

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA**

**ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**



**“DISEÑO DE UNA PLANTA GENERADORA”**

Informe del proyecto de graduación para optar por el título de  
Ingeniero en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura.

Charbel Zoghaib Chakhtoura

Cartago, Febrero 2007

# INFORMACIÓN

## **Profesora Guía:**

Nombre: Ingeniera Ana Lucía Morera

## **Profesor Asesor:**

Nombre: Ingeniero Miroslav Jílek

## **Tribunal Examinador:**

Nombre: Ingeniero Eligio Astorga

Nombre: Ingeniero Alberto Garro

Nombre: Ingeniero Arnoldo Ramírez

**Información del estudiante:**

Charbel Zoghaib Chakhtoura

Cédula: 1-1200-0018

Carné ITCR: 200222568

Dirección de su residencia en época lectiva: 100m Norte y 100m Oeste del cruce a Concepción de Tres Ríos, Curridabat, San José.

Dirección de su residencia en época no lectiva: 200m Norte y 200m Oeste de la Gobernación, Heredia, Heredia.

Teléfono en época lectiva: (506) 272-2737 ó (506) 364-7554

Teléfono época no lectiva: (506) 237-5564 ó (506) 364-7554

Email: czcwill@gmail.com

Fax:

**Información del Proyecto:**

Nombre del Proyecto: Diseño de una planta generadora de electricidad a partir de vapor.

Profesor Asesor: Ing. Ana Lucía Morera

Horario de trabajo del estudiante:

**Información de la empresa:**

Nombre: Universidad Técnica de Praga

Zona:

Dirección:

Teléfono:

Fax:

Apartado:

Actividad Principal: Formación e Investigación

# Índice

CAPÍTULO 1.....	9
INTRODUCCIÓN.....	9
1.1. Descripción general .....	10
1.2. Objetivos .....	11
1.2.1. Objetivo general .....	11
1.2.2. Objetivos específicos.....	11
CAPÍTULO 2.....	12
METODOLOGÍA.....	12
2.1. Descripción General.....	12
2.2. Cronograma .....	12
CAPÍTULO 3.....	13
ESQUEMA, DIAGRAMA T-s Y CONDICIONES TÉRMICAS .....	13
3.1. Condiciones Térmicas.....	13
3.1.1. Condiciones ideales por punto .....	13
3.1.2. Condiciones reales .....	16
3.2. Esquema .....	20
3.3. Diagrama.....	21
3.4. Análisis del esquema y el diagrama.....	22
CAPÍTULO 4.....	24
CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR EXTRAÍDO DE LA TURBINA POR CICLO Y DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CICLO. ....	24
4.1. Fracción de vapor extraído de la turbina por ciclo .....	24
4.2. Eficiencia térmica del ciclo .....	29
CAPÍTULO 5.....	32
DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	32
5.1. Introducción.....	32
5.2. Diseño del precalentador cerrado.....	33
5.3. Diseño del recalentador .....	37
5.4. Diseño del condensador .....	41
5.5. Diseño de la caldera .....	43
CAPÍTULO 6.....	50
CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y AIRE .....	50
6.1. Exceso de aire.....	50
6.2. Tasa aire-combustible, flujos másicos del aire y el combustible. ....	53
6.3. Análisis del consumo de aire y combustible .....	55
CAPÍTULO 7.....	57
ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY TERMODINÁMICA.....	57
7.1. Introducción.....	57
7.2. Análisis de la segunda-ley para la turbina .....	58
7.3. Análisis de la segunda-ley para las bombas.....	60
7.3.1. Bomba I .....	61
7.3.2. Bomba II .....	61
7.3.3. Bomba III .....	61
7.3.4. Bomba IV .....	62
7.4. Análisis de la segunda-ley para los intercambiadores de calor .....	62
7.4.1. Precalentador cerrado.....	63
7.4.2. Primer precalentador abierto .....	63
7.4.3. Segundo precalentador abierto .....	64
7.4.4. Tercer intercambiador abierto .....	64
7.5. Análisis de la segunda-ley para la caldera .....	65
7.6. Análisis de la segunda-ley para el recalentador .....	66

7.7. Análisis de las eficiencias de la segunda-ley.....	67
CAPÍTULO 8.....	69
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	69
8.1. Conclusiones.....	69
8.2. Recomendaciones.....	70
BIBLIOGRAFÍA.....	72
APÉNDICE.....	73
MUESTRA DE CÁLCULOS.....	73
A.1. Interpolación.....	73
A.2. Condiciones Reales.....	73
ANEXOS.....	75
TABLAS DE PROPIEDADES.....	75

## *Índice de Figuras*

Figura 3.1 Esquema de la planta, mostrando los elementos importantes y puntos a analizar....	20
Figura 3.2 Diagrama de la temperatura en función de la entropía mostrando la condición de los puntos presentados en el esquema.....	21
Figura 4.1. Detalle del tercer precalentador abierto, donde se muestran los flujos másicos y puntos de análisis. ....	25
Figura 4.3. Detalle del segundo precalentador abierto, mostrando los flujos másicos y puntos necesarios para el balance de energía.....	27
Figura 4.4. Detalle del primer precalentador abierto, donde se muestran los flujos másicos y puntos necesarios para el balance de energía.....	28
Figura 4.5. Esquema para el análisis de la caldera y el recalentador.....	29
Figura 4.6. Esquema para el análisis del condensador. ....	30
Figura 5.1. Curva de ebullición de alberca y sus diferentes regiones.....	44
Figura 5.2. Curva del flujo bifásico para un tubo vertical y sus regiones.....	45
Figura A.4. Propiedades del aire a presión atmosférica. ....	75
Figura A-17. Propiedades del aire a presión atmosférica. ....	76
Figura A-17. Propiedades del aire a presión atmosférica (concluido). ....	77
Figura A-18. Propiedades del nitrógeno.....	78
Figura A-18. Propiedades del nitrógeno (concluido). ....	79
Figura A-19. Propiedades del oxígeno.....	80
Figura A-19. Propiedades del oxígeno (concluido). ....	81
Figura A-20. Propiedades del dióxido de carbono. ....	82
Figura A-20. Propiedades del dióxido de carbono (concluido). ....	83
Figura A-23. Propiedades del vapor de agua.....	84
Figura A-23. Propiedades del vapor de agua (concluido). ....	85
Figura A-26. Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C y 1atm. ....	86
Figura A-27. Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos.....	87

## *Índice de Tablas*

Tabla 3.1 Tabla resumen, con los estados y características de cada punto analizado.....	19
Tabla 6.1 Entalpías de formación, sensible en un estado específico y sensible al estado de referencia para diferentes sustancias.....	52

## **RESUMEN**

Para lograr el diseño de una planta generadora de electricidad por medio de vapor, es necesario pasar por diferentes etapas, comenzando por determinar las propiedades de cada punto a analizar en la planta.

Una vez que las propiedades de los fluidos por cada punto son determinadas, es posible determinar las fracciones de vapor que se deben de extraer de la turbina por ciclo, así como la eficiencia térmica del ciclo.

El diseño de los intercambiadores de calor es una de las etapas más importantes del proyecto, debido a que de su eficiente diseño dependerá que la producción de energía sea la planteada en el problema, y logrando este diseño de forma correcta el funcionamiento de los equipos será el deseado.

El análisis del proceso de la combustión es necesario para determinar el consumo de combustible de la planta y su relación con el consumo de aire.

Por último se realizó un análisis basado en la segunda ley de la termodinámica para determinar la disponibilidad de los equipos.

**PALABRAS CLAVES:** Ciclo de Rankine, Diseño de intercambiadores de calor, Combustión, Análisis de la segunda ley.

## **ABSTRACT**

To achieve a power plant design, it is necessary to go through different stages, beginning with the determination of the states of each analysed point.

Once the fluids' properties are determined for each point, it is possible to acquire the fraction of steam extracted per cycle and also the thermal efficiency of the cycle is obtained.

The heat exchangers design is one of the most important parts of the project, since it's efficient design will provide the energy needed according to the project statement and also ensures the correct functioning of the devices present in the plant.

The combustion process analysis is necessary to determine the fuel consumption of the plant as well as the air-fuel ratio.

Finally, the analysis based on the second law of thermodynamics provides the availability of each essential element of the plant.

**KEY WORDS:** Rankine cycle, Heat exchangers design, Combustion, Second-law analysis.

# SIMBOLOGÍA

$A$	área, m <sup>2</sup>	$q$	transferencia de calor, W
$AF$	relación aire-combustible	$q_{LHV}$	valor mínimo de calentamiento del combustible.
$a_{th}$	cantidad teórica de aire en reacción con el combustible.	$Q$	transferencia de energía, J
$C_p$	calor específico, kJ/kg-°C	Re	número de Reynolds
$D$	diámetro, m	$R_f''$	factor de impureza
$E$	energía, kJ	$s$	entropía, kJ/kg-°C
$g$	aceleración de la gravedad, m/s <sup>2</sup>	$T$	temperatura, °C
$g$	cantidad de exceso de oxígeno en el proceso de combustión.	$T_{ml}$	temperatura media logarítmica.
$h$	entalpía, kJ/kg	$T_s$	temperatura superficial.
$h$	coeficiente de transferencia de calor.	$T_{sat}$	temperatura de saturación.
$\bar{h}_f^\circ$	entalpía de formación	$U$	coeficiente global de transferencia de calor.
$h_{fg}$	calor latente de evaporación	$\dot{W}$	tasa a la que se realiza trabajo.
$\bar{h}$	entalpía sensible en estado específico.	$\dot{W}_{rev}$	tasa de trabajo reversible.
$\bar{h}^\circ$	entalpía sensible al estado de referencia.	$w$	trabajo.
$j$	cantidad de aire en el proceso con exceso de aire.	$x$	fracción de vapor extraído para el precalentador cerrado.
$Ja$	número de Jacob.	$X$	exergía.
$k$	conductividad térmica, kW/m-°C	$y$	fracción de vapor extraído para el segundo precalentador abierto.
$L$	longitud, m	$z$	fracción de vapor extraído para el primer precalentador abierto.
$\dot{m}$	flujo másico, kg/s	<b>Letras griegas</b>	
$N$	número de tubos	$\eta$	eficiencia
$Nu$	número de Nusselt	$\eta_{II}$	eficiencia según la segunda ley.
$\tilde{n}$	fracción de vapor extraído para el tercer precalentador abierto.	$\mu$	viscosidad dinámica.
$P$	presión, MPa	$\rho$	densidad de masa.
Pr	número de Prandtl	$\sigma$	tensión superficial.
		$\psi$	exergía de flujo.

# **CAPÍTULO 1.**

## **INTRODUCCIÓN**

La producción de energía esta profundamente ligada a la vida cotidiana. Es difícil imaginar un mundo sin electricidad.

El diseño de una planta generadora de electricidad no es solo una tarea interesante, sino también de suma importancia en la actividad ingenieril, la cual integra correlaciones entre la termodinámica, la transferencia de calor entre otras ciencias.

La comprensión de estas ciencias lleva a un diseño que alcanza un balance entre la eficiencia y el aspecto económico, para un uso óptimo de la energía producida.

A pesar de que el aspecto económico es importante en el diseño de una planta generadora, este no será discutido en el presente proyecto, debido a que no forma parte del objeto de investigación.

El proyecto profundiza en el uso de los principios de la termodinámica y la transferencia de calor, para lograr el diseño y poder determinar la eficiencia del ciclo, así como la eficiencia de los elementos esenciales de la planta.

A través de los capítulos que componen el trabajo, los conceptos básicos son planteados y analizados para lograr los objetivos del proyecto, al tiempo que se muestra la importancia de estos conceptos en relación con el criterio de diseño.

La creciente demanda de electricidad en el mundo hace que este proyecto sea no solamente útil sino también de alta importancia para las necesidades del diario vivir.

## **1.1. Descripción general**

El trabajo presenta el diseño de una planta generadora de electricidad por medio de vapor, la cual entregue a la red de potencia una carga neta de 130 MW. Esta planta opera mediante un ciclo de Rankine regenerativo y recalentado con 3 precalentadores abiertos, un precalentador cerrado y un recalentador.

El vapor entra en la turbina a 15 MPa y a 640 °C y es condensado (en el condensador) a una presión de 7 kPa. La eficiencia adiabática de la turbina es de 85% y la eficiencia adiabática de las bombas es de 83%. La presión de extracción del precalentador cerrado es 8 MPa. Las presiones de extracción de los precalentadores abiertos ocurren a 11MPa, 6MPa y 4MPa. A 6MPa el vapor sobrante es recalentado a la misma presión hasta 620°C. El vapor extraído del precalentador cerrado se condensa completamente y es trapeado dentro del precalentador abierto de 6MPa. El combustible es gas natural de hidrocarbano. En la caldera y el recalentador se asumen los reactivos (combustible + aire) a 25 °C y los gases de combustión a 1000°C. El agua disponible para el enfriamiento en la planta se encuentra a una temperatura de 15 °C.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo general**

- Diseñar una planta generadora de electricidad por medio de vapor con base en las especificaciones dadas para el proyecto.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

- Determinar la cantidad de vapor extraído de la turbina por ciclo.
- Establecer la eficiencia térmica del ciclo.
- Diseñar los intercambiadores necesarios(caldera, recalentador, condensador, precalentador cerrado)
- Precisar la tasa de consumo de combustible y aire de la planta.
- Realizar el análisis de las unidades esenciales de la planta basado en la segunda ley de la termodinámica.

## CAPÍTULO 2.

### METODOLOGÍA

#### **2.1. Descripción General**

El primer paso para el diseño de la planta generadora, es elaborar un esquema, donde se muestren los elementos más importantes de la planta, se señalen los puntos a analizar, y en el que se puedan determinar las condiciones del fluido en cada uno de estos puntos, para poder realizar el diagrama de temperatura en función de la entropía (T-s). Una vez que se complete el dibujo del ciclo de operación de la planta en el diagrama, se puede proceder a determinar la cantidad de vapor extraído de la turbina en cada ciclo y también la eficiencia del ciclo.

El paso siguiente es el diseño de cada uno de los intercambiadores de calor que se encuentran presentes en la planta. Es decir, el diseño de la caldera, el recalentador, el condensador y los precalentadores tanto cerrados como abiertos. A partir de este punto se puede determinar la tasa de combustible y de aire que consume la planta.

El último paso en el diseño es el análisis de la segunda ley de la termodinámica en cada elemento esencial, con lo cual se verá la disponibilidad real del equipo durante el ciclo.

#### **2.2. Cronograma**

<b>Tareas por realizar</b>	<b>Tiempo programado</b>
Esquema, Diagrama y Condiciones Térmicas	2 semanas
Cálculo de la eficiencia y la extracción de vapor	2 semanas
Diseño de los intercambiadores	8 semanas
Cálculo del consumo de combustible y aire	1 semana
Análisis de la segunda ley de la termodinámica	1 semana
Revisión y correcciones	2 semanas

## CAPÍTULO 3.

### ESQUEMA, DIAGRAMA T-s Y CONDICIONES TÉRMICAS

#### 3.1. *Condiciones Térmicas*

Para determinar cada una de las propiedades térmicas en cada punto del esquema, se han introducido en las fórmulas de interpolación los datos conocidos para obtener los datos restantes. Primeramente se calculan las propiedades simulando un ciclo ideal de Rankine, en donde la turbina y las bombas trabajan de forma isentrópica. Una vez obtenidos los datos ideales, se introducen las eficiencias para obtener el punto real en el diagrama T-s. Se debe hacer notar que para el diseño de la planta se considera que los intercambiadores de calor entregan todo el calor, considerando pérdidas mínimas y despreciables. Posteriormente, con el análisis de la segunda ley de la termodinámica se verá claramente la disponibilidad de cada elemento en la planta.

