	[kJ/kg]
Eficiencia térmica ( $\eta_{term}$ )	14.92	%
Gasto másico del fluido de trabajo ( $i_{C5}$ )	16.50	[kg/s]
Gasto másico del fluido geotérmico	97.57	[kg/s]
Temperatura a la salida de FG ( $T_{sal,FG}$ )	420.32	[K]
Resultados de exergía		
Exergía específica destruida entre 1-2	0.00	[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 2-4	31.30	[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 4-5	0.00	[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 5-6	31.90	[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 6-1	4.09	[kJ/kgK]
Exergía específica destruida entre 5-1	35.99	[kJ/kgK]
<b>Exergía específica total destruida</b>	67.29	[kJ/kgK]
Exergía específica del calor de entrada	155.11	[kJ/kg]
<b>Exergía específica recuperada</b>	76.81	[kJ/kgK]
Exergía específica de la bomba	4.08	[kJ/kgK]
<b>Exergía específica gastada</b>	159.19	[kJ/kg]
Eficiencia según segunda ley	48.25	%

Figura 4.8 Cálculos de exergía para el problema analizado.

### 4.3 Verificación del programa

Los resultados de la herramienta de cómputo se verificaron con base en los valores correspondientes presentados por DiPippo (2016) para el problema analizado en la sección 4.2. De esta manera, en la **Tabla 4.1** se comparan los resultados para las condiciones operativas de los componentes de la planta. La comparación de los cálculos de exergía se presenta en la **Tabla 4.2**.

Como se muestra en las **Tablas 4.1** y **4.2**, existe un buen acuerdo entre los resultados de la herramienta desarrollada y los cálculos reportados para el problema analizando. En general, el error relativo en el cálculo de los parámetros de operación de los componentes es menor de 3%, excepto para el trabajo de la bomba con un error relativo de 33%, lo cual se discute más adelante. Por otra parte, en los cálculos de exergía, el error relativo en general es menor de 2%, y no sobrepasa de 8% cuando se tienen las diferencias más

grandes; nuevamente, el error más importante se presenta en el cálculo de la exergía de la bomba.

Las discrepancias encontradas en el cálculo del trabajo de la bomba por unidad de masa y, en consecuencia, en el cálculo de la exergía, se atribuye a que el proceso se consideró como isentrópico en la literatura. En este trabajo, se calculó para un proceso real.

Condiciones operativas	Resultados de literatura	Resultados del programa	Error relativo [%]
Trabajo de la turbina por unidad de masa [kJ/kg]	77.7	76.80	1.2%
Trabajo de la bomba por unidad de masa [kJ/kg]	3.06	4.08	33.2%
Trabajo neto del ciclo [kJ/kg]	74.64	72.73	2.6%
Calor de salida por unidad de masa [kJ/kg]	413.88	414.77	0.2%
Calor de entrada por unidad de masa [kJ/kg]	487.5	487.5	0.0%
Eficiencia térmica del ciclo [%]	15.1	14.92	1.2%
Gasto másico del fluido de trabajo [kg/s]	16.3	16.5	1.2%
Gasto másico del fluido geotérmico [kg/s]	96.2	97.57	1.4%
Temperatura a la salida del fluido geotérmico [kJ/kg]	420.3	420.3	0.01%

**Tabla 4.1** Comparación de resultados para las condiciones operativas de los componentes de la planta.



Parámetros de exergía	Resultados de literatura	Resultados del programa	Error relativo [%]
Exergía específica destruida de la turbina [kJ/kg]	13.77	14.65	6.39
Exergía específica destruida en el precalentador [kJ/kg]	29.58	31.90	7.84
Exergía específica destruida en el evaporador [kJ/kg]	4.35	4.09	5.98
Exergía específica destruida en el intercambiador de calor [kJ/kg]	35.98	35.99	0.03
Exergía específica total destruida [kJ/kg]	83.68	86.63	3.53
Exergía específica del calor de entrada [kJ/kg]	155.11	155.11	0.00
Exergía específica recuperada [kJ/kg]	77.7	76.81	1.15
Exergía específica de la bomba [kJ/kg]	3.06	4.08	33.33
Exergía específica gastada [kJ/kg]	158.17	159.18	0.64
Eficiencia de la planta (según segunda ley) [%]	49.12	48.247	1.78

**Tabla 4.2** Comparación de los cálculos de exergía.

## Capítulo 5

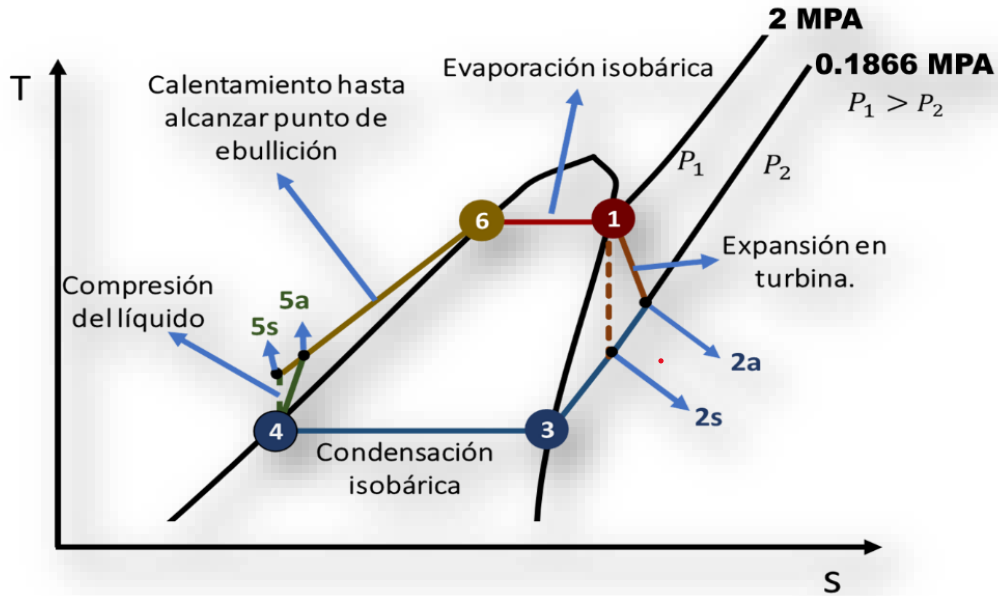
# Estudios paramétricos

En este capítulo se presentan y discuten los efectos de variables selectas en la operación de una planta de ciclo binario sobre la eficiencia de ésta y los cálculos de exergía en el sistema. Las variables consideradas son las presiones de succión y de descarga de la turbina, así como las eficiencias isentrópicas de la turbina y la bomba.

### 5.1 Caso de estudio

En la definición del caso base para los estudios paramétricos que se presentan y discuten en este capítulo se consideraron los datos de la planta geotérmica de ciclo binario descrita en la sección 4.2 del capítulo 4, la cual opera con isopentano como fluido de trabajo y agua como fluido geotérmico.

En cuanto a las variables de sensibilidad, se investigaron los efectos de los siguientes parámetros sobre los cálculos de exergía y la eficiencia de la planta: a) presión de succión de la turbina; b) presión de descarga de la turbina; c) eficiencia isentrópica de la turbina; y d) eficiencia isentrópica de la bomba. Como referencia para las discusiones correspondientes, se incluye nuevamente un diagrama temperatura contra entropía (**Figura 5.1**).



**Figura 5.1** Diagrama cualitativo T-s del proceso correspondiente al ciclo del isopentano como fluido de trabajo en una planta de ciclo binario.

## 5.2 Efecto de la presión de succión de la turbina

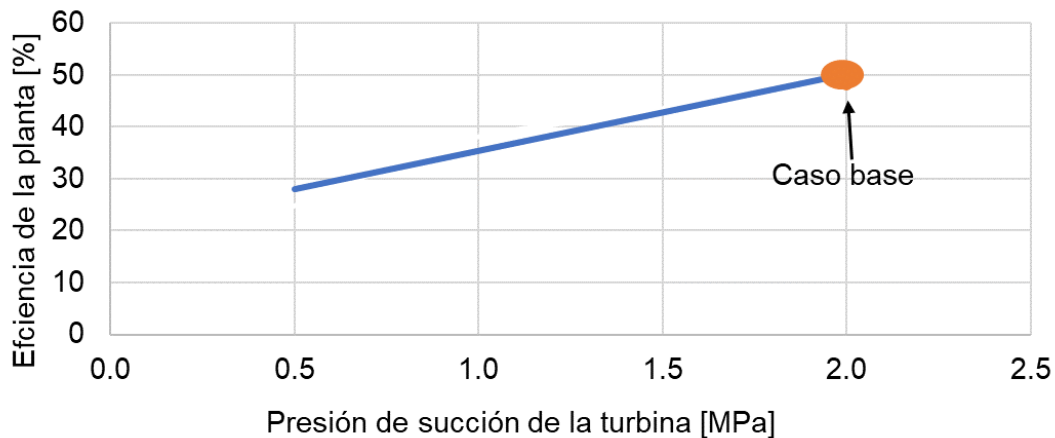
En el caso base, el fluido de trabajo entra a la turbina como vapor saturado a 2 [MPa] de presión y 427.1 [K] de temperatura. En el presente estudio se varió la presión de succión de la turbina, con decrementos de 0.25 [MPa], hasta un mínimo de 0.5 [MPa]. En cada caso, el programa calcula la temperatura de saturación correspondiente. Con referencia a la **Figura 5.1**, observar que este paramétrico consiste en bajar el punto 1 sobre la curva de vapor saturado. En consecuencia, el punto 6 desciende sobre la curva de líquido saturado debido a que el proceso en el evaporador es isobárico.

Los resultados obtenidos sobre el efecto de la presión de succión de la turbina sobre la eficiencia de la planta se presentan en la **Tabla 5.1** y la **Figura 5.2**. El caso base se resalta en color naranja. Se observa que la presión de succión de la turbina tiene un efecto importante sobre la eficiencia de la planta, de tal forma que ésta se reduce de una manera prácticamente lineal conforme la presión disminuye; así, con la reducción de la presión de 2 [MPa] a 0.5 [MPa], la eficiencia de la planta disminuyó de 48.25% a un valor

de 24.8%. Estos resultados pueden explicarse al considerar que la temperatura del vapor saturado que sale del evaporador y entra a la turbina disminuye conforme se reduce la presión (ver **Tabla 5.1**); en consecuencia, la energía térmica del fluido es menor y se reduce el trabajo neto de salida de la planta.

Presión de succión de la turbina [MPa]	Temperatura de saturación [K]	Eficiencia de la planta [%]
2.00	427.1	48.25
1.75	417.55	45.98
1.50	408	43.53
1.25	398.4	40.91
1.00	388.9	38.11
0.75	372.9	32.14
0.50	356.9	24.79

**Tabla 5.1** Eficiencia de la planta para diferentes valores de presión de succión de la turbina.



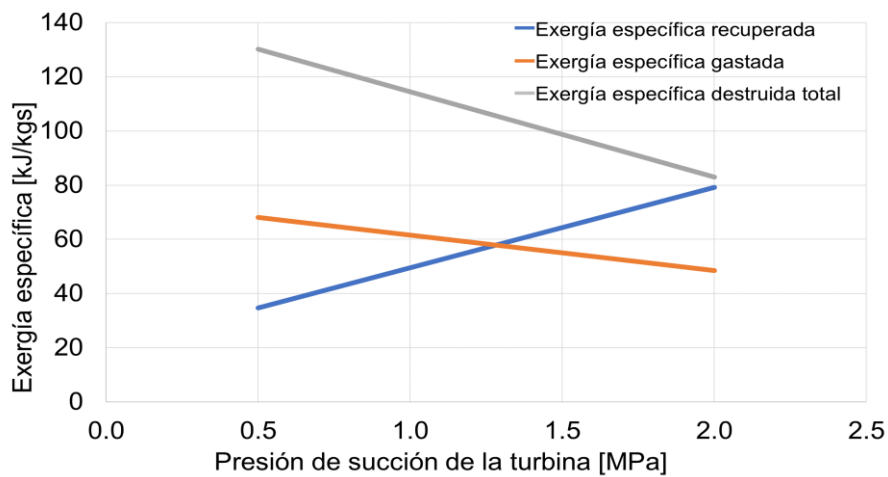
**Figura 5.2** Efecto de la presión de succión de la turbina en la eficiencia de la planta.

Los efectos de la presión de succión en las exergías recuperada, gastada y destruida se presentan en la **Tabla 5.2** y la **Figura 5.3**. Se observa que conforme disminuye la presión de succión, la exergía recuperada (turbina) se reduce; por otra parte, la exergía gastada (bomba e intercambiador de calor) y la exergía destruida total aumentan (condensador e intercambiador de calor). Estos resultados pueden interpretarse como que se desperdicia

la energía suministrada por el fluido geotérmico al intercambiador de calor, así como el trabajo empleado en la operación de la bomba.

Presión de succión de la turbina [MPa]	Exergía específica recuperada [kJ/kg]	Exergía específica gastada [kJ/kg]	Exergía específica destruida total [kJ/kg]
2.00	76.81	50.64	86.63
1.75	71.03	53.06	92.66
1.50	65.19	52.85	96.30
1.25	59.33	55.98	103.17
1.00	53.47	59.11	110.03
0.75	42.40	65.00	120.61
0.50	30.63	71.12	136.86

**Tabla 5.2** Exergías recuperada, gastada y destruida para diferentes valores de presión de succión de la turbina.



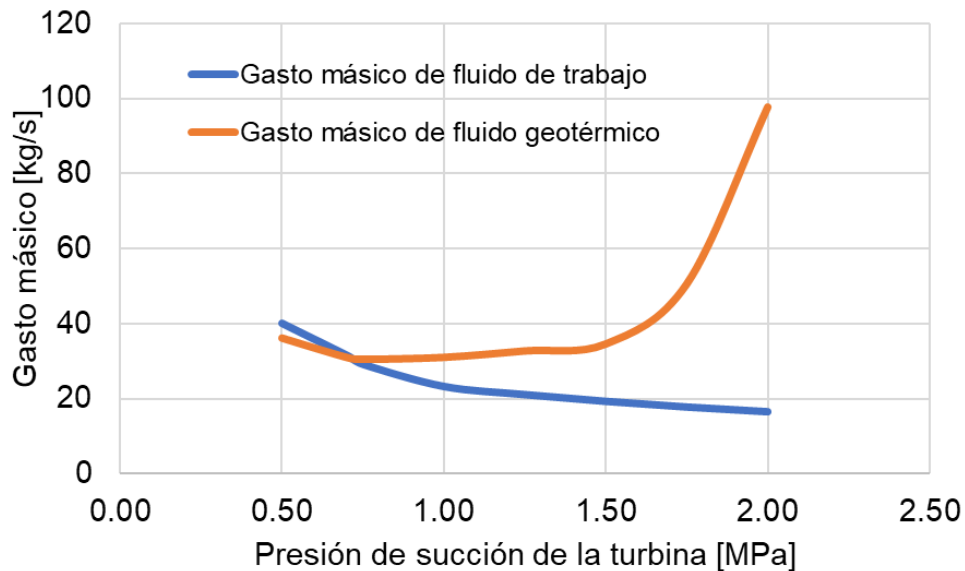
**Figura 5.3** Efecto de la presión de succión de la turbina en las exergías recuperada, gastada y destruida.

Los efectos de la presión de succión en los gastos máxicos de los fluidos de trabajo y geotérmico se muestran en la **Tabla 5.3** y **Figura 5.4**. Cabe resaltar que la temperatura del fluido geotérmico a la entrada del intercambiador de calor se mantuvo constante (440 [K]), al igual que la potencia de salida de la planta (1200 [kW]). En estas condiciones, al disminuir la presión de succión de la turbina, el gasto másico del fluido

de trabajo aumenta, mientras que el del fluido geotérmico tiende a disminuir exponencialmente. Físicamente, esto puede explicarse al considerar que el tiempo de residencia del fluido geotérmico en el intercambiador de calor debe aumentar (su gasto másico disminuye) para transferir su energía térmica al fluido de trabajo, el cual debe fluir a un ritmo mayor para sostener la misma potencia de la planta si la presión de succión de la turbina disminuye.

Presión de succión de la turbina [MPa]	Temperatura de saturación [K]	Gasto másico del fluido de trabajo [kg/s]	Gasto másico del fluido geotérmico [kg/s]
2.00	427.10	16.50	97.57
1.75	417.55	17.77	50.55
1.50	408.00	19.28	34.59
1.25	398.40	21.09	32.73
1.00	388.90	23.24	31.04
0.75	372.90	29.17	30.50
0.70	368.50	31.57	31.00
0.50	356.90	40.11	36.15

**Tabla 5.3** Gastos másicos de los fluidos de trabajo y geotérmico para diferentes valores de presión de succión de la turbina.



**Figura 5.4** Efecto de la presión de succión de la turbina en los gastos másicos de los fluidos geotérmico y de trabajo.