##### 3.1.1. **Condiciones ideales por punto**

- *Punto 1*  
**Presión = 7kPa**  
**Temperatura de saturación = 39,0246°C**  
**Entalpía = 163,3766kJ/kg**  
**Entropía = 0,5591 kJ/kg-°C**
- *Punto 2*  
**Presión = 4MPa**  
**Temperatura = 39,1722°C**  
**Entalpía = 167,4513kJ/kg**  
**Entropía = 0,5591 kJ/kg-°C**

- *Punto 3*  
**Presión = 4MPa**  
**Temperatura de saturación = 250,3326°C**  
**Entalpía = 1087,4071kJ/kg**  
**Entropía = 2,7965 kJ/kg-°C**
- *Punto 4*  
**Presión = 6MPa**  
**Temperatura = 250,8532°C**  
**Entalpía = 1089,8900kJ/kg**  
**Entropía = 2,7965 kJ/kg-°C**
- *Punto 5*  
**Presión = 6MPa**  
**Temperatura de saturación = 275,5496°C**  
**Entalpía = 1213,6994kJ/kg**  
**Entropía = 3,0273 kJ/kg-°C**
- *Punto 6*  
**Presión = 11MPa**  
**Temperatura = 277,2380°C**  
**Entalpía = 1220,2635kJ/kg**  
**Entropía = 3,0273 kJ/kg-°C**
- *Punto 7*  
**Presión = 11MPa**  
**Temperatura = 294,9678°C**  
**Entalpía = 1314,2101kJ/kg**  
**Entropía = 3,1954 kJ/kg-°C**
- *Punto 8*  
**Presión = 11MPa**  
**Temperatura de saturación = 318,0454°C**  
**Entalpía = 1450,5790kJ/kg**  
**Entropía = 3,4304 kJ/kg-°C**

- *Punto 9*  
**Presión = 15MPa**  
**Temperatura = 320,3635°C**  
**Entalpía = 1456,4859kJ/kg**  
**Entropía = 3,4304 kJ/kg-°C**
- *Punto 10*  
**Presión = 15MPa**  
**Temperatura = 640°C**  
**Entalpía = 3682,7231kJ/kg**  
**Entropía = 6,7917 kJ/kg-°C**
- *Punto 11*  
**Presión = 11MPa**  
**Temperatura = 579,7283°C**  
**Entalpía = 3563,9821kJ/kg**  
**Entropía = 6,7917 kJ/kg-°C**
- *Punto 12*  
**Presión = 8MPa**  
**Temperatura = 521,1171°C**  
**Entalpía = 3450,1260kJ/kg**  
**Entropía = 6,7917 kJ/kg-°C**
- *Punto 13*  
**Presión = 6MPa**  
**Temperatura = 471,0861°C**  
**Entalpía = 3353,8790kJ/kg**  
**Entropía = 6,7917 kJ/kg-°C**
- *Punto 14*  
**Presión = 6MPa**  
**Temperatura = 620°C**  
**Entalpía = 3703,0832kJ/kg**  
**Entropía = 7,2195 kJ/kg-°C**

- *Punto 15*  
**Presión = 4MPa**  
**Temperatura = 545,0025°C**  
**Entalpía = 3547,2432kJ/kg**  
**Entropía = 7,2195 kJ/kg-°C**
- *Punto 16*  
**Presión = 7kPa**  
**Temperatura de saturación = 39,0246°C**  
**Entalpía = 2242,5890kJ/kg**  
**Entropía = 7,2195 kJ/kg-°C**
- *Punto 17*  
**Presión = 8MPa**  
**Temperatura de saturación = 294,9678°C**  
**Entalpía = 1317,1021kJ/kg**  
**Entropía = 3,2076 kJ/kg-°C**
- *Punto 18*  
**Presión = 6MPa**  
**Temperatura de saturación = 275,5496°C**  
**Entalpía = 1317,1021kJ/kg**  
**Entropía = 3,2158 kJ/kg-°C**

### 3.1.2. Condiciones reales

Para calcular la condición real tenemos que utilizar la definición de la eficiencia adiabática de la turbina al igual que la definición de eficiencia adiabática de la bomba, las cuales vienen dadas por<sup>1</sup>:

$$\eta_{pump} = \frac{h_{2,ideal} - h_1}{h_{2,real} - h_1} \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

---

<sup>1</sup> Pag. 558, Cengel, Yunus A., Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

$$\eta_{turb} = \frac{h_{11} - h_{10_{real}}}{h_{11} - h_{10_{ideal}}} \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

La eficiencia de la bomba (83%) afecta a los puntos 2, 4, 6 y 9. Por su parte la eficiencia de la turbina (85%) afecta a los puntos 11, 12, 13, 15 y 16.

Después de realizar la introducción de los datos en las respectivas ecuaciones obtenemos la siguiente variación en la condición de los puntos:

- *Punto 2*  
**Presión = 4MPa**  
**Temperatura = 39,3725°C**  
**Entalpía = 168,286kJ/kg**  
**Entropía = 0,5622 kJ/kg-°C**
- *Punto 4*  
**Presión = 6MPa**  
**Temperatura = 250,9583°C**  
**Entalpía = 1090,4000kJ/kg**  
**Entropía = 2,7975 kJ/kg-°C**
- *Punto 6*  
**Presión = 11MPa**  
**Temperatura = 277,5007°C**  
**Entalpía = 1221,6100kJ/kg**  
**Entropía = 3,0298 kJ/kg-°C**
- *Punto 9*  
**Presión = 15MPa**  
**Temperatura = 320,5583°C**  
**Entalpía = 1457,7000kJ/kg**  
**Entropía = 3,4326 kJ/kg-°C**

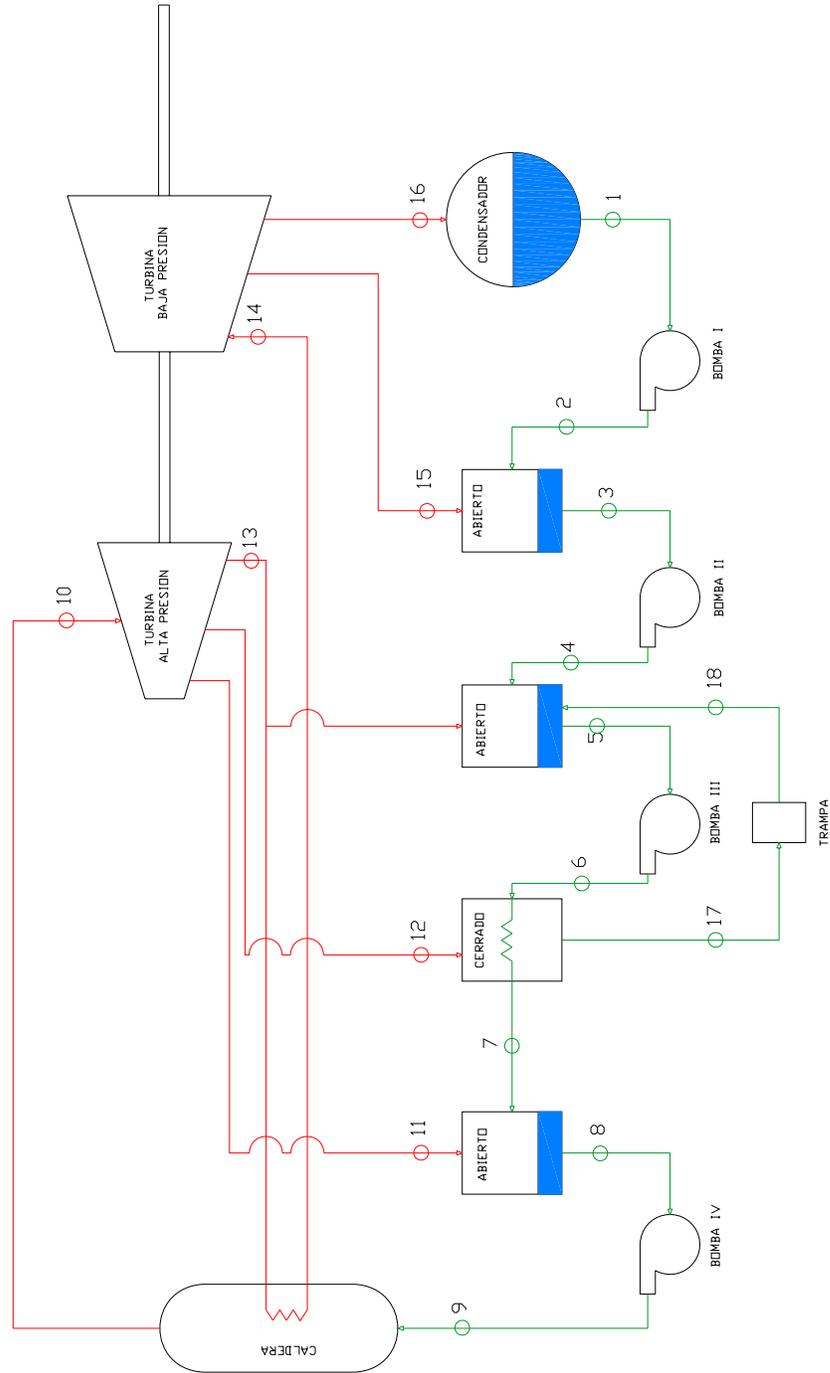
- *Punto 11*  
**Presión = 11MPa**  
**Temperatura = 586,9027°C**  
**Entalpía = 3581,7900kJ/kg**  
**Entropía = 6,8125 kJ/kg-°C**
- *Punto 12*  
**Presión = 8MPa**  
**Temperatura = 535,5627°C**  
**Entalpía = 3485,0200kJ/kg**  
**Entropía = 6,8352 kJ/kg-°C**
- *Punto 13*  
**Presión = 6MPa**  
**Temperatura = 491,9331°C**  
**Entalpía = 3403,2000kJ/kg**  
**Entropía = 6,8571 kJ/kg-°C**
- *Punto 15*  
**Presión = 4MPa**  
**Temperatura = 555,2726°C**  
**Entalpía = 3570,6200kJ/kg**  
**Entropía = 7,2479 kJ/kg-°C**
- *Punto 16*  
**Presión = 7kPa**  
**Temperatura de saturación = 39,0246°C**  
**Entalpía = 2461,6600kJ/kg**  
**Entropía = 7,9213 kJ/kg-°C**

A continuación se muestra una tabla resumen, con los estados y características reales de cada punto, esto para la mejor referencia a la hora de ingresar los datos a las ecuaciones correspondientes en apartados posteriores. Los cálculos de interpolación se pueden observar en los anexos, en la sección de muestra de cálculos.

**Tabla 3.1** Tabla resumen, con los estados y características de cada punto analizado.

Punto	Estado	Presión (MPa)	Temperatura (°C)	Entropía (kJ/kg-°C)	Entalpía (kJ/kg)
1	Líquido Saturado	0,007	39,0246	0,5591	163,3766
2	Líquido Subenfriado	4	39,3725	0,5622	168,2860
3	Líquido Saturado	4	250,3326	2,7965	1087,4071
4	Líquido Subenfriado	6	250,9583	2,7975	1090,4000
5	Líquido Saturado	6	275,5496	3,0273	1213,6994
6	Líquido Subenfriado	11	277,5007	3,0298	1221,6100
7	Líquido Subenfriado	11	294,9678	3,1954	1314,2101
8	Líquido Saturado	11	318,0454	3,4304	1450,5790
9	Líquido Subenfriado	15	320,5583	3,4326	1457,7000
10	Vapor Sobrecalentado	15	640,0000	6,7917	3682,7231
11	Vapor Sobrecalentado	11	586,9027	6,8125	3581,7900
12	Vapor Sobrecalentado	8	535,5627	6,8352	3485,0200
13	Vapor Sobrecalentado	6	491,9331	6,8571	3403,2000
14	Vapor Sobrecalentado	6	620,0000	7,2195	3703,0832
15	Vapor Sobrecalentado	4	555,2627	7,2479	3570,6200
16	Mezcla	0,007	39,0246	7,9213	2461,66
17	Líquido Saturado	8	294,9678	3,2076	1317,1021
18	Mezcla	6	275,5496	3,2158	1317,1021

### 3.2. Esquema



AUTOCAD

Figura 3.1 Esquema de la planta, mostrando los elementos importantes y puntos a analizar.

### 3.3. Diagrama

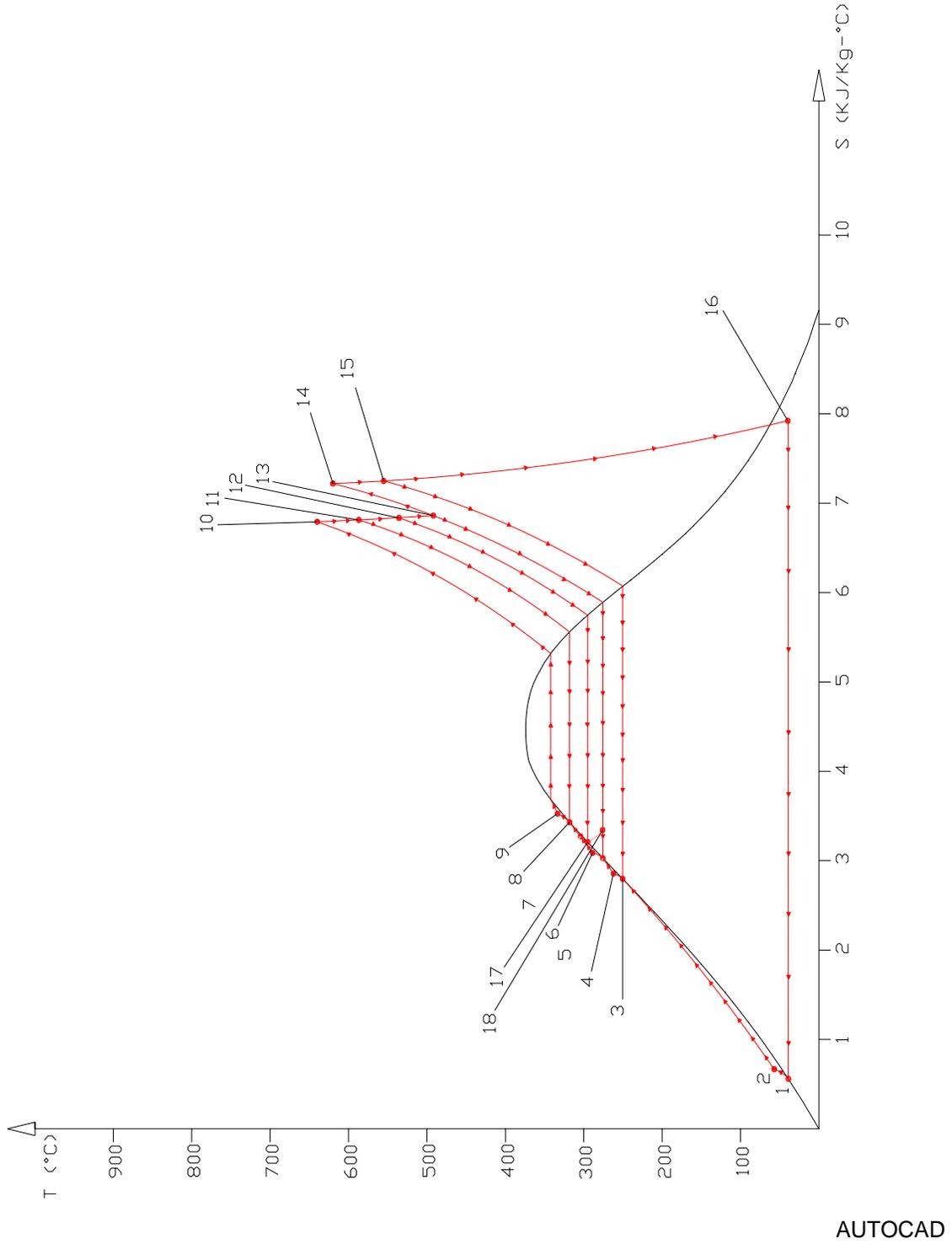


Figura 3.2 Diagrama de la temperatura en función de la entropía mostrando la condición de los puntos presentados en el esquema.