### 5.3 Efecto de la presión de descarga de la turbina

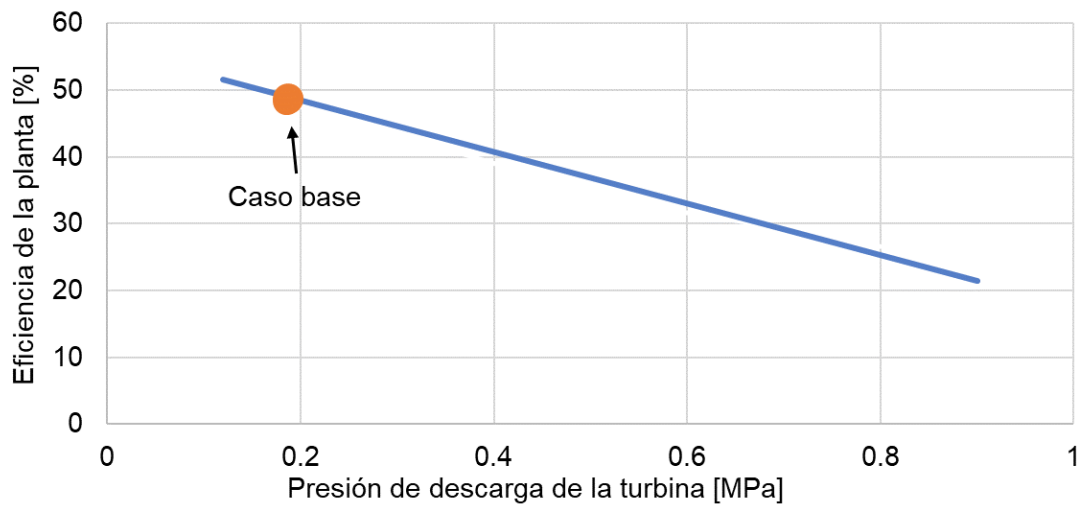
En esta sección se estudia el efecto de la presión de descarga de la turbina sobre la eficiencia de la planta y los cálculos de exergía. Como referencia, en el caso base el isopentano sale de la turbina como vapor sobrecalentado a  $0.1886 [MPa]$  y  $364.6 [K]$ . Los valores de presión de descarga considerados se indican en la **Tabla 5.4**, donde también se presentan los valores correspondientes calculados para la eficiencia de la planta. Estos mismos resultados se presentan gráficamente en la **Figura 5.5**; en color naranja se resalta el caso base. Hay que considerar que la presión de succión en la turbina se mantuvo constante en los siguientes análisis.

De acuerdo con la **Tabla 5.4** y la **Figura 5.5** se observa que la eficiencia de la planta se incrementa conforme la presión de descarga disminuye. Como referencia, este paramétrico puede visualizarse en la **Figura 5.1**, consiste en desplazar hacia abajo la isobara correspondiente a la presión de descarga.

Una forma de explicar los resultados obtenidos es considerando que el trabajo realizado por la turbina se incrementa al aumentar la caída de presión en este componente; en el condensador, debido a que el fluido de trabajo sale de la turbina a una menor temperatura, el calor de salida de este elemento disminuye. Por otra parte, la energía suministrada a la bomba aumenta, pero resulta más útil para llevar el fluido de trabajo a la presión del intercambiador de calor (la misma que la presión de succión de la turbina); de la misma forma, el calor transferido por el fluido geotérmico al intercambiador aumenta, pero se utiliza de mejor manera para calentar y vaporizar totalmente el isopentano debido a que el diferencial de temperatura entre la entrada del precalentador y la salida del evaporador aumenta al reducirse la presión de descarga de la turbina.

Presión de descarga de la turbina [MPa]	Eficiencia de la planta [%]
0.12	54.30
0.15	51.77
0.1866	48.25
0.3	43.50
0.4	39.04
0.55	32.65
0.6	31.61
0.7	29.27
0.8	26.56
0.9	23.45

**Tabla 5.4** Eficiencia de la planta para diferentes valores de presión de descarga de la turbina.



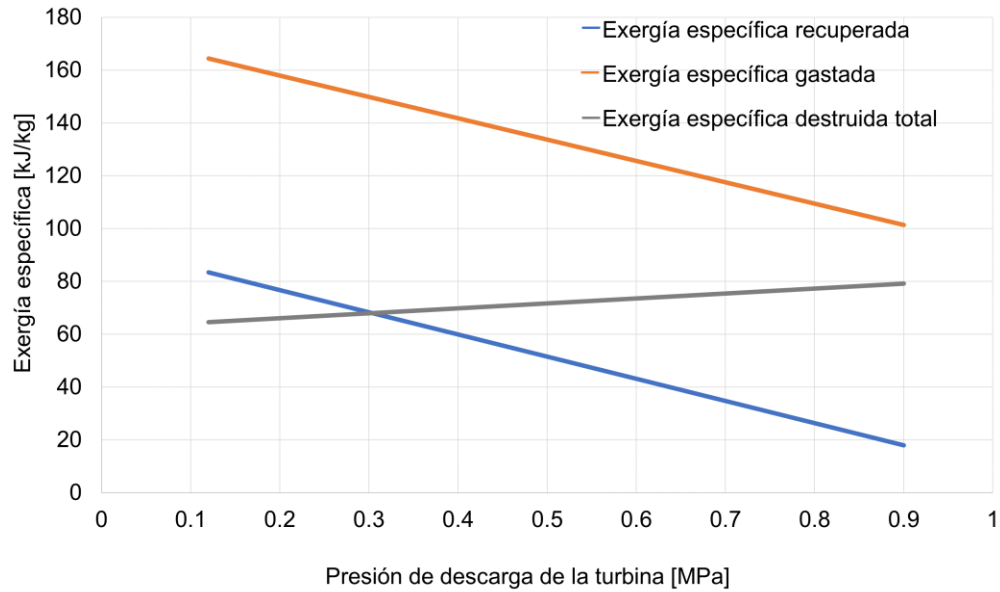
**Figura 5.5** Efecto de la presión de descarga de la turbina en la eficiencia de la planta.



Los efectos de la presión de descarga de la turbina en las exergías recuperada, gastada y destruida se muestran en la **Tabla 5.5** y la **Figura 5.6**. Como puede observarse, conforme la presión de descarga disminuye, la exergía recuperada (turbina) y la exergía gastada aumentan (bomba e intercambiador de calor), en tanto que la exergía destruida total (condensador e intercambiador de calor) se reduce. Estos resultados son congruentes con los razonamientos expuestos en el análisis de la eficiencia de la planta.

Presión de descarga de la turbina [MPa]	Exergía específica recuperada [kJ/kg]	Exergía específica gastada [kJ/kg]	Exergía específica destruida total [kJ/kg]
0.12	92.25	169.89	60.04
0.15	85.29	164.77	63.03
0.1866	76.81	159.19	67.29
0.3	63.64	146.28	69.44
0.4	53.58	137.24	72.38
0.55	41.19	126.16	76.59
0.6	38.86	122.95	76.11
0.7	34.21	116.85	75.48
0.8	29.55	111.24	75.35
0.9	24.89	106.15	75.76

**Tabla 5.5** Exergía recuperada, gastada y destruida para diferentes valores de presión de descarga de la turbina.

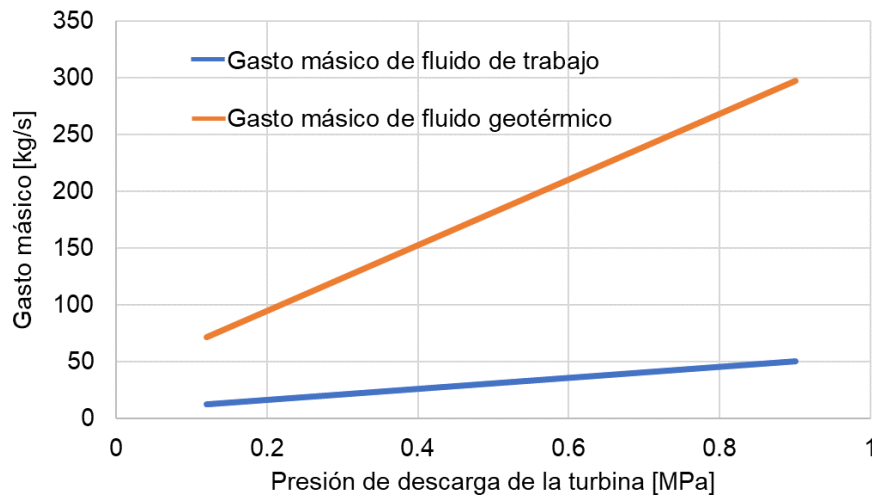


**Figura 5.6** Efecto de la presión de descarga de la turbina en las exergías recuperada, gastada y destruida.

A continuación, en la **Tabla 5.6** y la **Figura 5.7** se presenta el efecto de la presión de descarga de la turbina sobre los gastos másicos de los fluidos geotérmico y de trabajo. De acuerdo con los resultados mostrados, ambos se reducen conforme disminuye la presión de descarga. Como se mencionó previamente, el trabajo de la turbina por unidad de masa se incrementa al bajar la presión de descarga; en consecuencia, si la potencia de la planta se mantiene constante (1,200 [kW]), entonces el gasto másico del isopentano debe disminuir. Por otra parte, se requiere un gasto másico menor del fluido geotérmico porque el diferencial de temperatura en el intercambiador de calor se incrementó y el tiempo de residencia de fluido de trabajo aumentó.

Presión de descarga de la turbina [MPa]	Gasto másico del fluido de trabajo [kg/s]	Gasto másico del fluido geotérmico [kg/s]
0.12	13.62	80.52
0.15	14.79	87.44
0.1866	16.50	97.57
0.3	20.09	118.81
0.4	24.08	142.39
0.55	31.91	188.68
0.6	33.87	200.28
0.7	38.81	229.49
0.8	45.18	267.17
0.9	54.42	321.79

**Tabla 5.6** Gastos másicos de los fluidos geotérmico y de trabajo para diferentes valores de presión de descarga de la turbina.



**Figura 5.7** Efecto de la presión de descarga de la turbina en los gastos másicos de fluido geotérmico y de trabajo.

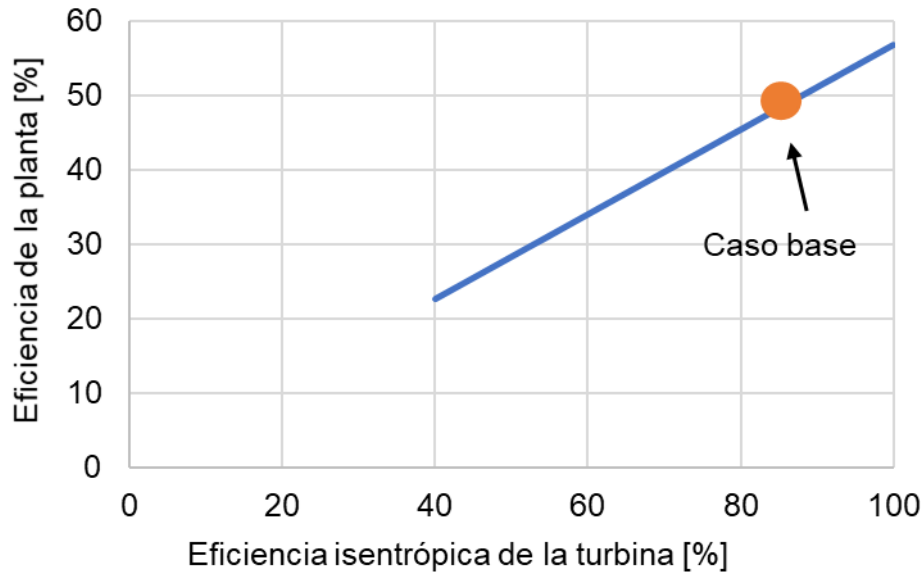
## 5.4 Efecto de eficiencia isentrópica de la turbina

Se analizó el efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina sobre la eficiencia de la planta. Los valores considerados en el estudio y los resultados obtenidos se indican en la **Tabla 5.7** y se muestran en la **Figura 5.8**; en naranja se resalta el caso base. Con referencia a la **Figura 5.1**, el incrementar la eficiencia de la turbina implica desplazar la línea que une los puntos 1 y 2a hacia la correspondiente al proceso ideal isentrópico (línea punteada de 1 a 2s).

De acuerdo con los resultados, la eficiencia de la planta se incrementa conforme aumenta la eficiencia isentrópica de la turbina, lo cual se explica de la siguiente manera. Con el incremento de la eficiencia de la turbina, el trabajo que genera se incrementa; por otra parte, el vapor sobrecalentado sale de la turbina a una menor temperatura y, en consecuencia, disminuye el calor de salida involucrado en el condensador para llevar el vapor a una condición de saturación (punto 3 de la **Figura 5.1**).

Eficiencia isentrópica de la turbina [%]	Eficiencia de la planta [%]
40	22.70
60	34.06
85	48.25
90	51.09
100	56.76

**Tabla 5.7** Eficiencia de la planta para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la turbina.



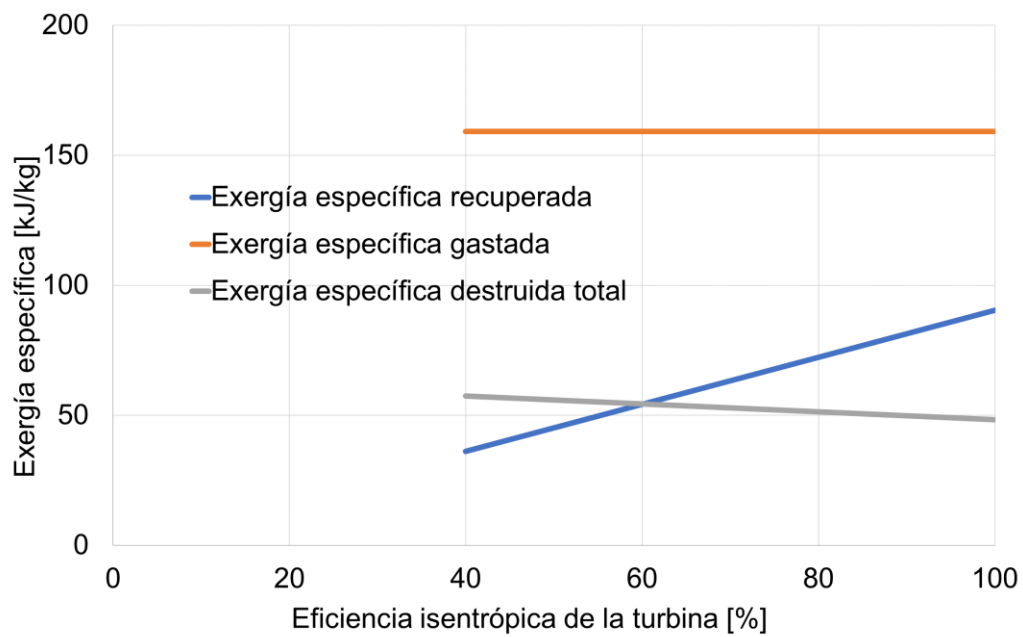
**Figura 5.8** Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina en la eficiencia de la planta.

Los valores calculados de las exergías recuperada, gastada y destruida en función de la eficiencia isentrópica de la turbina se presentan en la **Tabla 5.8** y la **Figura 5.9**. Se observa, en acuerdo a lo expuesto en párrafos anteriores, que la exergía recuperada (turbina) se incrementa y la exergía destruida total (condensador e intercambiador de calor) disminuye conforme aumenta la eficiencia isentrópica de la turbina.

El incremento registrado en la exergía recuperada se atribuye a que ésta depende totalmente del trabajo generado por la turbina; de esta manera, conforme el proceso en este elemento se acerca más a un comportamiento ideal, se genera más trabajo de salida y la recuperación de exergía se incrementa. Por otra parte, la exergía destruida disminuye exclusivamente por el efecto del proceso en el condensador; como se explicó, el calor de salida en este dispositivo disminuye porque el vapor que entra está más frío y se desperdicia menos energía para llevarlo al punto de saturación; aquí cabe resaltar que la exergía destruida en el intercambiador de calor no cambia, pues sus condiciones de operación permanecen constantes. Esto mismo ocurre con la bomba, lo cual explica que la exergía gastada permanezca constante (bomba e intercambiador de calor).

Eficiencia isentrópica de la turbina [%]	Exergía específica recuperada [kJ/kg]	Exergía específica gastada [kJ/kg]	Exergía específica destruida total [kJ/kg]
40	36.14	159.19	57.41
60	54.22	159.19	54.40
85	76.81	159.19	50.64
90	81.32	159.19	49.89
100	90.36	159.19	48.38

**Tabla 5.8** Exergía recuperada, gastada y destruida para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la turbina.

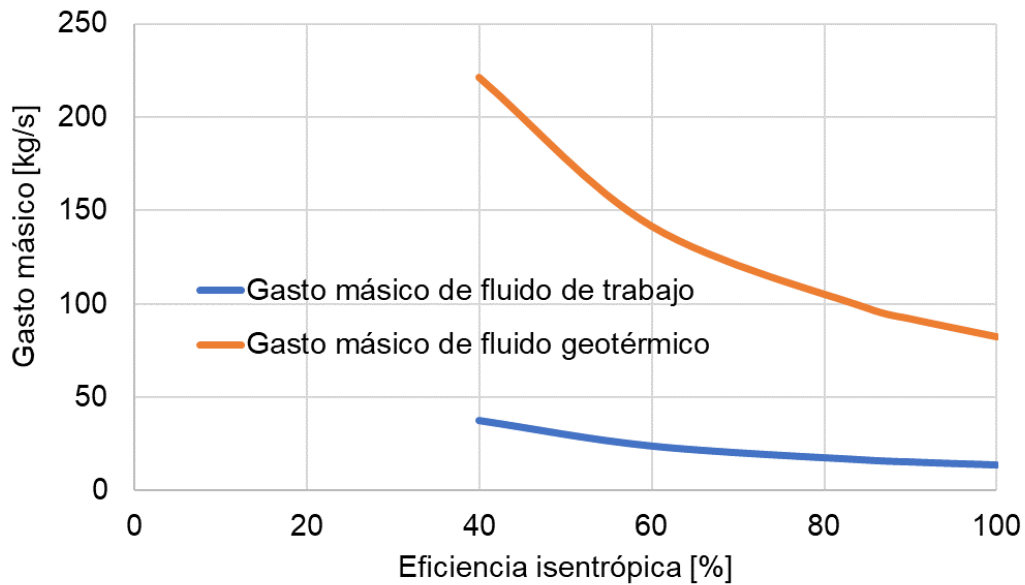


**Figura 5.9** Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina en la exergías recuperada, gastada y destruida.

El efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina sobre los gastos máscicos de los fluidos de trabajo y geotérmico se muestra en la **Tabla 5.9** y **Figura 5.10**. Por una parte, si el trabajo de salida de la turbina aumenta y el trabajo de la bomba permanece constante, entonces el trabajo neto de salida de la planta aumenta y se requiere un menor gasto máscico de isopentano para generar una misma potencia. En consecuencia, el gasto máscico del fluido geotérmico también disminuye.