### **3.4. Análisis del esquema y el diagrama**

Es necesario ahora mostrar el análisis que se llevó a cabo para la construcción del diagrama T-s y para la obtención de las condiciones térmicas mostradas en los apartados anteriores.

Partiendo del esquema mostrado en el apartado 3.2 y de las condiciones planteadas en la descripción general del proyecto en el apartado 1.1 sabemos que en el punto 1 tenemos una condición saturada a 7kPa. Con estos datos ingresamos a las tablas de agua saturada y obtenemos las propiedades restantes. En el punto 2 existe una elevación de presión a 4MPa y se considera, como se explicó anteriormente, que el proceso en la bomba es isentrópico, para luego introducir los datos en la ecuación de la eficiencia de la bomba para obtener las condiciones reales.

En el punto 3 tenemos de nuevo una condición saturada pero a una presión de 4MPa pasando al punto 4 a una presión de 6MPa. Estos aumentos de presión son necesarios, pues el fluido ingresa a los precalentadores abiertos, donde existe contacto directo entre el vapor extraído de la turbina y el agua de alimentación.

En el punto 5 se obtiene otra vez el estado de saturación a una presión de 6MPa, sufriendo en el punto 6 una elevación de presión hasta alcanzar los 11MPa, ya que esta es la presión del siguiente precalentador abierto. Durante el paso del fluido por el precalentador cerrado, no es necesario que los fluidos se encuentren a la misma presión, pues no hay contacto directo entre el vapor que se extrae de la turbina y el agua de alimentación.

A la salida del precalentador cerrado, es decir el punto 7, la presión es de 11MPa con una temperatura igual al punto 17, que es la salida del vapor como líquido saturado del precalentador cerrado. Esta suposición no es coincidente con la realidad, pues para que exista un efectivo intercambio de calor es necesario un diferencial de temperatura, pero las condiciones reales, en este caso, son relativamente despreciables, porque los cambios en las condiciones del fluido no son relevantes.

En el punto 8 se obtiene nuevamente una condición saturada a una presión de 11MPa, para pasar luego a una presión de 15MPa a la entrada de la caldera, es decir en el punto 9.

Dentro de la caldera el fluido es calentado hasta los 640°C, de acuerdo con las condiciones que se describen en el apartado 1.1. Este calentamiento se da a una misma presión de 15 MPa.

Con 15MPa y 640°C el vapor sobrecalentado ingresa a la sección de alta presión en la turbina. Esto se muestra en el esquema como el punto 10.

Durante la expansión del vapor en la sección de alta presión de la turbina, se realizan tres extracciones. La primera extracción se da a 11MPa para alimentar el precalentador abierto de 11MPa. La segunda extracción se da a 8MPa para alimentar el precalentador cerrado. La tercera extracción se da a 6MPa, en donde una parte del vapor se utiliza para alimentar el precalentador abierto de 6MPa y el resto del vapor se dirige hacia el recalentador. Siempre recordando que primeramente se toma el proceso de la turbina como isentrópico para luego encontrar la condición real, es posible determinar cada condición en los puntos 11, 12 y 13.

El recalentamiento se da a una presión de 6MPa hasta llegar a los 620°C, para ingresar a la sección de baja presión de la turbina. Estas son las condiciones del punto 14.

En la sección de baja presión de la turbina se realiza únicamente una extracción a los 4 MPa para alimentar el precalentador abierto de 4MPa, es decir el punto 15. El resto del vapor continúa su expansión hasta llegar a la presión de 7kPa a la entrada del condensador, el cual es el punto 16, donde el ciclo regresa a su estado inicial.

En el punto 17, el vapor que ha sido extraído a 8MPa y ha entregado su calor en el precalentador cerrado, llega a condición saturada a la misma presión, hasta ser trampeado, en donde también sufre un cambio de presión para poder ingresar al precalentador de 6MPa; allí ingresa en condición de mezcla a la misma presión con una entalpía igual a la del punto 17.

## CAPÍTULO 4.

# CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR EXTRAÍDO DE LA TURBINA POR CICLO Y DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL CICLO.

### 4.1. *Fracción de vapor extraído de la turbina por ciclo*

Para poder determinar la fracción de vapor que se extrae de la turbina por ciclo es necesario realizar el balance de energía en cada uno de los intercambiadores de calor. Las suposiciones generales para este análisis son:

- Las pérdidas de calor a los alrededores son mínimas y pueden ser despreciadas.
- Los intercambiadores no realizan trabajo.
- La energía cinética y potencial de los fluidos es despreciada.

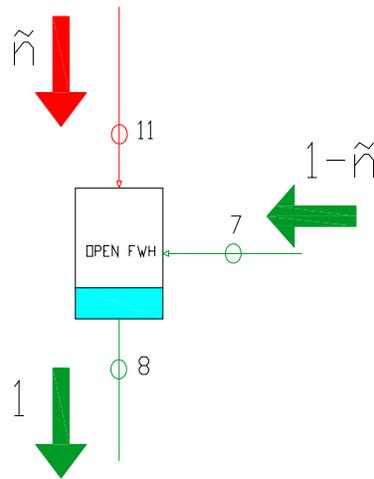
Estas suposiciones reducen el balance de energía a la primera ley de la termodinámica para un sistema abierto y un volumen de control, como se muestra a continuación:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \rightarrow \sum_{in} \dot{m}h = \sum_{out} \dot{m}h$$

Las entalpías de cada punto son conocidas, por lo que es posible determinar el flujo másico. Por lo tanto se procede a realizar el balance de energía en cada intercambiador.

La primera extracción ocurre a 11MPa, en el lado de alta presión es posible referirse a la figura 4.1, donde se muestran los flujos másicos que entran y salen del intercambiador. Esta figura está basada en el esquema general mostrado en el apartado 3.2, por lo que también muestra los puntos necesarios para el análisis en este intercambiador.

Se puede observar en la figura 4.1 que la primera extracción ha sido designada con la letra  $\tilde{n}$ .



AUTOCAD

Figura 4.1. Detalle del tercer precalentador abierto, donde se muestran los flujos másicos y puntos de análisis.

El balance de energía sería por lo tanto:

$$\tilde{n}h_{11} + (1 - \tilde{n})h_7 = h_8$$

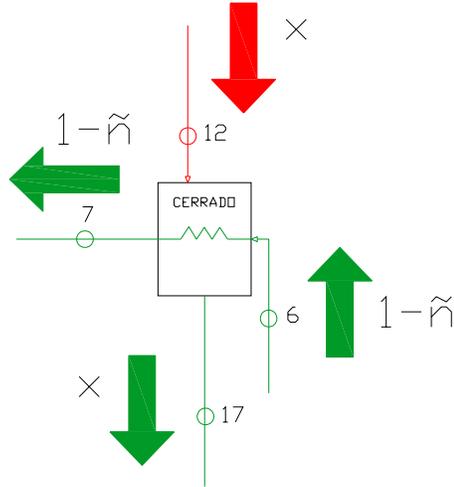
$$\tilde{n} = \frac{h_8 - h_7}{h_{11} - h_7}$$

$$\tilde{n} = 0,060139 \Rightarrow \tilde{n} = 6,0139\%$$

De este análisis se puede observar que la cantidad de vapor requerida en este precalentador es alrededor del 6% del total de flujo másico del ciclo.

Para el análisis del precalentador cerrado es posible referirse a la figura 4.2, donde se muestran al igual que en la figura 4.1, los flujos másicos que ingresan y salen del precalentador, junto con los puntos necesarios para el análisis. Esta figura, igualmente, está basada en el esquema general mostrado en el apartado 3.2. Esta extracción se produce a 8MPa de presión de la sección de alta presión de la turbina.

Esta segunda extracción ha sido designada con la letra x, como se observa en la figura 4.2.



AUTOCAD

Figura 4.2. Detalle del precalentador cerrado, mostrando los flujos másicos y puntos necesarios para el balance de energía.

El balance de energía para este precalentador en específico es:

$$xh_{12} + (1 - \tilde{n})h_6 = xh_{17} + (1 - \tilde{n})h_7$$

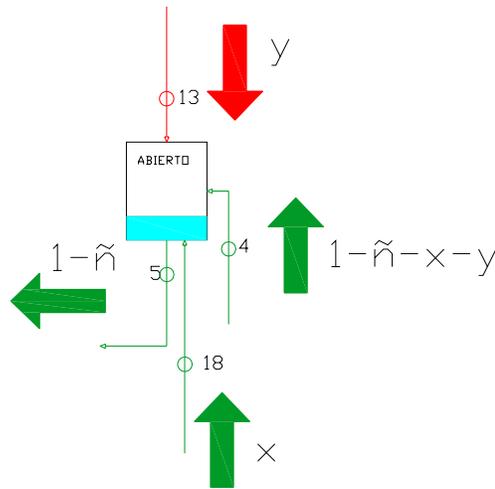
$$x = \frac{(1 - \tilde{n})(h_7 - h_6)}{h_{12} - h_{17}}$$

$$x = 0,040145 \Rightarrow x = 4,0145\%$$

Se concluye de este análisis que para el precalentador cerrado es necesaria la extracción de alrededor del 4% del flujo másico total.

Es necesario recalcar que el flujo másico que ingresa a este precalentador en el punto 6 es exactamente el mismo que sale en el punto 7. Esto porque al ser un intercambiador cerrado, los flujos no se mezclan, y el vapor condensado debe ser trampeado hacia el condensador o algún otro precalentador abierto. Este último es el caso que se presenta en este proyecto.

La tercera y última extracción de la sección de alta presión de la turbina se muestra en la figura 4.3.



AUTOCAD

Figura 4.3. Detalle del segundo precalentador abierto, mostrando los flujos másicos y puntos necesarios para el balance de energía.

Para este precalentador en específico el balance de energía es:

$$yh_{13} + (1 - \tilde{n} - x - y)h_4 + xh_{18} = (1 - \tilde{n})h_5$$

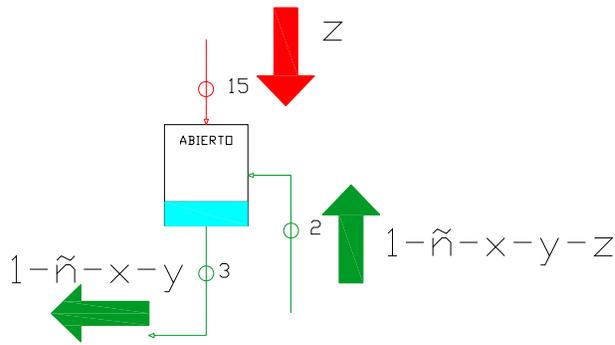
$$y = \frac{(1 - \tilde{n})h_5 - xh_{18} + (\tilde{n} + x - 1)h_4}{h_{13} - h_4}$$

$$y = 0,046170 \Rightarrow y = 4,617\%$$

Esta extracción ocurre a 6MPa de presión. Es importante hacer notar que en este precalentador, la fracción de vapor extraído  $x$  ingresa nuevamente al ciclo en condición de mezcla. Esto después de ser trampeado desde el precalentador cerrado.

Esta extracción ha sido designada con la letra  $y$ , como se observa en la figura 4.3. y ronda los 4,5% del total del flujo másico del ciclo.

La última extracción de vapor ocurre en la sección de baja presión de la turbina a 4MPa, luego de que el vapor ha salido del recalentador he ingresado a esta sección de la turbina. Esta extracción se muestra en la figura 4.4.



AUTOCAD

Figura 4.4. Detalle del primer precalentador abierto, donde se muestran los flujos másicos y puntos necesarios para el balance de energía.

Se puede observar que el agua de alimentación que ingresa al precalentador es la totalidad del flujo másico menos todas las extracciones que ocurren durante la expansión del vapor en la turbina.

El balance de energía de este precalentador en específico se muestra a continuación:

$$zh_{15} + (1 - \tilde{n} - x - y - z)h_2 = (1 - \tilde{n} - x - y)h_3$$

$$z = \frac{(1 - \tilde{n} - x - y)h_3 + (\tilde{n} + x + y - 1)h_2}{h_{15} - h_2}$$

$$z = 0,231669 \Rightarrow z = 23,1669\%$$

El alto porcentaje de vapor requerido para este primer precalentador se debe al aumento en la presión, ya que se requiere una condición saturada a la salida del precalentador, por lo tanto su temperatura de saturación ha de ser mucho más elevada que la temperatura a la entrada del precalentador. Es por esto que para lograr la temperatura de saturación la fracción de vapor debe ser bastante elevada.

Conociendo las fracciones de vapor extraído, es posible ahora calcular la eficiencia térmica del ciclo, así como el flujo másico total. Esto se muestra en el siguiente apartado.

## 4.2. Eficiencia térmica del ciclo

La eficiencia térmica determina qué porcentaje del calor entregado por la caldera se convierte en trabajo neto en la turbina. Su definición está dada por<sup>2</sup>:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

Es también posible definir la eficiencia térmica en términos del calor agregado y del calor extraído del sistema, como se muestra a continuación:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

Al realizar el análisis de la caldera, el recalentador y del condensador es posible determinar el calor agregado y extraído del sistema, para luego sustituir estos valores en la ecuación 4.2, obteniendo de esta forma la eficiencia térmica del ciclo.

El análisis en la caldera y el recalentador muestra el calor agregado al sistema por kilogramo de fluido. Para este análisis se puede referir a la figura 4.5, que se muestra a continuación.

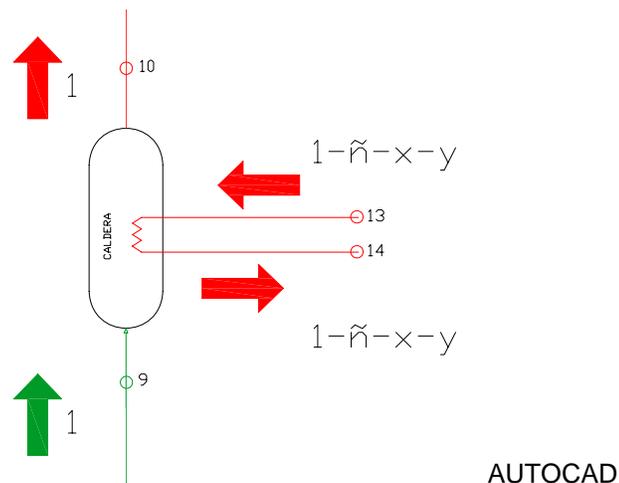


Figura 4.5. Esquema para el análisis de la caldera y el recalentador.

<sup>2</sup> Pag. 764, Cengel, Yunus A., Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

A partir de la figura anterior se tiene:

$$q_{in} = (h_{10} - h_9) + (1 - \tilde{n} - x - y)(h_{14} - h_{13})$$

$$q_{in} = 2480,99 \text{ kJ / kg}$$

Ahora se puede determinar, mediante el análisis del condensador, la cantidad de calor por kilogramo de fluido que se extrae del sistema. La figura 4.6 muestra el esquema para este análisis.