Eficiencia isentrópica de la turbina [%]	Gasto máscico del fluido de trabajo [kg/s]	Gasto máscico del fluido geotérmico [kg/s]
40	37.42	221.29
60	23.93	141.53
85	16.50	97.57
90	15.53	91.86
100	13.91	82.24

**Tabla 5.9** Gastos máscicos de los fluidos geotérmico y de trabajo para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la turbina.



**Figura 5.10** Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina en la exergía recuperada, gastada y destruida.

## 5.5 Efecto de la eficiencia isentrópica de la bomba

Como último paramétrico, se investigó el efecto del incremento de la eficiencia isentrópica de la bomba sobre la eficiencia de la planta y los cálculos de exergía. En los análisis, esto puede visualizarse en la **Figura 5.1** como el desplazamiento del punto 5a hacia el punto 5s, de tal manera que el proceso en la bomba se acerca al ideal; al respecto, es conveniente mencionar que las presiones de succión y de descarga de la bomba se mantienen constantes en los análisis, ya que están controladas por las condiciones de operación de la turbina.

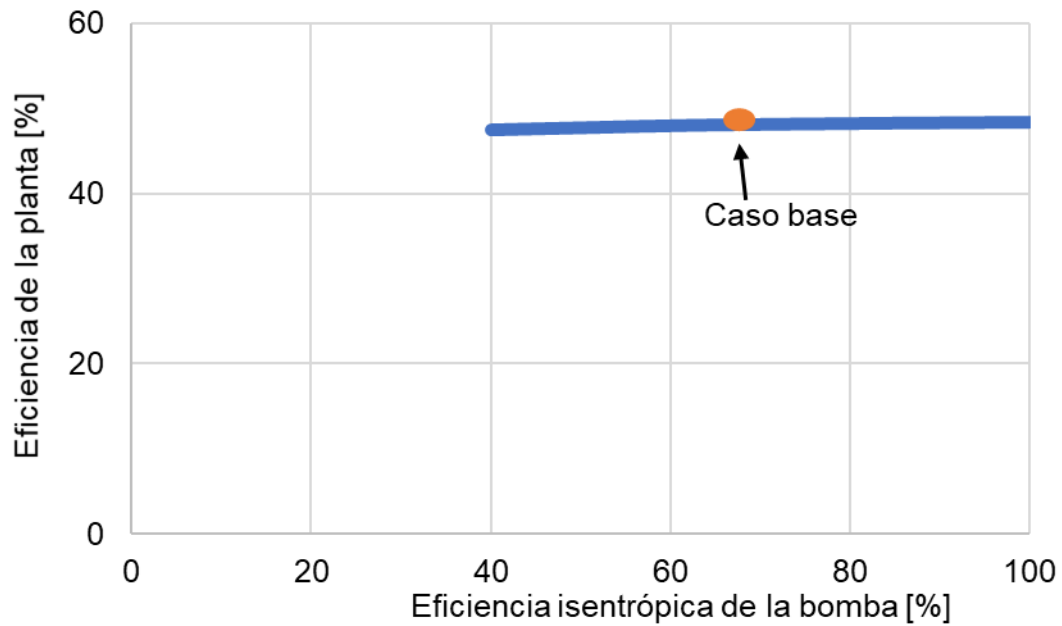
Los valores de eficiencia isentrópica de la bomba considerados en el estudio y los respectivos valores calculados de eficiencia de la planta se presentan en la **Tabla 5.10** y la **Figura 5.11**. De acuerdo con los resultados obtenidos, el incremento de la eficiencia de la bomba no tiene un efecto significativo sobre la eficiencia de la planta, aunque tiene un ligero incremento. Observar que esta última aumenta de un valor de 47.52% a solo 48.46% al variar la eficiencia de la bomba de un valor de 40% a 100%. Con base en los análisis realizados, esto se atribuye a que la temperatura y la entalpía del líquido comprimido a la descarga de la bomba (punto 5a en la **Figura 5.1**) prácticamente no cambian; en consecuencia, tampoco varía de manera significativa el proceso en el intercambiador de calor.

De manera consistente, no se identificaron efectos significativos sobre los cálculos de las exergías recuperada, gastada y destruida total para el sistema analizado, como se muestra en la **Tabla 5.11** y la **Figura 5.12**. Tampoco se registraron cambios importantes en los gastos másicos de los fluidos de trabajo y geotérmico (**Tabla 5.12** y **Figura 5.13**).



Eficiencia isentrópica de la bomba [%]	Eficiencia de la planta [%]
40	47.52
60	48.04
70	48.19
75	48.25
80	48.30
90	48.39
100	48.46

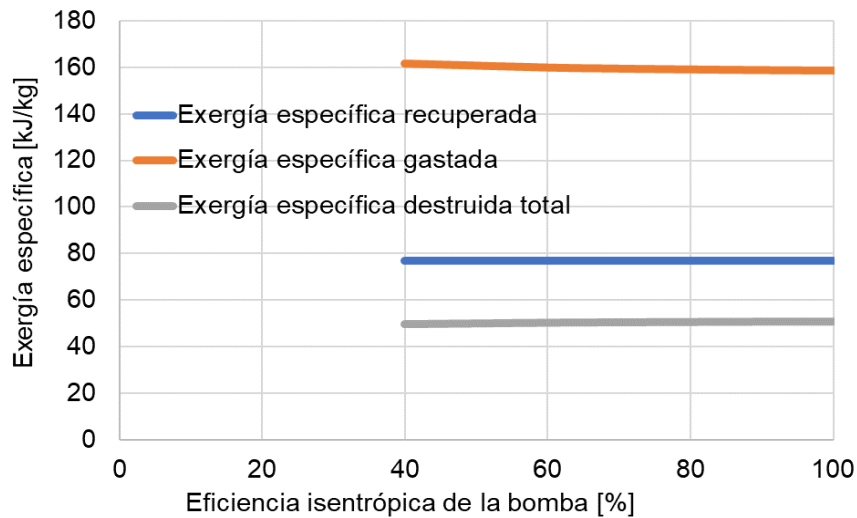
**Tabla 5.10** Eficiencia de la planta para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la bomba.



**Figura 5.11** Efecto de la eficiencia isentrópica de la bomba en la eficiencia de la planta.

Eficiencia isentrópica de la bomba [%]	Exergía específica recuperada [kJ/kg]	Exergía específica gastada [kJ/kg]	Exergía específica destruida total [kJ/kg]
40	76.81	161.62	49.78
60	76.81	159.89	50.39
70	76.81	159.39	50.57
75	76.81	159.19	50.64
80	76.81	159.02	50.70
90	76.81	158.73	50.81
100	76.81	158.50	50.89

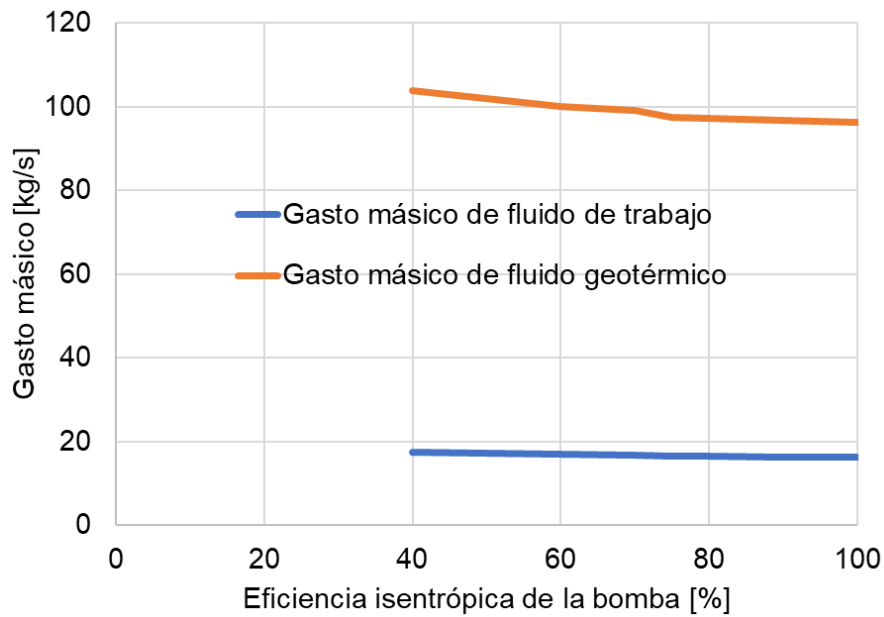
**Tabla 5.11** Exergías recuperada, gastada y destruida para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la bomba.



**Figura 5.12** Efecto de la eficiencia isentrópica de la bomba en las exergías recuperada, gastada y destruida.

Eficiencia isentrópica de la bomba [%]	Gasto másico del fluido de trabajo [kg/s]	Gasto másico del fluido geotérmico [kg/s]
40	17.57	103.92
60	16.93	100.13
70	16.76	99.10
75	16.50	97.57
80	16.44	97.23
90	16.35	96.66
100	16.27	96.22

**Tabla 5.12** Gastos másicos de los fluidos geotérmicos y de trabajo para diferentes valores de eficiencia isentrópica de la bomba.



**Figura 5.13** Efecto de la eficiencia isentrópica de la bomba en los gastos másicos del fluido geotérmico y de trabajo.

# Conclusiones y recomendaciones

## Conclusiones

- Se realizó una revisión de conceptos de termodinámica para el entendimiento de la exergía, así como de los ciclos de potencia en las plantas geotérmicas utilizadas en la industria, con particular énfasis en las de ciclo binario, siendo éstas el objeto de estudio del presente trabajo.
- Se conformó una metodología para determinar la eficiencia de una planta geotérmica de ciclo binario mediante cálculos de exergía. La metodología consta de tres etapas de cálculo: 1) propiedades termodinámicas del fluido de trabajo y del fluido geotérmico en diferentes estados; 2) condiciones de operación en cada componente de la planta: intercambiador de calor, turbina, condensador y bomba; 3) exergías destruida, gastada y recuperada, y eficiencia de la planta.
- La metodología para calcular la eficiencia de la planta se implementó en un programa de cómputo. Como lenguaje de programación se utilizó Visual Basic para macros en Microsoft Excel®. La herramienta cuenta con una interfaz gráfica intuitiva y diseñada directamente sobre una hoja de Excel. Los resultados del programa se verificaron exitosamente con datos de un caso de aplicación reportado en la literatura.
- Se realizaron estudios paramétricos para analizar los efectos de variables selectas del sistema sobre la eficiencia de la planta y los cálculos de exergía. Se identificó lo siguiente:
  - a) Las presiones de succión y de descarga de la turbina tienen un efecto importante sobre la eficiencia de la planta. De esta manera, conforme aumenta la presión de succión, el trabajo neto y la exergía recuperada se incrementan,

en tanto que las exergías gastada y destruida total disminuyen; como resultado, la eficiencia de la planta se incrementa.

- b) Por otra parte, al disminuir la presión de descarga de la turbina, aumentan las exergías recuperada y gastada, pero la exergía destruida total disminuye; el efecto final es que el trabajo neto y la eficiencia de la planta aumentan.
- c) El incremento de la eficiencia isentrópica de la turbina se refleja en el crecimiento de la exergía recuperada y la eficiencia de la planta, y la disminución de la exergía destruida. La exergía gastada no varía con la eficiencia isentrópica de la turbina.

Para el sistema analizado, la eficiencia de la bomba no tiene un efecto significativo sobre la eficiencia de la planta.

## **Recomendaciones**

- Complementar la herramienta computacional desarrollada con tablas de propiedades termodinámicas para otros fluidos de trabajo.
- Incorporar ecuaciones de estado para predecir las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo y geotérmico.
- Integrar metodologías para calcular las eficiencias de las plantas geotérmicas de vapor seco y tipo flash mediante cálculos de exergía, e implementarlas en el programa computacional.

# Referencias bibliográficas

1. Cengel, Y. A., Boles, M. A., Mehmet, k. (2019) *Termodinámica*. Novena edición. McGraw-Hill Interamericana. México
2. Jiménez, Bernal, José Alfredo, and Torres, Claudia del Carmen Gutiérrez. *Termodinámica*, Grupo Editorial Patria, 2014. ProQuest Ebook Central, <https://ebookcentral.proquest.com/lib/bibliodgbsp/detail.action?docID=3227902>.
3. DiPippo, R. (2016) *Geothermal Power Plants Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*. Cuarta edición. Elsevier, Book Aid International. Estados Unidos de America
4. Reynolds, W.C., (1979) *Thermodynamic properties in SI: Graphs, Tables, and computational equations for 40 substances*, Dept. of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford CA, Estados Unidos de America
5. Incropera, F. P., Dewitt D. P. (2011) *Fundamentals of heat mass transfer*. Séptima edición. John Wiley & Sons. Estados Unidos de América
6. Alfredo Jiménez, J., (2021) *Termodinámica*. Primera edición. Patria Educación. México
7. Soto Ayala, R., Arellano Gil, J., Martínez Pérez, A., L., Muñoz Hernández G., Rojas Tapia A., (2023) *Termodinámica para ciencias de la tierra: fundamentos y aplicaciones*. Primera edición. Facultad de Ingeniería, UNAM, México
8. Torres Mata, I. 2021. *Evaluación del potencial geotérmico del campo comitas en la cuenca de burgos*. Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México.
9. Hernández Ortega A., 2017., *CORRECCIÓN DEL FACTOR DE POTENCIA Y ELIMINACIÓN DE CORRIENTES ARMÓNICAS EN SISTEMAS DE BAJA TENSIÓN*, Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México.
10. Valencia Cabrera D., 2021, *Determinación del estado de equilibrio químico fluido-roca del yacimiento geotérmico Las Tres Vírgenes (BCS) a partir de la geotermometría de solutos y de SiO<sub>2</sub>*. Tesis de maestría con orientación en geología, Centro de investigación científica y de educación superior de Ensenada, Baja California.

11. Multidisciplinary Digital Publishing Institute. Entropy. *Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.3390/e3030116> (descargado el 1 de marzo de 2024)
12. Pinto, O., Aguilera, P., Cideos, O., Henriquez, J. L., (2021) *Towards the Use of Geothermal Resources Available in Oil and Gas Sedimentary Basins in Colombia*. Gidco SAS, Bogotá, Colombia. Colombian Geothermal Association, Bogotá, Colombia. The University of Auckland, Auckland, New Zealand. LaGeo S.A. de C.V, San Salvador, El Salvador.
13. Dickson, M. H., Fanelli, M., *¿Qué es la energía geotérmica?*, Traducción al español por Lahsen A., Universidad de Santiago, Chile
14. Santoyo Gutiérrez, E., Torres Alvarado, S. I., 2010, *Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable*, Revista Digital Universitaria, Volumen 11, Número 10, ISSN: 1067-6079, Centro de investigación en energía, UNAM. México
15. Patsa, E., Zarrouk, S., & Van Zyl, D. (2015). *The Lindal diagram for mining engineering*. GRC Transactions, 39, 151-156.
16. Alessandro Franco, Marco Villani, (2009) *Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields*, Geothermics, Volume 38, Issue 4, Pages 379-391, ISSN 0375-6505, Recuperado de: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2009.08.001>.
17. Comisión Federal de Electricidad. Dirección Corporativa de Operaciones Gerencia de Proyectos Geotermoeléctricos. 2023. *Estado del desarrollo de la Geotermia en México*. <https://geotermia.cecacier.org/wp-content/uploads/2023/05/3.-Estado-del-desarrollo-de-la-Geotermia-en-Mexico.pdf> (Descargado el 1 de agosto de 2024)
18. CALPIME corporation. *NORTHERN AMERICA'S LARGEST GEOTHERMAL OPERATIONS*. <https://geysers.com/The-Geysers/Geysers-By-The-Numbers>. (Descargado el 20 de septiembre de 2023)

# Anexo A. Tablas de propiedades termodinámicas

## A.1 Propiedades del agua

Pres., <i>P</i> kPa	Temp. sat., <i>T</i> <sub>sat</sub> °C	Volumen específico, <i>m</i> <sup>3</sup> /kg		Energía interna, <i>kJ</i> /kg			Entalpía, <i>kJ</i> /kg			Entropía, <i>kJ</i> /kg · <i>K</i>		
		Liq. sat., <i>u</i> <sub><i>f</i></sub>	Vapor sat., <i>u</i> <sub><i>g</i></sub>	Liq. sat., <i>u</i> <sub><i>f</i></sub>	Evap., <i>u</i> <sub><i>fg</i></sub>	Vapor sat., <i>u</i> <sub><i>g</i></sub>	Liq. sat., <i>h</i> <sub><i>f</i></sub>	Evap., <i>h</i> <sub><i>fg</i></sub>	Vapor sat., <i>h</i> <sub><i>g</i></sub>	Liq. sat., <i>s</i> <sub><i>f</i></sub>	Evap., <i>s</i> <sub><i>fg</i></sub>	Vapor sat., <i>s</i> <sub><i>g</i></sub>
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

Figura A.1 Tabla de propiedades termodinámicas para el agua saturada (Cengel, 2019).