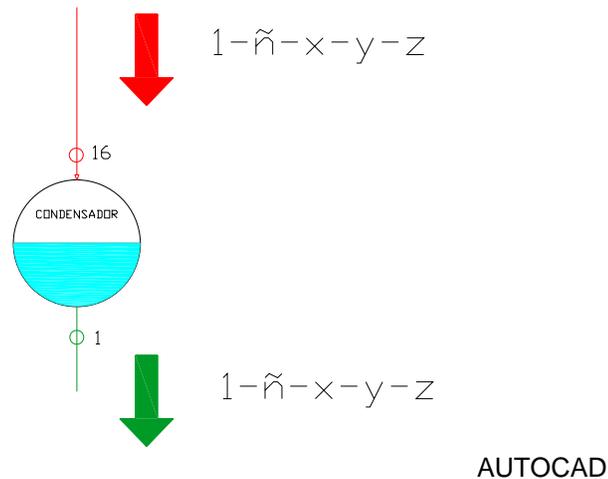


Figura 4.6. Esquema para el análisis del condensador.

A partir de la figura anterior se tiene:

$$q_{out} = (1 - \tilde{n} - x - y - z)(h_{16} - h_1)$$

$$q_{out} = 1429,24 \text{ kJ / kg}$$

Ahora sustituyendo en la ecuación 4.2 se puede obtener la eficiencia térmica del ciclo, como se muestra a continuación:

$$\eta_{th} = 0,4239 \Rightarrow 42,39\%$$

La eficiencia del ciclo de Rankine se ve incrementada con la adición de precalentadores y del recalentador. Los precalentadores ayudan a mantener una alta temperatura promedio durante la adición de calor al sistema. El recalentador ayuda a evitar la humedad en el vapor en las últimas etapas de la expansión del

vapor en la turbina, así la caldera puede agregar calor a mayores presiones. Ambos efectos incrementan la eficiencia térmica del ciclo.

La decisión de incrementar el número de precalentadores en el ciclo es puramente económica. El uso de un precalentador adicional no se justifica a menos que ahorre más costos en el combustible que su costo de compra. Es por esto que las eficiencias del ciclo de Rankine se mantienen en un rango del 40% al 50%.

Es posible ahora determinar el flujo másico total del sistema a partir de la ecuación 4.1 y de la definición de potencia, como se muestra a continuación:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

$$w_{net} = 1051,71 \text{kJ} / \text{kg}$$

La potencia puede definirse de la siguiente manera:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot w_{net} \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

Por lo tanto:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}}{w_{net}}$$

$$\dot{m} = 123,608 \text{kg} / \text{s}$$

Ahora que se ha obtenido el flujo másico total, es posible determinar la cantidad de flujo que ingresa y sale de cada intercambiador de calor. Esto lleva a poder determinar la longitud de tubo requerida para cada intercambiador, siendo esto el diseño del intercambiador de calor. Este cálculo de la longitud del tubo o diseño del intercambiador de calor, con todas sus implicaciones se muestra en el capítulo siguiente.

## CAPÍTULO 5.

### DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

#### **5.1. Introducción**

Los intercambiadores de calor son elementos que permiten el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas. Estos elementos son ampliamente utilizados en ingeniería. Una de sus aplicaciones específicas es en la producción de potencia y, específicamente, en este proyecto son de vital importancia.

Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor, pero para el caso particular de este proyecto el precalentador y el recalentador se han diseñado como intercambiadores de calor de contra flujo (los fluidos en su paso por el intercambiador de calor fluyen en direcciones opuestas) Esto porque el área superficial que se requiere para una transferencia de calor establecida  $q$  es más pequeña para el contra flujo que para el flujo paralelo, suponiendo un mismo valor del coeficiente global de transferencia de calor<sup>3</sup>. Para el caso del condensador también se ha supuesto un arreglo de contra flujo, sin embargo, para el diseño del condensador operan principios diferentes a los anteriores intercambiadores, pues existe un cambio de fase. En el caso de la caldera, durante su diseño se han tomado consideraciones y aproximaciones, que se explicarán en el apartado correspondiente, debido a la complejidad del fenómeno de flujo bifásico.

Es necesario señalar que en el diseño de los intercambiadores de calor los porcentajes de error en el cálculo son bastante amplios, por lo que ciertas consideraciones -que luego durante su construcción se deberán probar y dar los ajustes necesarios- se pueden tomar en cuenta para su diseño, aunque parecieran poco exactas.

---

<sup>3</sup> Pag. 591, Incropera, Frank P., DeWitt, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4<sup>th</sup> Ed. Mexico: Prentice Hall, 1999.

## 5.2. Diseño del precalentador cerrado

Para el diseño de este intercambiador se han considerado las dimensiones de los diámetros interno y externo del arreglo de tubos, para así poder determinar su longitud. Los diámetros supuestos son respectivamente:

$$D_i = 25mm$$

$$D_o = 45mm$$

Las propiedades de los fluidos (vapor y agua) se presentan a una temperatura promedio entre la de entrada y salida de cada fluido, como se muestra a continuación:

$$\text{Vapor}(\bar{T} \cong 415,265^\circ\text{C})$$

$$C_p = 2,6958 \text{kJ} / \text{kg} - ^\circ\text{C}$$

$$k = 6,5 \times 10^{-5} \text{kW} / \text{m} - ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 2,5 \times 10^{-5} \text{N} - \text{s} / \text{m}^2$$

$$\text{Pr} = 1,04$$

$$\text{Agua}(\bar{T} \cong 286,234^\circ\text{C})$$

$$C_p = 5,2926 \text{kJ} / \text{kg} - ^\circ\text{C}$$

$$k = 5,8 \times 10^{-4} \text{kW} / \text{m} - ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 9,2 \times 10^{-5} \text{N} - \text{s} / \text{m}^2$$

$$\text{Pr} = 0,84$$

La transferencia de calor que se requiere, puede obtenerse del balance de energía para el fluido caliente, como se muestra a continuación:

$$q = \dot{m}_h \cdot C_p (T_{h,i} - T_{h,o})$$

El flujo másico del vapor se puede calcular multiplicando el flujo másico total por la fracción  $x$  (refiérase a la figura 4.2), así se obtiene:

$$\dot{m}_h = \dot{m} \cdot x$$

$$\dot{m}_h = 4,96224 \text{kg} / \text{s}$$

Por lo tanto la transferencia de calor necesaria se puede determinar, siendo:

$$q = (4,96224) \cdot (2,8958) \cdot (240,595)$$

$$q = 32198,49 \text{kW}$$

Ahora es necesario determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección para cada uno de los fluidos, por lo que es necesario determinar primeramente si el flujo de cada fluido es laminar o turbulento, y a partir de aquí

obtener el número de Nusselt correspondiente, para obtener así tal coeficiente por convección. Así que para el flujo de agua se tiene:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot D_i \cdot \mu}$$

$$\text{Re} = \frac{4(116,174)}{\pi(0,025)(9,2 \times 10^{-5})}$$

$$\text{Re} = 6,43 \times 10^7$$

El número de Reynolds nos indica que el flujo de agua se encuentra en la región turbulenta, por lo que se puede determinar el número de Nusselt a partir de la ecuación de Dittus-Boelter<sup>4</sup>, como se muestra a continuación:

$$Nu = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

$$Nu = 0,023 \cdot (6,43 \times 10^7)^{4/5} \cdot (0,84)^{0,4}$$

$$Nu = 37850,6$$

A partir de esto y de la correlación del número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor por convección, se obtiene tal coeficiente para el flujo de agua:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_i}$$

$$h_i = \frac{(37850,6)(5,8 \times 10^{-4})}{0,025}$$

$$h_i = 878,133 \text{ kW} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

El mismo análisis se puede llevar a cabo para la obtención del coeficiente de transferencia de calor por convección para el flujo de vapor. El aspecto por resaltar para el caso del vapor es que el diámetro que se utiliza es el diámetro hidráulico, y la potencia a la que se encuentra elevado Prandtl en la ecuación de Dittus-Boelter es 0,3<sup>5</sup>. Esto por ser un fluido que se enfría en su paso por el

---

<sup>4</sup> Pag. 445, Incropera, Frank P., y DeWitt, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4<sup>th</sup> Ed. Mexico: Prentice Hall, 1999.

<sup>5</sup> Idem.

intercambiador de calor. Así, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección para el flujo de vapor sería:

$$\text{Re} = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{\rho(D_o - D_i)}{\mu} \times \frac{\dot{m}_h}{\rho \pi (D_o^2 - D_i^2) / 4}$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_h}{\pi (D_o + D_i) \mu}$$

$$\text{Re} = \frac{4(4,96224)}{\pi(0,045 + 0,025)(2,5 \times 10^{-5})}$$

$$\text{Re} = 3,6104 \times 10^6$$

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,3}$$

$$\text{Nu} = 0,023(3,6104 \times 10^6)^{4/5} (1,04)^{0,3}$$

$$\text{Nu} = 4100,89$$

$$\text{Nu} = \frac{h_o D_h}{k}$$

$$h_o = \frac{\text{Nu} \cdot k}{D_h}$$

$$h_o = \frac{(4100,89)(6,5 \times 10^{-5})}{(0,045 - 0,025)}$$

$$h_o = 13,33 \text{ kW} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Ahora es necesario encontrar el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ , que viene dado por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

El primer y último término de la ecuación anterior, indican la fracción del coeficiente dada por convección. Los términos segundo y cuarto muestran la fracción del coeficiente que se da por impurezas y el tercer término indica la fracción que se da por la conducción.

Los términos segundo, tercero y cuarto pueden ser despreciados: el segundo y cuarto debido a que su aporte no implica ni siquiera el 1% al

coeficiente global; el tercero debido a que los diámetros seleccionados son bastante pequeños, por lo que su aporte es apreciablemente pequeño en comparación con el aporte de la transferencia por convección. De esta forma se tiene que:

$$U = \frac{1}{(1/h_i) + (1/h_o)}$$

$$U = \frac{1}{[1/(878,133)] + [1/(13,33)]}$$

$$U = 13,1286 \text{ kW} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Con el coeficiente global de transferencia de calor es ahora posible, a partir del método de la diferencia de temperaturas media logarítmica<sup>6</sup>, determinar la longitud del tubo que se necesita para que las condiciones en este intercambiador se cumplan según el diseño. Así se tiene:

$$q = UA\Delta T_{ml}$$

De la ecuación anterior se puede obtener la longitud de la siguiente manera:

$$L = \frac{q}{U\pi D_i \Delta T_{ml}}$$

La determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica para un intercambiador de calor con arreglo en contra flujo viene dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

$$\Delta T_1 = 535,5627 - 294,9678 = 240,595^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 294,9678 - 277,5007 = 17,4671^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

---

<sup>6</sup> Pag. 587, Incropera, Frank P., DeWitt, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4<sup>th</sup> Ed. Mexico: Prentice Hall, 1999.

$$\Delta T_{ml} = \frac{17,4671 - 240,595}{\ln(17,4671/240,595)}$$

$$\Delta T_{ml} = 85,0725^{\circ}C$$

Es así que la longitud se puede obtener para este intercambiador de calor, como se muestra:

$$L = \frac{3218,49}{(13,1286)\pi(0,025)(85,0725)}$$

$$L = 36,6905m$$

El valor de la longitud del tubo es bastante grande, por lo que se necesita un arreglo en espiral del tubo para la construcción del intercambiador de calor.

### **5.3. Diseño del recalentador**

El diseño del recalentador está basado en la misma metodología que el diseño del precalentador cerrado, pues se diseña para un arreglo de tubos en contra flujo, asumiendo los diámetros interno y externo para obtener la longitud del tubo. De igual forma, la metodología que se describe en el apartado anterior es útil aquí, debido a que existe un intercambio de calor sin cambio de fase de los fluidos. Así los diámetros que se asumen para este intercambiador son:

$$D_i = 25mm$$

$$D_o = 45mm$$

De acuerdo con la descripción general dada en el apartado 1.1 los gases de la combustión se deben asumir a 1000°C. Los gases de la combustión tienen diferentes compuestos, pero de forma general se pueden asumir sus características como las características de aire, pues en su mayoría presentan gran cantidad de nitrógeno y de oxígeno. Se asume que los gases de combustión presentan una temperatura relativamente uniforme, teniendo una caída en su temperatura de 20°C a la salida del intercambiador. Se debe asumir esta diferencia de temperaturas para poder determinar el flujo másico de los gases de combustión, pues de otra forma, considerando los gases con

temperatura uniforme, se debería asumir la velocidad de los gases de la combustión, lo que llevaría a diversas suposiciones que podrían llevar a un error mayor en el cálculo.

Una vez aclaradas las diversas suposiciones con respecto a los gases de combustión, se puede mostrar por lo tanto las propiedades de los fluidos para una temperatura promedio, a partir de las temperaturas de entrada y salida, como se observa a continuación:

$$\text{Vapor}(\bar{T} = 555,967^{\circ}\text{C})$$

$$C_p = 2,3368 \text{kJ} / \text{kg} - ^{\circ}\text{C}$$

$$k = 7,8 \times 10^{-5} \text{kW} / \text{m} - ^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 3,1 \times 10^{-5} \text{N} - \text{s} / \text{m}^2$$

$$\text{Pr} = 0,929$$

$$\text{Aire}(\bar{T} \cong 990^{\circ}\text{C})$$

$$C_p = 1,184 \text{kJ} / \text{kg} - ^{\circ}\text{C}$$

$$k = 7,99 \times 10^{-5} \text{kW} / \text{m} - ^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 4,89 \times 10^{-5} \text{N} - \text{s} / \text{m}^2$$

$$\text{Pr} = 0,723$$

El cálculo de la transferencia de calor necesaria para este intercambiador se puede realizar a partir del fluido frío(vapor), como se muestra a continuación:

$$q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$q = (105,505)(2,3368)(620 - 491,9331)$$

$$q = 31574,2 \text{kW}$$

Donde el flujo másico del vapor se obtiene de la siguiente forma:

$$\dot{m}_c = (1 - \tilde{n} - x - y)\dot{m}$$

$$\dot{m}_c = (1 - 0,060139 - 0,040145 - 0,046170)(123,608)$$

$$\dot{m}_c = 105,505 \text{kg} / \text{s}$$

Ahora a partir del cálculo de la transferencia de calor requerida se puede obtener el flujo másico de los gases de combustión de la siguiente manera:

$$\dot{m}_h = \frac{q}{C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})}$$

$$\dot{m}_h = \frac{31574,2}{(1,184)(1000 - 980)}$$

$$\dot{m}_h = 1333,37 \text{kg} / \text{s}$$

Con los respectivos flujos máscicos y las propiedades de los fluidos es posible ahora realizar el mismo análisis que en el apartado anterior para la obtención de los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Así para el flujo de vapor se tiene:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot D_i \cdot \mu}$$

$$\text{Re} = \frac{4(105,505)}{\pi(0,025)(3,1 \times 10^{-5})}$$

$$\text{Re} = 1,7333 \times 10^8$$

Por lo tanto el flujo es turbulento, por lo que la ecuación de Dittus-Boelter se puede utilizar para la obtención del número de Nusselt. Esto se muestra a continuación:

$$Nu = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

$$Nu = 0,023 \cdot (1,7333 \times 10^8)^{4/5} \cdot (0,929)^{0,4}$$

$$Nu = 87104,3$$

Y ahora a partir de la correlación de Nusselt con el coeficiente de transferencia por convección, podemos obtener este coeficiente para el flujo de vapor como sigue:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k}$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_i}$$

$$h_i = \frac{(87104,3)(7,8 \times 10^{-5})}{0,025}$$

$$h_i = 271,765 \text{ kW} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Ahora para el coeficiente de transferencia por convección del flujo de los gases de combustión se puede realizar el mismo análisis. De nuevo es importante recalcar que se debe utilizar el diámetro hidráulico para el cálculo del

número de Reynolds, así como para el cálculo del coeficiente de transferencia por convección a partir de la relación con el número de Nusselt.

Así se tiene, por lo tanto:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_h}{\pi(D_o + D_i)\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{4(1333,37)}{\pi(0,045 + 0,025)(4,89 \times 10^{-5})}$$

$$\text{Re} = 4,9698 \times 10^8$$

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,3}$$

$$\text{Nu} = 0,023(4,9698 \times 10^8)^{4/5} (0,723)^{0,3}$$

$$\text{Nu} = 189035$$

$$\text{Nu} = \frac{h_o D_h}{k}$$

$$h_o = \frac{\text{Nu} \cdot k}{D_h}$$

$$h_o = \frac{(189035)(7,99 \times 10^{-5})}{(0,045 - 0,025)}$$

$$h_o = 755,199 \text{ kW} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Ahora es posible determinar el coeficiente global de transferencia de calor de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{(1/h_i) + (1/h_o)}$$

$$U = \frac{1}{[1/(271,765)] + [1/(755,199)]}$$

$$U = 199,848 \text{ kW} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Es necesario calcular la temperatura media logarítmica para poder obtener el valor de la longitud del tubo. Esta temperatura viene dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

Recordando que para un intercambiador de calor con arreglo de tubos en contra flujo las expresiones de  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  vienen dada por:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Por lo tanto  $\Delta T_{ml}$  sería:

$$\Delta T_1 = 1000 - 620 = 380^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 980 - 491,9331 = 488,067^\circ C$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{488,067 - 380}{\ln(488,067 / 380)}$$

$$\Delta T_{ml} = 431,782^\circ C$$

Ahora la longitud se puede obtener a partir de:

$$q = UA\Delta T_{ml}$$

$$L = \frac{q}{U\pi D_i \Delta T_{ml}}$$

$$L = \frac{31574,2}{(199,848)\pi(0,025)(431,782)}$$

$$L = 4,6588m$$

#### **5.4. Diseño del condensador**

Para el diseño del condensador se toma en cuenta un banco de tubos horizontales. Primeramente se muestran las propiedades de los fluidos. Para el agua tenemos:

$$T_s = 15^\circ C$$

$$C_p = 1,8627 kJ / kg - ^\circ C$$

$$k = 1,8 \times 10^{-5} kW / m - ^\circ C$$

$$\mu = 9,6 \times 10^{-6} N - s / m^2$$

$$\rho_l = 999,1666 kg / m^3$$

Así se tiene para la condición de mezcla del fluido por enfriar:

$$T_{sat} = 39,0246^{\circ}C$$

$$C_p = 1,8840 kJ / kg - ^{\circ}C$$

$$k = 1,9 \times 10^{-5} kW / m - ^{\circ}C$$

$$\rho_v = 0,048707 kg / m^3$$

$$h_{fg} = 2409,25 kJ / kg$$

Para este diseño se ha considerado un diámetro de tubo de  $D = 10mm$ , así con las propiedades anteriores se puede determinar el número de Jacob como se muestra a continuación<sup>7</sup>:

$$Ja = \frac{C_{p,l}(T_{sat} - T_s)}{h_{fg}}$$

$$Ja = \frac{(1,8627) \cdot (39,0246 - 15)}{2409,25}$$

$$Ja = 0,018575$$

Ahora es posible determinar una forma del calor latente modificado:

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

$$h'_{fg} = 2409 [1 + (0,68)(0,018575)]$$

$$h'_{fg} = 2439,68 kJ / kg$$

A partir de aquí se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección de la siguiente forma:

$$\bar{h}_D = 0,729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{1/4} \quad (\text{Ecuación 5.1})$$

$$\bar{h}_D = 0,729 \left[ \frac{(9,81)(999,1666)(999,1666 - 0,048707)(1,8 \times 10^{-5})^3 (2439,68)}{(9,6 \times 10^{-6})(39,0246 - 15)(0,01)} \right]^{1/4}$$

$$\bar{h}_D = 2032,42 W / m^2 - ^{\circ}C$$

Es necesario obtener el flujo másico en el condensador. Así se tiene que:

$$\dot{m}_c = (1 - \tilde{n} - x - y - z) \dot{m}$$

<sup>7</sup> Pag. 563, Incropera, Frank P., DeWitt, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4<sup>th</sup> Ed. Mexico: Prentice Hall, 1999.

$$\dot{m}_c = (1 - 0,060139 - 0,040145 - 0,046170 - 0,231669)(123,608)$$

$$\dot{m}_c = 76,8682 \text{ kg / s}$$

La longitud total del tubo se puede determinar a partir de la ley de enfriamiento de Newton de la siguiente forma:

$$\dot{m}_c = \frac{\bar{h}_D \pi D L (T_{sat} - T_s)}{h'_{fg}}$$

$$L = \frac{\dot{m}_c h'_{fg}}{\bar{h}_D \pi D (T_{sat} - T_s)}$$

$$L = \frac{(76,8682)(2439,68)}{(2032,42)\pi(0,01)(39,0246 - 15)}$$

$$L = 122253 \text{ m}$$

Así, sabiendo que la longitud de los tubos en el condensador debe rondar los 10m, se determina que la cantidad de tubos es de 10000, por lo tanto la longitud de cada tubo será:

$$N = 10000$$

$$L_t = 12,225 \text{ m}$$

La ecuación 5.1 determina el coeficiente de transferencia de calor por convección para el primer tubo (superior)<sup>8</sup> del arreglo horizontal. Es con este coeficiente que se calcula la longitud del tubo, debido a que el fluido tiene una mayor temperatura a la entrada del condensador. También es importante resaltar que la conducción ha sido despreciada a la hora del diseño por su aporte insignificante con respecto al aporte dado por convección.

### **5.5. Diseño de la caldera**

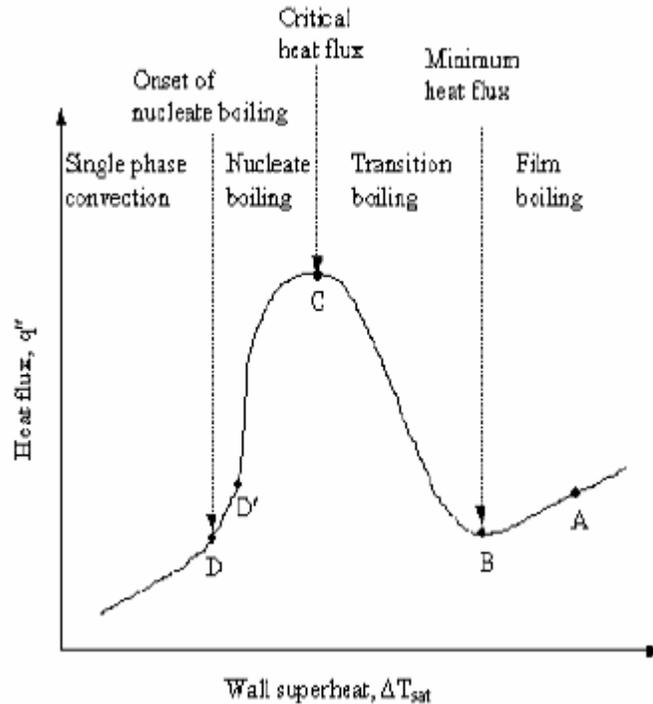
Para el diseño de la caldera es necesario tomar en cuenta el efecto de ebullición. Primeramente es necesario observar el efecto de ebullición de alberca, el cual presenta diferentes etapas, de acuerdo con la curva de ebullición de alberca.

---

<sup>8</sup> Pag. 565, Incropera, Frank P., DeWitt, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4<sup>th</sup> Ed. Mexico: Prentice Hall, 1999.

El primero en identificar estas diferentes regiones en el efecto de ebullición de alberca fue Nukiyama, logrando predecir que a 30°C de diferencia entre la temperatura de la superficie y la temperatura de saturación se alcanza el flujo crítico de calor.

La curva de ebullición de alberca puede apreciarse en la figura 5.1.



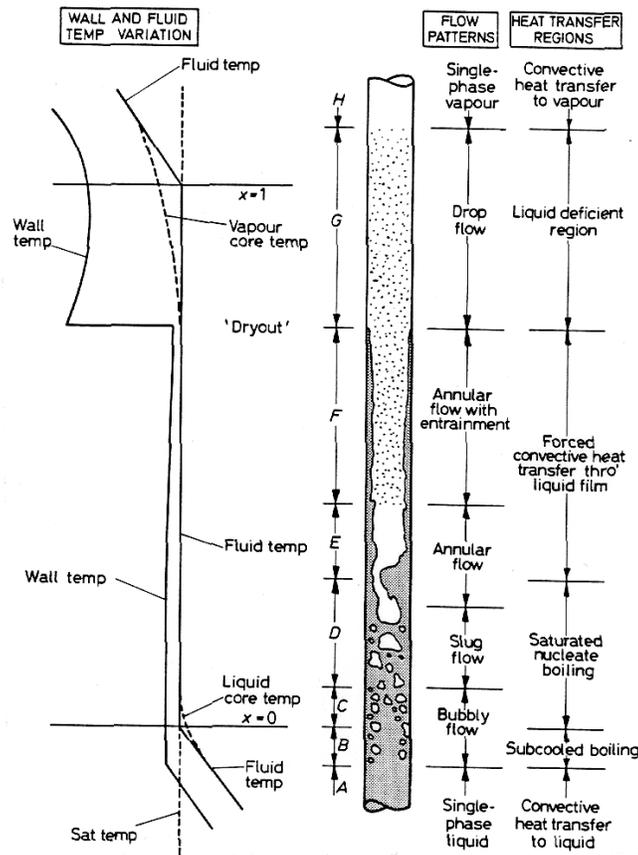
[www.mech.ubc.ca](http://www.mech.ubc.ca)

Figura 5.1. Curva de ebullición de alberca y sus diferentes regiones.

Como se puede deducir de la figura anterior, la primera etapa de la ebullición de alberca es de convección libre. Cuando se alcanza una diferencia de temperatura de 5°C entre la temperatura superficial y la de saturación comienza la etapa nucleada, en donde burbujas aisladas comienzan a aparecer. A una diferencia de 10°C entre la temperatura de la superficie y la temperatura de saturación chorros y columnas de burbujas aparecen, hasta que se alcanza la diferencia de 30°C entre la temperatura de la superficie y la temperatura de saturación y se alcanza el flujo crítico de calor. Este es el punto máximo que un diseñador quisiera alcanzar, ya que después de este punto se induce una salida pronunciada de la curva y las condiciones cambian abruptamente alcanzando una diferencia de temperatura entre la superficie y la de saturación por encima

de los 1000°C, lo que claramente puede sobrepasar el punto de fusión del sólido (superficie) causando la falla del sistema. A esto se le llama crisis de ebullición, por lo que es de suma importancia conocer el punto de flujo crítico de calor.

Aunque es posible conocer la transferencia de calor por metro cuadrado con las correlaciones de la ebullición de alberca, este no es el caso de la caldera, pues en ella existe una ebullición de un fluido en movimiento. A este fenómeno se le conoce como flujo bifásico y sus diferentes etapas se pueden observar en la figura 5.2.



[wins.engr.wisc.edu](http://wins.engr.wisc.edu)

Figura 5.2. Curva del flujo bifásico para un tubo vertical y sus regiones.

Se puede observar en la figura anterior que la primera etapa del fenómeno de flujo bifásico consiste en convección forzada del fluido, hasta la aparición de las primeras burbujas que es la segunda etapa. En la tercera etapa se tiene un flujo anular, donde el vapor se encuentra en el núcleo del flujo rodeado por una película de líquido hasta alcanzar la cuarta etapa, donde la

mayoría del líquido se ha convertido en vapor y sólo se encuentran pequeñas gotas de líquido flotando en el vapor, pasando luego a la última etapa donde sólo se encuentra vapor y se da, de nuevo, una condición de convección forzada.

Muchas correlaciones han sido obtenidas para cuantificar este fenómeno, como las obtenidas por Rohsenow, Tong, Griffith entre otros. Sin embargo, las relaciones son puramente empíricas y los resultados varían dependiendo de las pruebas realizadas. La complejidad de este fenómeno implica utilizar alguna aproximación para obtener la longitud del tubo de la caldera.

Se toma la aproximación recomendada por Cengel<sup>9</sup>, en donde de forma muy general se puede obtener la transferencia de calor por metro cuadrado realizando la adición de la transferencia de calor de un fluido en un tubo circular de forma forzada y la transferencia de calor máxima dada por la ebullición de alberca.

Así se tiene:

$$Q_{in} = q \cdot A$$

$$q = q_{forced} + q_{boiling}$$

Por lo tanto, la transferencia de calor por metro cuadrado debida a la convección forzada sería:

$$q_{forced} = h \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = T_s - T_{sat}$$

Donde de acuerdo con la teoría de la ebullición de alberca la diferencia de temperaturas no debe ser superior a 30°C, por lo tanto se considera para el diseño una temperatura de 29°C.

$$\Delta T = 29^\circ C$$

Las propiedades del fluido se dan a temperatura de saturación para cuestiones de diseño, y son:

$$T_{sat} = 342,1307^\circ C$$

$$C_p = 8,5225 kJ / kg - ^\circ C$$

---

<sup>9</sup> Cengel, Yunus A. HEAT TRANSFER: A Practical Approach. 2<sup>nd</sup> Ed. Mc Graw Hill, 2002

$$\mu = 6,9 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

$$k = 4,6 \times 10^{-4} \text{ kW} / \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{fg} = 1004,0201 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\sigma = 5,2038 \text{ N} / \text{m}^2$$

$$\rho_v = 97,0874 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\rho_l = 588,2353 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Se considera que el diámetro para el tubo es:

$$D = 25 \text{ mm}$$

De esta forma se puede determinar el coeficiente de transferencia por convección a partir de su correlación con el número de Nusselt como se muestra:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

Así tenemos que el número de Nusselt viene dado por:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0,4}$$

Ahora el número de Prandtl se puede obtener a partir de su definición:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Por lo tanto:

$$Pr = \frac{(8,5225)(6,9 \times 10^{-5})}{4,6 \times 10^{-4}}$$

$$Pr = 1,27838$$

Y ahora el número de Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot 4}{D \pi \mu}$$

$$Re = \frac{(123,608)4}{(0,025)(6,9 \times 10^{-5})\pi}$$

$$Re = 9,12363 \times 10^7$$

Por lo tanto Nusselt es determinado, siendo este:

$$Nu = 0,023(9,12363 \times 10^7)^{4/5} (1,27838)^{0,4}$$

$$Nu = 59227,7$$

A partir de su correlación con el coeficiente de transferencia por convección, este último se puede determinar como sigue:

$$h = \frac{(59227,7)(4,6 \times 10^{-4})}{0,025}$$

$$h = 1089,79 kW / m^2 - ^\circ C$$

Y así la transferencia de calor por metro cuadrado debida a la convección forzada se puede determinar como se muestra:

$$q_{forced} = (1089,79)(29)$$

$$q_{forced} = 31603,9 kW / m^2$$

Para determinar la transferencia de calor por metro cuadrado debida a la ebullición de alberca, se toma la ecuación brindada en *Fundamentos de transferencia de calor* (Incropera, De Witt):

$$q_{boiling} = 0,149 h_{fg} \rho_v \left[ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4}$$

Por lo tanto, el aporte debido a la ebullición de alberca es:

$$q_{boiling} = 0,149(1004,0201)(97,0874) \left[ \frac{(5,2038)(9,81)(588,2353 - 97,0874)}{(97,0874)^2} \right]^{1/4}$$

$$q_{boiling} = 18548,6 kW / m^2$$

Por lo que la adición de estos dos efectos es:

$$q = 31603,9 + 18548,6$$

$$q = 50152,5 kW / m^2$$

Ahora para determinar la transferencia de calor requerida en la caldera se tiene que:

$$Q_{in} = \dot{m}(h_{10} - h_9)$$

$$Q_{in} = (123,608)(3682,7231 - 1457,7)$$

$$Q_{in} = 275031 kW$$

La longitud del tubo necesaria para la caldera puede ahora ser determinada como sigue:

$$Q_{in} = q \cdot A$$

$$L = \frac{Q_{in}}{q\pi D}$$

$$L = \frac{275031}{(50152,5)\pi(0,025)}$$

$$L = 69,823m$$

## CAPÍTULO 6.

### CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y AIRE

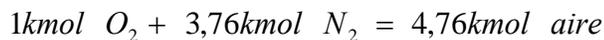
#### 6.1. Exceso de aire

En el proceso de combustión es necesaria la presencia de tres elementos. Primeramente el combustible, del cual se ha de extraer la energía, en segundo lugar el oxígeno, que es proporcionado por el aire y luego la ignición.