Pres., $P$ kPa	Temp. sat., $T_{sat}$ °C	Volumen específico, $m^3/kg$		Energía interna, $kJ/kg$			Entalpía, $kJ/kg$			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., $v_f$	Vapor sat., $v_g$	Liq. sat., $u_f$	Evap., $u_{fg}$	Vapor sat., $u_g$	Liq. sat., $h_f$	Evap., $h_{fg}$	Vapor sat., $h_g$	Liq. sat., $s_f$	Evap., $s_{fg}$	Vapor sat., $s_g$
800	170.41	0.001115	0.24035	719.97	1856.1	2576.0	720.87	2047.5	2768.3	2.0457	4.6160	6.6616
850	172.94	0.001118	0.22690	731.00	1846.9	2577.9	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	741.55	1838.1	2579.6	742.56	2030.5	2773.0	2.0941	4.5273	6.6213
950	177.66	0.001124	0.20411	751.67	1829.6	2581.3	752.74	2022.4	2775.2	2.1166	4.4862	6.6027
1000	179.88	0.001127	0.19436	761.39	1821.4	2582.8	762.51	2014.6	2777.1	2.1381	4.4470	6.5850
1100	184.06	0.001133	0.17745	779.78	1805.7	2585.5	781.03	1999.6	2780.7	2.1785	4.3735	6.5520
1200	187.96	0.001138	0.16326	796.96	1790.9	2587.8	798.33	1985.4	2783.8	2.2159	4.3058	6.5217
1300	191.60	0.001144	0.15119	813.10	1776.8	2589.9	814.59	1971.9	2786.5	2.2508	4.2428	6.4936
1400	195.04	0.001149	0.14078	828.35	1763.4	2591.8	829.96	1958.9	2788.9	2.2835	4.1840	6.4675
1500	198.29	0.001154	0.13171	842.82	1750.6	2593.4	844.55	1946.4	2791.0	2.3143	4.1287	6.4430
1750	205.72	0.001166	0.11344	876.12	1720.6	2596.7	878.16	1917.1	2795.2	2.3844	4.0033	6.3877
2000	212.38	0.001177	0.099587	906.12	1693.0	2599.1	908.47	1889.8	2798.3	2.4467	3.8923	6.3390
2250	218.41	0.001187	0.088717	933.54	1667.3	2600.9	936.21	1864.3	2800.5	2.5029	3.7926	6.2954
2500	223.95	0.001197	0.079952	958.87	1643.2	2602.1	961.87	1840.1	2801.9	2.5542	3.7016	6.2558
3000	233.85	0.001217	0.066667	1004.6	1598.5	2603.2	1008.3	1794.9	2803.2	2.6454	3.5402	6.1856
3500	242.56	0.001235	0.057061	1045.4	1557.6	2603.0	1049.7	1753.0	2802.7	2.7253	3.3991	6.1244
4000	250.35	0.001252	0.049779	1082.4	1519.3	2601.7	1087.4	1713.5	2800.8	2.7966	3.2731	6.0696
5000	263.94	0.001286	0.039448	1148.1	1448.9	2597.0	1154.5	1639.7	2794.2	2.9207	3.0530	5.9737
6000	275.59	0.001319	0.032449	1205.8	1384.1	2589.9	1213.8	1570.9	2784.6	3.0275	2.8627	5.8902
7000	285.83	0.001352	0.027378	1258.0	1323.0	2581.0	1267.5	1505.2	2772.6	3.1220	2.6927	5.8148
8000	295.01	0.001384	0.023525	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2077	2.5373	5.7450
9000	303.35	0.001418	0.020489	1350.9	1207.6	2558.5	1363.7	1379.3	2742.9	3.2866	2.3925	5.6791
10,000	311.00	0.001452	0.018028	1393.3	1151.8	2545.2	1407.8	1317.6	2725.5	3.3603	2.2556	5.6159
11,000	318.08	0.001488	0.015988	1433.9	1096.6	2530.4	1450.2	1256.1	2706.3	3.4299	2.1245	5.5544
12,000	324.68	0.001526	0.014264	1473.0	1041.3	2514.3	1491.3	1194.1	2685.4	3.4964	1.9975	5.4939
13,000	330.85	0.001566	0.012781	1511.0	985.5	2496.6	1531.4	1131.3	2662.7	3.5606	1.8730	5.4336
14,000	336.67	0.001610	0.011487	1548.4	928.7	2477.1	1571.0	1067.0	2637.9	3.6232	1.7497	5.3728
15,000	342.16	0.001657	0.010341	1585.5	870.3	2455.7	1610.3	1000.5	2610.8	3.6848	1.6261	5.3108
16,000	347.36	0.001710	0.009312	1622.6	809.4	2432.0	1649.9	931.1	2581.0	3.7461	1.5005	5.2466
17,000	352.29	0.001770	0.008374	1660.2	745.1	2405.4	1690.3	857.4	2547.7	3.8082	1.3709	5.1791
18,000	356.99	0.001840	0.007504	1699.1	675.9	2375.0	1732.2	777.8	2510.0	3.8720	1.2343	5.1064
19,000	361.47	0.001926	0.006677	1740.3	598.9	2339.2	1776.8	689.2	2466.0	3.9396	1.0860	5.0256
20,000	365.75	0.002038	0.005862	1785.8	509.0	2294.8	1826.6	585.5	2412.1	4.0146	0.9164	4.9310
21,000	369.83	0.002207	0.004994	1841.6	391.9	2233.5	1888.0	450.4	2338.4	4.1071	0.7005	4.8076
22,000	373.71	0.002703	0.003644	1951.7	140.8	2092.4	2011.1	161.5	2172.6	4.2942	0.2496	4.5439
22,064	373.95	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

**Figura A.2** Tabla de propiedades termodinámicas para el agua saturada (conclusión)  
(Cengel, 2019).

$T$ °C	$v$ m <sup>3</sup> /kg	$u$ kJ/kg	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kg · K	$v$ m <sup>3</sup> /kg	$u$ kJ/kg	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kg · K	$v$ m <sup>3</sup> /kg	$u$ kJ/kg	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kg · K
	$P = 0.01 \text{ MPa (45.81 °C)*}$				$P = 0.05 \text{ MPa (81.32 °C)}$				$P = 0.10 \text{ MPa (99.61 °C)}$			
Sat. <sup>†</sup>	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229
	$P = 0.20 \text{ MPa (120.21 °C)}$				$P = 0.30 \text{ MPa (133.52 °C)}$				$P = 0.40 \text{ MPa (143.61 °C)}$			
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23730	3663.9	4158.9	8.9274
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2725	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828
	$P = 0.50 \text{ MPa (151.83 °C)}$				$P = 0.60 \text{ MPa (158.83 °C)}$				$P = 0.80 \text{ MPa (170.41 °C)}$			
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82457	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625