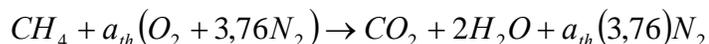
De acuerdo con la sección 1.1 el combustible que se ha de utilizar es gas natural, el cual en su mayoría se encuentra compuesto por metano ( $CH_4$ ), Entonces, por razones prácticas, se considera que el combustible es metano.

En el caso de combustión ideal, el carbono ha de reaccionar con el oxígeno para formar dióxido de carbono ( $CO_2$ ) y el hidrógeno ha de formar agua en estado gaseoso ( $H_2O_{(g)}$ ).

El aire se encuentra compuesto, de forma general, por un 21% de oxígeno y por un 79% de nitrógeno. Esto es equivalente a decir:



Sabiendo esto, es posible obtener la cantidad teórica de aire que se necesita para la combustión de un kilo mol de metano, por lo tanto:



Realizando el balance de masa para el oxígeno se tiene:

$$a_{th} = 1 + 1$$

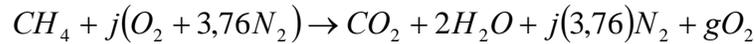
$$a_{th} = 2$$

Esto indica que la cantidad estequiométrica de aire para un kilo mol de metano es 2 kilo mol de aire. Sin embargo para aumentar la posibilidad de que una combustión completa ocurra (ideal) es necesario incrementar la cantidad de oxígeno, es decir debe existir un exceso de aire.

Este exceso de aire está relacionado con la temperatura de salida de los gases de combustión, que de acuerdo con la sección 1.1 es de  $1000^\circ\text{C}$ . Debido a esto se puede determinar el exceso de aire mediante la definición de la temperatura de flama adiabática.

Esta temperatura es por definición la máxima temperatura que alcanzan los gases de combustión<sup>10</sup>, por lo que considerando esta temperatura como los 1000°C es posible determinar el porcentaje de exceso de aire.

Así, la reacción química con exceso de aire sería:

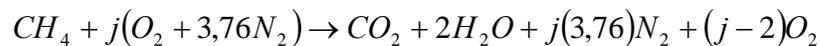


Del balance de masa de oxígeno se tiene:

$$j = 1 + 1 + g$$

$$g = j - 2$$

Sustituyendo:



La temperatura de flama adiabática ocurre cuando  $Q = 0$  y  $W = 0$  en el balance de energía. Por lo tanto:

$$\sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \quad (\text{Ecuación 6.1})$$

Donde:

$$\bar{h}_f^\circ = \text{entalpía de formación}$$

$$\bar{h} = \text{entalpía sensible en un estado específico}$$

$$\bar{h}^\circ = \text{entalpía sensible al estado de referencia de } 25^\circ\text{C y } 1 \text{ atmósfera.}$$

De acuerdo con Cengel la entalpía de formación se puede ver como la entalpía de una sustancia en un estado específico debida a su composición química<sup>11</sup>.

La temperatura del combustible a la entrada de la cámara de combustión se considera a 25°C, de la misma forma que la temperatura del aire. La temperatura de los productos (gases de combustión) se considera a 1000°C.

Para determinar  $j$  es necesario obtener las entalpías sensibles y las de formación para cada sustancia. Es por esto que se construye la siguiente tabla,

<sup>10</sup> Pag. 771, Cengel, Yunus A., Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

<sup>11</sup> Pag. 763, Cengel, Yunus A., Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

tomando los datos de las tablas A-18, A-19, A-20, A-23 y A-26 que se muestran en el apéndice. Estas tablas son tomadas de Cengel<sup>12</sup>. Así:

**Tabla 6.1** Entalpías de formación, sensible en un estado específico y sensible al estado de referencia para diferentes sustancias.

Substance	$\bar{h}_f^\circ$ (kJ / kmol)	$\bar{h}^\circ_{298K}$ (kJ / kmol)	$\bar{h}_{1273K}$ (kJ / kmol)
$CH_{4(g)}$	-74 850		
$O_2$	0	8682	41060,7
$N_2$	0	8669	39249,7
$CO_2$	-293520	9364	57983,1
$H_2O_{(g)}$	-241820	9904	47600,5

Tomando los datos presentados en la tabla anterior y sustituyéndolos en la ecuación 6.1 se tiene:

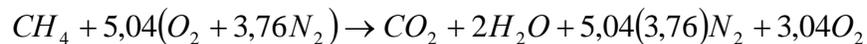
$$\begin{aligned}
 & (1\text{kmol}CO_2)(-393520 + 57983,1 - 9364) \\
 & + (2\text{kmol}H_2O)(-241820 + 47600,5 - 9904) \\
 & + j(3,76\text{kmol}N_2)(0 + 39249,7 - 8669) \\
 & + (j - 2)(1\text{kmol}O_2)(0 + 41060,7 - 8682) \\
 & = (1\text{kmol}CH_4)(-74850 + h_{298} - h_{298}) \\
 & + j(1\text{kmol}O_2)(0 + 8682 - 8682) \\
 & + j(3,76\text{kmol}N_2)(0 + 8669 - 8669)
 \end{aligned}$$

Es posible de esta forma obtener el valor de  $j$  como sigue:

$$147362j = -74850 + 344901 + 408247 + 64757,4$$

$$j = 5,04\text{kmol}$$

Ahora la reacción química cuando  $j$  es sustituido es:



<sup>12</sup> Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

Como la cantidad teórica de aire es de 2 kilo mol por kilo mol de metano es posible calcular el exceso de aire como sigue:

$$Exceso = \frac{j}{a_{th}}$$

$$Exceso = \frac{5,04}{2}$$

$$Exceso = 2,52 \Rightarrow Exceso = 252\%$$

Esto indica que el exceso de aire, necesario para alcanzar una temperatura de 1000°C en los gases de combustión, por encima de la cantidad teórica es de 152% o también es posible decir que la cantidad teórica requerida para esta reacción es del 252%

## **6.2. Tasa aire-combustible, flujos máxicos del aire y el combustible.**

La tasa aire combustible (AF por sus siglas en inglés) corresponde a la masa de aire por masa de combustible para un proceso de combustión. Es decir:

$$AF = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}}$$

Esto se puede obtener fácilmente a partir de la reacción química, multiplicando la masa molar por los kilos moles de cada sustancia, como se muestra:



$$AF = \frac{(5,04 \times 4,76) \times (28,97)}{(1 \times 12,011) + (2 \times 2,016)}$$

$$AF = 43,3212 kg_{aire} / kg_{combustible}$$

Ahora es posible determinar el flujo máxico del combustible a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{combustible} = \dot{m}_{combustible} \cdot q_{LHV}$$

Donde:

$q_{LHV}$  = Valor de calentamiento mínimo del combustible.

$\dot{Q}_{combustible}$  = Flujo de calor del combustible.

El valor de calentamiento mínimo del combustible se refiere a la cantidad de calor por kilogramo que proporciona el combustible cuando el agua se mantiene en estado gaseoso en los productos<sup>13</sup> (gases de combustión).

El flujo de calor del combustible también se puede obtener de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{combustible} = \dot{m} \cdot q_{in}$$

La ecuación anterior indica que el flujo de calor del combustible debe ser igual al calor agregado al sistema por el flujo másico, entonces:

$$\dot{Q}_{out, fuel} = 123,608 \cdot 2480,99$$

$$\dot{Q}_{out, fuel} = 306670 kW$$

El valor de calentamiento mínimo del combustible se obtiene de la tabla A-27 que se muestra en el apéndice:

$$q_{LHV} = 50050 kJ / kg$$

Por lo tanto:

$$\dot{m}_{combustible} = \frac{306670}{50050}$$

$$\dot{m}_{combustible} = 6,127 kg / s$$

Ahora el flujo másico del aire se puede obtener a partir de la tasa aire-combustible:

$$\dot{m}_{aire} = AF \cdot \dot{m}_{combustible}$$

$$\dot{m}_{aire} = 43,3212 \cdot 6,127$$

$$\dot{m}_{aire} = 265,441 kg / s$$

---

<sup>13</sup> Page 764, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

### **6.3. Análisis del consumo de aire y combustible**

El consumo de combustible es de suma importancia, debido al costo económico que este implica. Esto significa que cuanto menor sea el flujo másico de combustible mejor, pues se obtiene mayor energía por menor masa de combustible.

La reducción en el flujo másico del combustible puede alcanzarse de dos formas. La primera sería la utilización de otro combustible con un mayor valor de calentamiento, es decir que puede liberar mayor energía en la combustión y la segunda sería reducir la cantidad de calor que requiere el sistema.

La primera opción se debe basar en un análisis económico, pues normalmente un combustible que pueda liberar mayor energía posee un mayor costo.

La segunda opción disminuye la cantidad de energía del vapor, haciendo que el sistema se vuelva menos eficiente, debido a que el trabajo neto de la turbina disminuiría.

El exceso de aire incrementa las posibilidades de obtener una combustión completa, pero al mismo tiempo reduce la temperatura de los gases de combustión.

En este caso se asume una combustión ideal, sin embargo en la realidad este no es el caso común y la combustión incompleta sucede. Durante la combustión incompleta el oxígeno reacciona con el nitrógeno formando óxidos nitrosos que son dañinos para el ambiente tanto como para el ser humano. También se da formación de monóxido de carbono, el cual contribuye de forma significativa al calentamiento global. En forma general la combustión incompleta reduce la eficiencia de combustión además de causar oxidación del material por el que viajan los gases de combustión. Sin embargo los gases de combustión sólo pueden ser medidos de forma directa, porque calcularlos llevaría a grandes errores además de ser un proceso complejo.

Es importante recordar que el combustible fue considerado como metano, por ser el componente con mayor presencia en el gas natural. Esta es una práctica normal de ingeniería al calcular procesos de combustión, por

practicidad, pues el cálculo de todos los componentes envueltos en la reacción conduce a una mayor precisión, pero que también puede ser lejana a la realidad al considerar un proceso de la combustión completa.

## CAPÍTULO 7.

# ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY TERMODINÁMICA

### 7.1. Introducción

Cuando un elemento está siendo analizado es de suma importancia determinar la cantidad de trabajo que puede brindar, en otras palabras, la cantidad de energía disponible del elemento en condiciones específicas. La propiedad que nos permite determinar esto se llama *disponibilidad o exergía*<sup>14</sup>.

Para maximizar la salida de trabajo el elemento debe alcanzar el equilibrio termodinámico y no debe reaccionar con el ambiente (químicamente inerte)<sup>15</sup>

Así, la exergía representa la máxima cantidad de trabajo que puede ser extraída del elemento y no el trabajo que el elemento produce cuando es instalado.

La segunda ley de la termodinámica nos permite comparar la eficiencia térmica real del elemento con la máxima eficiencia térmica posible (reversible). Así la eficiencia térmica de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, o la eficiencia de la segunda ley se puede definir como<sup>16</sup>:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suplida}}$$

Esto nos permite determinar cuánto del potencial de trabajo es realmente convertido en trabajo útil. Esto es realmente útil al analizar un sistema o un elemento, porque permite determinar cuánto puede mejorarse el sistema o el elemento tratado.

Es importante mencionar que en este capítulo los elementos que se analizan se consideran de flujo estable, por lo que la eficiencia de la segunda ley se puede determinar a partir de su definición general.

---

<sup>14</sup> Page 424, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

<sup>15</sup> Idem

<sup>16</sup>Page 433, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

Es también necesario mencionar que los cambios en las energías cinética y potencial son despreciados en los componentes analizados.

## 7.2. Análisis de la segunda-ley para la turbina

Para determinar el trabajo producido por la turbina, es necesario realizar el balance de energía, por lo tanto:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{W}_{out} + \dot{Q}_{out}$$

Como la turbina se asume adiabática se tiene que  $\dot{Q}_{out} = 0$ . De esta forma los flujos máxicos se pueden determinar para cada punto, refiriéndose al capítulo 4 y al esquema general (sección 3.2) se tiene:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m} = 123,608 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}(1 - \tilde{n} - x - y)$$

$$\dot{m}_{14} = 123,608(1 - 0,060139 - 0,040145 - 0,046176) = 105,504 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m} \cdot \tilde{n} = 123,608(0,060139) = 7,4337 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m} \cdot x = 123,608(0,040145) = 4,9622 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}(1 - \tilde{n} - x) = 123,608(1 - 0,060139 - 0,040145) = 111,212 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m} \cdot z = 123,608(0,231669) = 28,6361 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}(1 - \tilde{n} - x - y - z)$$

$$\dot{m}_{16} = 123,608(1 - 0,060139 - 0,040145 - 0,046176 - 0,231669) = 76,8682 \text{ kg/s}$$

Las entalpías para cada punto se pueden obtener de la tabla 3.1. Así se sustituye en la ecuación del balance de energía y se obtiene:

$$\begin{aligned} & (123,608)(3682,7231) + (105,504)(3703,0832) \\ & = (7,4337)(3581,79) + (4,9622)(3485,02) + (111,212)(3403,2) \\ & + (28,6361)(3570,62) + (76,8682)(2461,66) + \dot{W}_{out} \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{out} = 132036 \text{ kW}$$

Ahora es necesario determinar la cantidad de trabajo máxima que dispone la turbina, para poder relacionar el trabajo máximo con el trabajo real y así

obtener la eficiencia de este elemento. Esto se realiza mediante el balance de exergía:

$$\dot{X}_{in} = \dot{X}_{out}$$

$$\dot{m}_{10}\psi_{10} + \dot{m}_{14}\psi_{14} = \dot{m}_{11}\psi_{11} + \dot{m}_{12}\psi_{12} + \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_{15}\psi_{15} + \dot{m}_{16}\psi_{16} + \dot{W}_{rev}$$

Donde  $\psi$  es la exergía de flujo, definida por<sup>17</sup>:

$$\psi_{\gamma} = (h_{\gamma} - h_0) - T_0(s_{\gamma} - s_0) \quad (\text{Ecuación 7.1})$$

Los términos que poseen el subíndice cero son las propiedades del estado de equilibrio, que en este caso se considera a 25°C y 1 atmósfera, así:

$$h_0 = 104,8382 \text{ kJ / kg}$$

$$s_0 = 0,3670 \text{ kJ / kg - K}$$

$$T_0 = 298 \text{ K}$$

De esta forma la exergía de flujo para cada punto puede ser determinada, como se muestra:

$$\psi_{10} = (3682,7231 - 104,8382) - 298(6,7917 - 0,3670)$$

$$\psi_{10} = 1663,32 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_{11} = (3581,79 - 104,8382) - 298(6,8125 - 0,3670)$$

$$\psi_{11} = 1556,19 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_{12} = (3485,02 - 104,8382) - 298(6,8352 - 0,3670)$$

$$\psi_{12} = 1452,66 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_{13} = (3403,2 - 104,8382) - 298(6,8571 - 0,3670)$$

$$\psi_{13} = 1364,31 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_{14} = (3703,0832 - 104,8382) - 298(7,2195 - 0,3670)$$

$$\psi_{14} = 1556,2 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_{15} = (3570,62 - 104,8382) - 298(7,2479 - 0,3670)$$

$$\psi_{15} = 1415,27 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_{16} = (2461,66 - 104,8382) - 298(7,9213 - 0,3670)$$

<sup>17</sup> Page 438, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

$$\psi_{16} = 105,64 \text{ kJ / kg}$$

Ahora que las exergías han sido determinadas es posible determinar el trabajo máximo que posee la turbina (trabajo reversible), sustituyendo en la ecuación del balance de exergía se tiene:

$$\begin{aligned} & (123,608)(1663,32) + (105,504)(1556,2) \\ & = (7,4337)(1556,19) + (4,9622)(1452,66) + (111,212)(1364,31) \\ & + (28,6361)(1415,27) + (76,8682)(105,64) + \dot{W}_{rev} \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{rev} = 150634 \text{ kJ / kg}$$

De acuerdo con la definición general de la eficiencia de la segunda ley, se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suplida}}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{W}_{rev}}$$

$$\eta_{II} = \frac{132036}{150634}$$

$$\eta_{II} = 0,8765 \Rightarrow \eta_{II} = 87,65\%$$

### 7.3. Análisis de la segunda-ley para las bombas

La eficiencia de la segunda ley para las bombas, es también posible obtenerlas a partir de la definición general de la segunda ley, así<sup>18</sup>:

$$\eta_{II} = \frac{w_{rev,in}}{w_{in}} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1}$$

Por lo tanto:

$$\eta_{II} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{h_2 - h_1}$$

<sup>18</sup> Pag. 459, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

### 7.3.1. Bomba I

Para la bomba I se puede obtener la eficiencia de la segunda ley como sigue:

$$\eta_{II} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{h_2 - h_1}$$

Sustituyendo de la tabla 3.1 en la ecuación anterior se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{(168,2860 - 163,3766) - 298(0,5622 - 0,5591)}{(168,2860 - 163,3766)}$$

$$\eta_{II} = 0,81183 \Rightarrow \eta_{II} = 81,18\%$$

### 7.3.2. Bomba II

Para la bomba II se puede obtener la eficiencia de la segunda ley como sigue:

$$\eta_{II} = \frac{(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)}{h_4 - h_3}$$

Sustituyendo de la tabla 3.1 en la ecuación anterior se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{(1090,4 - 1087,4071) - 298(2,7975 - 2,7965)}{(1090,4 - 1087,4071)}$$

$$\eta_{II} = 0,9004 \Rightarrow \eta_{II} = 90,04\%$$

### 7.3.3. Bomba III

Para la bomba III se puede obtener la eficiencia de la segunda ley como sigue:

$$\eta_{II} = \frac{(h_6 - h_5) - T_0(s_6 - s_5)}{h_6 - h_5}$$

Sustituyendo de la tabla 3.1 en la ecuación anterior se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{(1221,61 - 1213,6994) - 298(3,0298 - 3,0273)}{(1221,61 - 1213,6994)}$$

$$\eta_{II} = 0,9058 \Rightarrow \eta_{II} = 90,58\%$$

### 7.3.4. Bomba IV

Para la bomba IV se puede obtener la eficiencia de la segunda ley como sigue:

$$\eta_{II} = \frac{(h_9 - h_8) - T_0(s_9 - s_8)}{h_9 - h_8}$$

Sustituyendo de la tabla 3.1 en la ecuación anterior se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{(1457,7 - 1450,5790) - 298(3,4326 - 3,4304)}{(1457,7 - 1450,5790)}$$

$$\eta_{II} = 0,9079 \Rightarrow \eta_{II} = 90,79\%$$

## 7.4. Análisis de la segunda-ley para los intercambiadores de calor

Para un intercambiador de calor en donde los fluidos caliente y frío no se mezclan, es posible determinar la eficiencia de la segunda ley como sigue<sup>19</sup>:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{cold}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{hot}(\psi_1 - \psi_2)} \quad (\text{Ecuación 7.2})$$

En la ecuación anterior es posible reconocer que la exergía suplida es la pérdida de exergía en el fluido caliente, en tanto que la exergía recuperada es la ganancia de exergía en el fluido frío.

Para un intercambiador de calor donde los fluidos se mezclan, la exergía suplida es la suma de las exergías de los fluidos caliente y frío, mientras que la exergía recuperada es la exergía de la mezcla. Así la eficiencia de la segunda ley para un intercambiador de calor donde existe mezcla es<sup>20</sup>:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_3\psi_3}{\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_2\psi_2} \quad (\text{Ecuación 7.3})$$

<sup>19</sup> Page 460, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

<sup>20</sup> Page 460, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5<sup>th</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

### 7.4.1. Precalentador cerrado

Para este precalentador la ecuación 7.2 puede ser aplicada, así:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{cold}(\psi_7 - \psi_6)}{\dot{m}_{hot}(\psi_{12} - \psi_{17})}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{cold}(h_7 - h_6 - T_0[s_7 - s_6])}{\dot{m}_{hot}(h_{12} - h_{17} - T_0[s_{12} - s_{17}])}$$

Donde:

$$\dot{m}_{cold} = \dot{m}(1 - \tilde{n}) = 123,608(1 - 0,060139) = 116,174 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{hot} = \dot{m} \cdot x = 123,608(0,040145) = 4,96224 \text{ kg/s}$$

Sustituyendo de la tabla 3.1 los valores respectivos se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{(116,174)(1314,2101 - 1221,61 - 298[3,1954 - 3,0298])}{(4,96224)(3485,02 - 1317,1021 - 298[6,8352 - 3,2076])}$$

$$\eta_{II} = 0,93163 \Rightarrow \eta_{II} = 93,163\%$$

### 7.4.2. Primer precalentador abierto

Para este precalentador la ecuación 7.3 puede ser utilizada, así:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_3 \psi_3}{\dot{m}_{15} \psi_{15} + \dot{m}_2 \psi_2}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_0 - T_0[s_3 - s_0])}{\dot{m}_2(h_2 - h_0 - T_0[s_2 - s_0]) + \dot{m}_{15}(h_{15} - h_0 - T_0[s_{15} - s_0])}$$

Donde:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}(1 - \tilde{n} - x - y) = 123,608(1 - 0,060139 - 0,040145 - 0,046176)$$

$$\dot{m}_3 = 105,504 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}(1 - \tilde{n} - x - y - z)$$

$$\dot{m}_2 = 123,608(1 - 0,060139 - 0,040145 - 0,046176 - 0,231669)$$

$$\dot{m}_2 = 76,8682 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m} \cdot z = 123,608(0,231669) = 28,6361 \text{ kg/s}$$

Sustituyendo los datos respectivos de la tabla 3.1 se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{(105,504)(1087,4071 - 104,8382 - 298[2,7965 - 0,367])}{(76,8682)(168,2860 - 104,8382 - 298[0,5622 - 0,367]) + (28,6361)(3570,62 - 104,8382 - 298[7,2479 - 0,367])}$$

$$\eta_{II} = 0,6665 \Rightarrow \eta_{II} = 66,65\%$$

### 7.4.3. Segundo precalentador abierto

Aplicando la ecuación 7.3 se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_5 \psi_5}{\dot{m}_{18} \psi_{18} + \dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_{13} \psi_{13}}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_5 (h_5 - h_0 - T_0 [s_5 - s_0])}{\dot{m}_4 (h_4 - h_0 - T_0 [s_4 - s_0]) + \dot{m}_{18} (h_{18} - h_0 - T_0 [s_{18} - s_0]) + \dot{m}_{13} (h_{13} - h_0 - T_0 [s_{13} - s_0])}$$

Donde:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}(1 - \tilde{n} - x - y) = 123,608(1 - 0,060139 - 0,040145 - 0,046176)$$

$$\dot{m}_4 = 105,504 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}(1 - \tilde{n}) = 123,608(1 - 0,060139)$$

$$\dot{m}_5 = 116,174 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m} \cdot y = 123,608(0,046176) = 5,7077 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m} \cdot x = 123,608(0,040145) = 4,96224 \text{ kg / s}$$

Sustituyendo de la tabla 3.1 los valores respectivos se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{(116,174)(1213,6994 - 104,8382 - 298[3,0273 - 0,367])}{(105,504)(1090,4 - 104,8382 - 298[2,7975 - 0,367]) + (5,7077)(3403,2 - 104,8382 - 298[6,8571 - 0,367]) + (4,96224)(1317,1021 - 104,8382 - 298[3,2158 - 0,367])}$$

$$\eta_{II} = 0,9883 \Rightarrow \eta_{II} = 98,83\%$$

### 7.4.4. Tercer intercambiador abierto

Aplicando la ecuación 7.3 se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_8 \psi_8}{\dot{m}_{11} \psi_{11} + \dot{m}_7 \psi_7}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_8(h_8 - h_0 - T_0[s_8 - s_0])}{\dot{m}_7(h_7 - h_0 - T_0[s_7 - s_0]) + \dot{m}_{11}(h_{11} - h_0 - T_0[s_{11} - s_0])}$$

Donde:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}(1 - \tilde{n}) = 123,608(1 - 0,060139)$$

$$\dot{m}_7 = 116,174 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m} = 123,608 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m} \cdot \tilde{n} = 123,608(0,060139) = 7,43366 \text{ kg / s}$$

Sustituyendo los datos respectivos de la tabla 3.1 se tiene:

$$\eta_{II} = \frac{(123,608)(1450,5790 - 104,8382 - 298[3,4304 - 0,367])}{(116,174)(1314,2101 - 104,8382 - 298[3,1954 - 0,367]) + (7,43366)(3581,79 - 104,8382 - 298[6,8125 - 0,367])}$$

$$\eta_{II} = 0,9881 \Rightarrow \eta_{II} = 98,81\%$$

### 7.5. Análisis de la segunda-ley para la caldera

Para el caso de la caldera, se le considera como un intercambiador de calor donde los fluidos no se mezclan, por lo tanto:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{cold}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{hot}(\psi_1 - \psi_2)}$$

Donde:

$$\dot{m}_{cold} = \dot{m} = 123,608 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{hot} = \dot{m}_{comb.gases} = \frac{q_{boiler}}{C_{p,comb.gases} \Delta T_{comb.gases}}$$

Recordando de la sección 5.3 que los gases de combustión son considerados como aire y que sufren una pequeña caída de temperatura se tiene:

$$C_{p,comb.gases} = 1,184 \text{ kJ / kg } - ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{comb.gases} = 20^\circ\text{C}$$

El calor agregado por la caldera se puede obtener de la siguiente manera:

$$q_{boiler} = \dot{m}(h_{10} - h_9)$$

$$q_{boiler} = 123,608(3682,7231 - 1457,7)$$

$$q_{boiler} = 275031kW$$

Por lo tanto:

$$\dot{m}_{comb.gases} = \frac{275031}{20(1,184)}$$

$$\dot{m}_{comb.gases} = 11614,5kg / s$$

Así la eficiencia de la segunda ley sería:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}(h_{10} - h_9 - T_0[s_{10} - s_9])}{\dot{m}_{comb.gases} (h_{1,comb.gases} - h_{2,comb.gases} - T_0[s_{1,comb.gases} - s_{2,comb.gases}])}$$

Donde:

$$h_{1,comb.gases} = 1363,95kJ / kg$$

$$h_{2,comb.gases} = 1340,28kJ / kg$$

$$s_{1,comb.gases} = 3,24855kJ / kg - K$$

$$s_{2,comb.gases} = 3,22978kJ / kg - K$$

Los datos mostrados anteriormente han sido tomados de la tabla A-17, que se encuentra en los apéndices. Sustituyendo estos datos y los datos respectivos de la tabla 3.1 se tiene.

$$\eta_{II} = \frac{(123,608)(3682,7231 - 1457,7 - 298[6,7917 - 3,4326])}{(11614,5)(1363,95 - 1340,28 - 298[3,24855 - 3,22978])}$$

$$\eta_{II} = 0,7206 \Rightarrow \eta_{II} = 72,06\%$$

## 7.6. Análisis de la segunda-ley para el recalentador

De igual forma que la caldera, el recalentador se considera como un intercambiador de calor donde los fluidos no se mezclan, por lo tanto:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{cold}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{hot}(\psi_1 - \psi_2)}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}(h_{14} - h_{13} - T_0[s_{14} - s_{13}])}{\dot{m}_{comb.gases}(h_{1,comb.gases} - h_{2,comb.gases} - T_0[s_{1,comb.gases} - s_{2,comb.gases}])}$$

De la sección 5.3 se tiene:

$$\dot{m}_{comb.gases} = 1333,37 \text{ kg / s}$$

De la sección 7.5 se tiene:

$$h_{1,comb.gases} = 1363,95 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{2,comb.gases} = 1340,28 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{1,comb.gases} = 3,24855 \text{ kJ / kg - K}$$

$$s_{2,comb.gases} = 3,22978 \text{ kJ / kg - K}$$

Por lo tanto:

$$\eta_{II} = \frac{(105,504)(3703,0832 - 3403,2 - 298[7,2195 - 6,8571])}{(1333,37)(1363,95 - 1340,28 - 298[3,24855 - 3,22978])}$$

$$\eta_{II} = 0,83994 \Rightarrow \eta_{II} = 83,994\%$$

### **7.7. Análisis de las eficiencias de la segunda-ley**

Las eficiencias obtenidas a partir de la segunda ley de la termodinámica, en las secciones anteriores, muestran algunos hechos interesantes.

Primero, la eficiencia de la segunda-ley se define a partir del trabajo producido o el trabajo que consume algún componente, dada una condición específica para el componente y sus alrededores. Así, elementos como los intercambiadores de calor o las cámaras de mezcla, al no producir o consumir ningún trabajo, se pueden ver afectados al ser analizados únicamente a través de la segunda ley de la termodinámica. Esto es posible observarlo en la eficiencia del primer precalentador abierto, que ronda el 66%, en donde normalmente un precalentador abierto posee una mayor eficiencia que los precalentadores cerrados, debido al contacto directo que se presenta entre los fluidos.

El bajo valor de la eficiencia en el primer precalentador abierto puede deberse también a la gran diferencia de temperaturas entre los fluidos o a la

gran diferencia de temperaturas a la entrada del fluido frío y la salida de la mezcla. Los análisis anteriores pueden también aplicarse a la caldera y el recalentador, los cuales no muestran eficiencias tan bajas, pero claramente inferiores a las demás.

En segundo lugar, la eficiencia según la segunda ley de la termodinámica es claramente una forma de mostrar donde se deben de realizar las mejoras, ya que esta mide la tasa del trabajo útil producido con respecto al máximo posible. Esto puede verse en la eficiencia de la primera bomba, la cual es más baja que las demás eficiencias debido a la alta elevación de presión que esta bomba realiza. Esto marca la posibilidad de introducir otro precalentador antes del primer precalentador abierto, pero que trabaje con una presión menor, lo cual reduciría la diferencia de presiones para la primera bomba.

Claro está que el mejoramiento arriba descrito debe ser considerado desde el punto de vista económico, ya que la instalación de un nuevo precalentador sólo se justifica si ahorra más combustible que el valor de su costo de compra.

## **CAPÍTULO 8.**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **8.1. Conclusiones**

Cuando se analiza cada punto mostrado en el esquema general, es posible obtener los estados reales para los puntos si las eficiencias adiabáticas son dadas. Es también posible dibujar el ciclo del proceso en el diagrama T-s, a partir del cual se puede concluir que los precalentadores ayudan a mantener una temperatura promedio alta durante la adición de calor al sistema y que el recalentador previene la humedad del vapor en las etapas finales de la turbina, así la caldera puede agregar calor a mayores presiones, lo que al final resulta en una mayor eficiencia del ciclo.

Como se mencionó anteriormente, la razón para incrementar el número de precalentadores es de orden económico, debido a que la inclusión de estos equipos se ve justificada únicamente si los ahorros en el combustible son mayores que el costo de su compra. A la hora de seleccionar entre un precalentador cerrado o abierto es necesario basar el análisis en la eficiencia y el costo, ya que un precalentador abierto es más eficiente que uno cerrado, debido al contacto directo de los fluidos, pero el precalentador abierto requiere de una bomba para poder movilizar la mezcla producida en este equipo.