**Figura A.3** Tabla de propiedades termodinámicas para el vapor sobrecalentado (Cengel, 2019).

	$P = 1.00 \text{ MPa (179.88 } ^\circ\text{C)}$				$P = 1.20 \text{ MPa (187.96 } ^\circ\text{C)}$				$P = 1.40 \text{ MPa (195.04 } ^\circ\text{C)}$			
Sat.	0.19437	2582.8	2777.1	6.5850	0.16326	2587.8	2783.8	6.5217	0.14078	2591.8	2788.9	6.4675
200	0.20602	2622.3	2828.3	6.6956	0.16934	2612.9	2816.1	6.5909	0.14303	2602.7	2803.0	6.4975
250	0.23275	2710.4	2943.1	6.9265	0.19241	2704.7	2935.6	6.8313	0.16356	2698.9	2927.9	6.7488
300	0.25799	2793.7	3051.6	7.1246	0.21386	2789.7	3046.3	7.0335	0.18233	2785.7	3040.9	6.9553
350	0.28250	2875.7	3158.2	7.3029	0.23455	2872.7	3154.2	7.2139	0.20029	2869.7	3150.1	7.1379
400	0.30661	2957.9	3264.5	7.4670	0.25482	2955.5	3261.3	7.3793	0.21782	2953.1	3258.1	7.3046
500	0.35411	3125.0	3479.1	7.7642	0.29464	3123.4	3477.0	7.6779	0.25216	3121.8	3474.8	7.6047
600	0.40111	3297.5	3698.6	8.0311	0.33395	3296.3	3697.0	7.9456	0.28597	3295.1	3695.5	7.8730
700	0.44783	3476.3	3924.1	8.2755	0.37297	3475.3	3922.9	8.1904	0.31951	3474.4	3921.7	8.1183
800	0.49438	3661.7	4156.1	8.5024	0.41184	3661.0	4155.2	8.4176	0.35288	3660.3	4154.3	8.3458
900	0.54083	3853.9	4394.8	8.7150	0.45059	3853.3	4394.0	8.6303	0.38614	3852.7	4393.3	8.5587
1000	0.58721	4052.7	4640.0	8.9155	0.48928	4052.2	4639.4	8.8310	0.41933	4051.7	4638.8	8.7595
1100	0.63354	4257.9	4891.4	9.1057	0.52792	4257.5	4891.0	9.0212	0.45247	4257.0	4890.5	8.9497
1200	0.67983	4469.0	5148.9	9.2866	0.56652	4468.7	5148.5	9.2022	0.48558	4468.3	5148.1	9.1308
1300	0.72610	4685.8	5411.9	9.4593	0.60509	4685.5	5411.6	9.3750	0.51866	4685.1	5411.3	9.3036
	$P = 1.60 \text{ MPa (201.37 } ^\circ\text{C)}$				$P = 1.80 \text{ MPa (207.11 } ^\circ\text{C)}$				$P = 2.00 \text{ MPa (212.38 } ^\circ\text{C)}$			
Sat.	0.12374	2594.8	2792.8	6.4200	0.11037	2597.3	2795.9	6.3775	0.09959	2599.1	2798.3	6.3390
225	0.13293	2645.1	2857.8	6.5537	0.11678	2637.0	2847.2	6.4825	0.10381	2628.5	2836.1	6.4160
250	0.14190	2692.9	2919.9	6.6753	0.12502	2686.7	2911.7	6.6088	0.11150	2680.3	2903.3	6.5475
300	0.15866	2781.6	3035.4	6.8864	0.14025	2777.4	3029.9	6.8246	0.12551	2773.2	3024.2	6.7684
350	0.17459	2866.6	3146.0	7.0713	0.15460	2863.6	3141.9	7.0120	0.13860	2860.5	3137.7	6.9583
400	0.19007	2950.8	3254.9	7.2394	0.16849	2948.3	3251.6	7.1814	0.15122	2945.9	3248.4	7.1292
500	0.22029	3120.1	3472.6	7.5410	0.19551	3118.5	3470.4	7.4845	0.17568	3116.9	3468.3	7.4337
600	0.24999	3293.9	3693.9	7.8101	0.22200	3292.7	3692.3	7.7543	0.19962	3291.5	3690.7	7.7043
700	0.27941	3473.5	3920.5	8.0558	0.24822	3472.6	3919.4	8.0005	0.22326	3471.7	3918.2	7.9509
800	0.30865	3659.5	4153.4	8.2834	0.27426	3658.8	4152.4	8.2284	0.24674	3658.0	4151.5	8.1791
900	0.33780	3852.1	4392.6	8.4965	0.30020	3851.5	4391.9	8.4417	0.27012	3850.9	4391.1	8.3925
1000	0.36687	4051.2	4638.2	8.6974	0.32606	4050.7	4637.6	8.6427	0.29342	4050.2	4637.1	8.5936
1100	0.39589	4256.6	4890.0	8.8878	0.35188	4256.2	4889.6	8.8331	0.31667	4255.7	4889.1	8.7842
1200	0.42488	4467.9	5147.7	9.0689	0.37766	4467.6	5147.3	9.0143	0.33989	4467.2	5147.0	8.9654
1300	0.45383	4684.8	5410.9	9.2418	0.40341	4684.5	5410.6	9.1872	0.36308	4684.2	5410.3	9.1384

**Figura A.4** Tabla de propiedades termodinámicas para el vapor sobrecalentado  
(Conclusión) (Cengel, 2019).

## A2. Propiedades del isopentano

T K	P MPa	volumen, m <sup>3</sup> /kg		entalpía, kJ/kg			entropía, kJ/(kg·K)		
		v <sub>f</sub>	v <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>fg</sub>	h <sub>g</sub>	s <sub>f</sub>	s <sub>fg</sub>	s <sub>g</sub>
200	0.0003494	0.001398	65.95	0.0	410.41	410.41	0.0	2.0521	2.0521
210	0.0008130	0.001419	29.74	16.05	406.32	422.37	0.0783	1.9348	2.0131
220	0.001738	0.001440	14.56	33.60	401.18	434.78	0.1599	1.8235	1.9834
230	0.003447	0.001462	7.662	52.36	395.26	447.62	0.2432	1.7186	1.9618
240	0.006404	0.001484	4.294	72.06	388.81	460.87	0.3271	1.6200	1.9471
250	0.01123	0.001507	2.543	92.52	381.98	474.50	0.4105	1.5280	1.9385
260	0.01873	0.001530	1.579	113.57	374.91	488.48	0.4931	1.4419	1.9350
270	0.02986	0.001554	1.023	135.15	367.64	502.79	0.5744	1.3617	1.9361
280	0.04580	0.001578	0.6869	157.16	360.24	517.40	0.6544	1.2865	1.9409
290	0.06788	0.001604	0.4761	179.60	352.67	532.27	0.7330	1.2161	1.9491
300	0.09759	0.001630	0.3392	202.46	344.91	547.37	0.8103	1.1497	1.9600
301.08	0.101325	0.001633	0.3275	204.96	344.06	549.02	0.8186	1.1428	1.9614
310	0.1366	0.001657	0.2475	225.75	336.93	562.68	0.8865	1.0868	1.9733
320	0.1866	0.001686	0.1844	249.50	328.66	578.16	0.9616	1.0271	1.9887
330	0.2497	0.001716	0.1399	273.74	320.05	593.79	1.0359	0.9698	2.0057
340	0.3277	0.001747	0.1078	298.52	311.00	609.52	1.1094	0.9147	2.0241
350	0.4229	0.001781	0.08423	323.86	301.46	625.32	1.1824	0.8613	2.0437
360	0.5374	0.001818	0.06658	349.80	291.35	641.15	1.2549	0.8093	2.0642
370	0.6736	0.001858	0.05314	376.39	280.55	656.94	1.3270	0.7583	2.0853
380	0.8340	0.001903	0.04275	403.66	268.97	672.63	1.3990	0.7078	2.1068
390	1.021	0.001953	0.03459	431.69	256.45	688.14	1.4708	0.6576	2.1284
400	1.238	0.002010	0.02810	460.61	242.71	703.32	1.5430	0.6067	2.1497
410	1.487	0.002078	0.02286	490.61	227.40	718.01	1.6158	0.5546	2.1704
420	1.773	0.002162	0.01856	522.02	209.90	731.92	1.6900	0.4997	2.1897
430	2.098	0.002270	0.01495	555.41	189.15	744.56	1.7669	0.4398	2.2067
440	2.468	0.002423	0.01185	591.83	163.17	755.00	1.8486	0.3708	2.2194
450	2.887	0.002676	0.009026	633.77	127.11	760.88	1.9404	0.2825	2.2229
460.98	3.409	0.004622	0.004622	728.67	0.0	728.67	2.1444	0.0	2.1444

Figura A.5 Tabla de propiedades termodinámicas para el isopentano saturado (Reynolds, 1979).

P, MPa (T <sub>sat</sub> , K)		T, K								
		sat	300	340	380	420	460	500	540	580
0.050 (282.2)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.6331	0.6767	0.7728	0.8676	0.9616	1.055	1.148	1.241	1.334
	h, kJ/kg	520.58	549.88	620.72	698.67	783.61	875.33	973.61	1078.20	1188.83
	s, kJ/(kg·K)	1.9424	2.0431	2.2645	2.4811	2.6935	2.9020	3.1067	3.3079	3.5055
0.101325 (301.1)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.3275		0.3757	0.4238	0.4711	0.5179	0.5643	0.6105	0.6566
	h, kJ/kg	549.02		618.78	697.21	782.47	874.41	972.86	1077.57	1188.29
	s, kJ/(kg·K)	1.9614		2.1791	2.3970	2.6101	2.8191	3.0243	3.2257	3.4234
0.20 (322.3)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.1727		0.1846	0.2104	0.2353	0.2597	0.2837	0.3075	0.3311
	h, kJ/kg	581.77		614.89	694.33	780.23	872.63	971.40	1076.35	1187.25
	s, kJ/(kg·K)	1.9925		2.0925	2.3132	2.5280	2.7381	2.9439	3.1457	3.3438
0.50 (356.9)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.07149			0.07852	0.08983	0.1005	0.1107	0.1207	0.1305
	h, kJ/kg	636.28			684.88	773.11	867.02	966.84	1072.56	1184.05
	s, kJ/(kg·K)	2.0578			2.1897	2.4104	2.6238	2.8318	3.0352	3.2343
1.0 (388.9)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.03537				0.04094	0.04722	0.05296	0.05839	0.06363
	h, kJ/kg	686.51				759.73	856.92	958.84	1066.01	1178.57
	s, kJ/(kg·K)	2.1261				2.3072	2.5282	2.7406	2.9467	3.1477
2.0 (427.1)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.01593					0.02006	0.02386	0.02715	0.03016
	h, kJ/kg	741.08					832.42	940.82	1051.84	1166.97
	s, kJ/(kg·K)	2.2022					2.4083	2.6342	2.8478	3.0534

Figura A.6 Tabla de propiedades termodinámicas para el isopentano sobrecalentado (Reynolds, 1979).