Cuando se realiza un análisis del diseño de los intercambiadores de calor es posible despreciar los efectos debidos a la conducción, principalmente por su irrelevancia comparados con la contribución por los efectos de convección.

Es posible también, desde un punto de vista general, realizar aproximaciones como las explicadas en el diseño de la caldera y el recalentador. Esto se realiza para evadir cálculos altamente complicados y que también resultan en grandes márgenes de error.

Las aproximaciones también se pueden realizar considerando el combustible gas natural como metano, ya que es mucho más práctico que considerar todos los elementos presentes en el combustible.

La temperatura de los gases de la combustión depende de la cantidad de exceso de aire presente en el proceso de combustión. Es por esto que es posible determinar la cantidad de exceso de aire para una temperatura dada de los gases de combustión.

La tasa de consumo combustible depende del valor de calentamiento del combustible como de la cantidad de calor que el sistema requiere. Cambiar el combustible por uno con mayor valor de calentamiento implica realizar un análisis económico, debido a que un combustible con mayor valor de calentamiento es más costoso. Cambiar el calor requerido por el sistema implica cambios en las condiciones de todo el ciclo. Aunque estas dos opciones reducen la tasa de consumo de combustible deben ser cuidadosamente analizadas antes de realizar algún cambio.

La tasa de consumo de aire depende de la tasa de aire-combustible (AF), que a su vez depende de la cantidad de exceso de aire presente en el proceso de combustión. Esto significa que la tasa de consumo de aire también depende de la temperatura de los gases de combustión definida para el ciclo.

El análisis basado en la segunda ley de la termodinámica muestra en qué puntos se deben realizar mejoras, esto porque mide la eficiencia de los equipos basándose en el máximo trabajo posible que el elemento puede brindar. Sin embargo, esto también puede afectar a los equipos que no producen ni consumen trabajo si sólo se analizan basados en la segunda ley.

## **8.2. Recomendaciones**

Es necesario recordar que el diseño de los intercambiadores de calor pudiese contener altos márgenes de error, debido a las aproximaciones realizadas durante el diseño. Por esto, estos elementos deben ser probados al ser construidos para verificar que llenan las condiciones requeridas.

Es necesario recordar también que es más probable que ocurra la combustión incompleta que la combustión completa asumida en este proyecto, así los óxidos nitrosos y el monóxido de carbono pueden ser productos de la

combustión, causando cambios en las tasas de consumo del aire y del combustible.

Se debe considerar la posibilidad de incluir un precalentador delante del primer precalentador abierto, no sólo porque mejora la eficiencia global del ciclo, sino también porque reduce las diferencias de temperatura y presión para el primer precalentador abierto y la primera bomba, respectivamente, aumentando su eficiencia.

## BIBLIOGRAFÍA

Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. (2006) THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5<sup>ta</sup> Ed. New York: Mc Graw Hill.

Incropera, Frank P. (1999) Fundamentos de Transferencia de Calor. 4<sup>ta</sup> Ed. México: Prentice Hall

# APÉNDICE

## MUESTRA DE CÁLCULOS

### ***A.1. Interpolación***

A través de los capítulos de este proyecto, gran cantidad de datos se han extraído de tablas referentes a propiedades de la materia y otras propiedades físicas para obtener los resultados correspondientes. No es siempre posible extraer los datos directamente de las tablas, por lo tanto una interpolación lineal es requerida para calcular las propiedades que no se encuentran en las tablas.

El siguiente ejemplo muestra una interpolación lineal para determinar el calor específico de los gases de combustión. La misma metodología aplicada en este ejemplo se utilizó para adquirir datos que requirieran de interpolación.

De acuerdo con la tabla A.4:

$$T = 1200K \Rightarrow C_{p,1200K} = 1,175kJ / kg - K$$

$$T = 1300K \Rightarrow C_{p,1300K} = 1,189kJ / kg - K$$

El calor específico requerido está a una temperatura de 1263K (990°C), por lo tanto:

$$\frac{1300 - 1200}{1,189 - 1,175} = \frac{1300 - 1263}{1,189 - C_{p,1263K}}$$

Resolviendo la ecuación anterior:

$$C_{p,1263K} = 1,184kJ / kg - K$$

Refiérase a los anexos para consultar las tablas utilizadas en este proyecto.

### ***A.2. Condiciones Reales***

En el capítulo 3 se muestran las condiciones reales calculadas a partir de las eficiencias adiabáticas dadas en la descripción general del proyecto. A continuación se muestra el cálculo realizado para obtener la entalpía real del punto 2 a partir de la ecuación 3.1, así:

$$\eta_{pump} = \frac{h_{2,ideal} - h_1}{h_{2,real} - h_1}$$

$$0,83 = \frac{167,4513 - 163,3766}{h_{2,real} - 163,3766}$$

$$h_{2,real} = 168,286 \text{ kJ / kg}$$

Este cálculo se reproduce para los puntos afectados por la eficiencia adiabática de la bomba.

Para los puntos afectados por la eficiencia adiabática de la turbina se muestra a continuación el ejemplo basado en el cálculo del punto 11, así:

$$\eta_{turb} = \frac{h_{10} - h_{11,real}}{h_{10} - h_{11,ideal}}$$

$$0,85 = \frac{3682,7231 - h_{11,real}}{3682,7231 - 3563,9821}$$

$$h_{11,real} = 3581,79 \text{ kJ / kg}$$

Después de obtener la entalpía real, se pueden determinar las demás propiedades del punto a partir de una interpolación de las tablas correspondientes.

# ANEXOS

## TABLAS DE PROPIEDADES

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica<sup>a</sup>

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

Figura A.4. Propiedades del aire a presión atmosférica.

**TABLE A-17**

Ideal-gas properties of air

$T$ K	$h$ kJ/kg	$P_r$	$u$ kJ/kg	$v_r$	$s^\circ$ kJ/kg · K	$T$ K	$h$ kJ/kg	$P_r$	$u$ kJ/kg	$v_r$	$s^\circ$ kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

Figura A-17. Propiedades del aire a presión atmosférica.

**TABLE A-17**

Ideal-gas properties of air (Concluded)

$T$ K	$h$ kJ/kg	$P_r$	$u$ kJ/kg	$v_r$	$s^\circ$ kJ/kg · K	$T$ K	$h$ kJ/kg	$P_r$	$u$ kJ/kg	$v_r$	$s^\circ$ kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Note: The properties  $P_r$  (relative pressure) and  $v_r$  (relative specific volume) are dimensionless quantities used in the analysis of isentropic processes, and should not be confused with the properties pressure and specific volume.

Source: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4th ed. (New York: McGraw-Hill, 1983), pp. 785–86, table A-5. Originally published in J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables* (New York: John Wiley & Sons, 1948).

Figura A-17. Propiedades del aire a presión atmosférica (concluido).

**TABLE A-18**

Ideal-gas properties of nitrogen, N<sub>2</sub>

<i>T</i> K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K	<i>T</i> K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,563	12,574	212.066
220	6,391	4,562	182.639	610	17,864	12,792	212.564
230	6,683	4,770	183.938	620	18,166	13,011	213.055
240	6,975	4,979	185.180	630	18,468	13,230	213.541
250	7,266	5,188	186.370	640	18,772	13,450	214.018
260	7,558	5,396	187.514	650	19,075	13,671	214.489
270	7,849	5,604	188.614	660	19,380	13,892	214.954
280	8,141	5,813	189.673	670	19,685	14,114	215.413
290	8,432	6,021	190.695	680	19,991	14,337	215.866
298	8,669	6,190	191.502	690	20,297	14,560	216.314
300	8,723	6,229	191.682	700	20,604	14,784	216.756
310	9,014	6,437	192.638	710	20,912	15,008	217.192
320	9,306	6,645	193.562	720	21,220	15,234	217.624
330	9,597	6,853	194.459	730	21,529	15,460	218.059
340	9,888	7,061	195.328	740	21,839	15,686	218.472
350	10,180	7,270	196.173	750	22,149	15,913	218.889
360	10,471	7,478	196.995	760	22,460	16,141	219.301
370	10,763	7,687	197.794	770	22,772	16,370	219.709
380	11,055	7,895	198.572	780	23,085	16,599	220.113
390	11,347	8,104	199.331	790	23,398	16,830	220.512
400	11,640	8,314	200.071	800	23,714	17,061	220.907
410	11,932	8,523	200.794	810	24,027	17,292	221.298
420	12,225	8,733	201.499	820	24,342	17,524	221.684
430	12,518	8,943	202.189	830	24,658	17,757	222.067
440	12,811	9,153	202.863	840	24,974	17,990	222.447
450	13,105	9,363	203.523	850	25,292	18,224	222.822
460	13,399	9,574	204.170	860	25,610	18,459	223.194
470	13,693	9,786	204.803	870	25,928	18,695	223.562
480	13,988	9,997	205.424	880	26,248	18,931	223.927
490	14,285	10,210	206.033	890	26,568	19,168	224.288
500	14,581	10,423	206.630	900	26,890	19,407	224.647
510	14,876	10,635	207.216	910	27,210	19,644	225.002
520	15,172	10,848	207.792	920	27,532	19,883	225.353
530	15,469	11,062	208.358	930	27,854	20,122	225.701
540	15,766	11,277	208.914	940	28,178	20,362	226.047
550	16,064	11,492	209.461	950	28,501	20,603	226.389
560	16,363	11,707	209.999	960	28,826	20,844	226.728
570	16,662	11,923	210.528	970	29,151	21,086	227.064
580	16,962	12,139	211.049	980	29,476	21,328	227.398
590	17,262	12,356	211.562	990	29,803	21,571	227.728

Figura A-18. Propiedades del nitrógeno.

TABLE A-18

Ideal-gas properties of nitrogen,  $N_2$  (Concluded)

$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K	$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
1000	30,129	21,815	228.057	1760	56,227	41,594	247.396
1020	30,784	22,304	228.706	1780	56,938	42,139	247.798
1040	31,442	22,795	229.344	1800	57,651	42,685	248.195
1060	32,101	23,288	229.973	1820	58,363	43,231	248.589
1080	32,762	23,782	230.591	1840	59,075	43,777	248.979
1100	33,426	24,280	231.199	1860	59,790	44,324	249.365
1120	34,092	24,780	231.799	1880	60,504	44,873	249.748
1140	34,760	25,282	232.391	1900	61,220	45,423	250.128
1160	35,430	25,786	232.973	1920	61,936	45,973	250.502
1180	36,104	26,291	233.549	1940	62,654	46,524	250.874
1200	36,777	26,799	234.115	1960	63,381	47,075	251.242
1220	37,452	27,308	234.673	1980	64,090	47,627	251.607
1240	38,129	27,819	235.223	2000	64,810	48,181	251.969
1260	38,807	28,331	235.766	2050	66,612	49,567	252.858
1280	39,488	28,845	236.302	2100	68,417	50,957	253.726
1300	40,170	29,361	236.831	2150	70,226	52,351	254.578
1320	40,853	29,378	237.353	2200	72,040	53,749	255.412
1340	41,539	30,398	237.867	2250	73,856	55,149	256.227
1360	42,227	30,919	238.376	2300	75,676	56,553	257.027
1380	42,915	31,441	238.878	2350	77,496	57,958	257.810
1400	43,605	31,964	239.375	2400	79,320	59,366	258.580
1420	44,295	32,489	239.865	2450	81,149	60,779	259.332
1440	44,988	33,014	240.350	2500	82,981	62,195	260.073
1460	45,682	33,543	240.827	2550	84,814	63,613	260.799
1480	46,377	34,071	241.301	2600	86,650	65,033	261.512
1500	47,073	34,601	241.768	2650	88,488	66,455	262.213
1520	47,771	35,133	242.228	2700	90,328	67,880	262.902
1540	48,470	35,665	242.685	2750	92,171	69,306	263.577
1560	49,168	36,197	243.137	2800	94,014	70,734	264.241
1580	49,869	36,732	243.585	2850	95,859	72,163	264.895
1600	50,571	37,268	244.028	2900	97,705	73,593	265.538
1620	51,275	37,806	244.464	2950	99,556	75,028	266.170
1640	51,980	38,344	244.896	3000	101,407	76,464	266.793
1660	52,686	38,884	245.324	3050	103,260	77,902	267.404
1680	53,393	39,424	245.747	3100	105,115	79,341	268.007
1700	54,099	39,965	246.166	3150	106,972	80,782	268.601
1720	54,807	40,507	246.580	3200	108,830	82,224	269.186
1740	55,516	41,049	246.990	3250	110,690	83,668	269.763

Source: Tables A-18 through A-25 are adapted from Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4th ed. (New York: McGraw-Hill, 1983), pp. 787-98. Originally published in JANAF, *Thermochemical Tables*, NSRDS-NBS-37, 1971.

Figura A-18. Propiedades del nitrógeno (concluido).

**TABLE A-19**

Ideal-gas properties of oxygen, O<sub>2</sub>

<i>T</i> K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K	<i>T</i> K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,929	12,940	226.346
220	6,404	4,575	196.171	610	18,250	13,178	226.877
230	6,694	4,782	197.461	620	18,572	13,417	227.400
240	6,984	4,989	198.696	630	18,895	13,657	227.918
250	7,275	5,197	199.885	640	19,219	13,898	228.429
260	7,566	5,405	201.027	650	19,544	14,140	228.932
270	7,858	5,613	202.128	660	19,870	14,383	229.430
280	8,150	5,822	203.191	670	20,197	14,626	229.920
290	8,443	6,032	204.218	680	20,524	14,871	230.405
298	8,682	6,203	205.033	690	20,854	15,116	230.885
300	8,736	6,242	205.213	700	21,184	15,364	231.358
310	9,030	6,453	206.177	710	21,514	15,611	231.827
320	9,325	6,664	207.112	720	21,845	15,859	232.291
330	9,620	6,877	208.020	730	22,177	16,107	232.748
340	9,916	7,090	208.904	740	22,510	16,357	233.201
350	10,213	7,303	209.765	750	22,844	16,607	233.649
360	10,511	7,518	210.604	760	23,178	16,859	234.091
370	10,809	7,733	211.423	770	23,513	17,111	234.528
380	11,109	7,949	212.222	780	23,850	17,364	234.960
390	11,409	8,166	213.002	790	24,186	17,618	235.387
400	11,711	8,384	213.765	800	24,523	17,872	235.810
410	12,012	8,603	214.510	810	24,861	18,126	236.230
420	12,314	8,822	215.241	820	25,199	18,382	236.644
430	12,618	9,043	215.955	830	25,537	18,637	237.055
440	12,923	9,264	216.656	840	25,877	18,893	237.462
450	13,228	9,487	217.342	850	26,218	19,150	237.864
460	13,525	9,710	218.016	860	26,559	19,408	238.264
470	13,842	9,935	218.676	870	26,899	19,666	238.660
480	14,151	10,160	219.326	880	27,242	19,925	239.051
490	14,460	10,386	219.963	890	27,584	20,185	239.439
500	14,770	10,614	220.589	900	27,928	20,445	239.823
510	15,082	10,842	221.206	910	28,272	20,706	240.203
520	15,395	11,071	221.812	920	28,616	20,967	240.580
530	15,708	11,301	222.409	930	28,960	21,228	240.953
540	16,022	11,533	222.997	940	29,306	21,491	241.323
550	16,338	11,765	223.576	950	29,652	21,754	241.689
560	16,654	11,998	224.146	960	29,999	22,017	242.052
570	16,971	12,232	224.708	970	30,345	22,280	242.411
580	17,290	12,467	225.262	980	30,692	22,544	242.768
590	17,609	12,703	225.808	990	31,041	22,809	242.120

Figura A-19. Propiedades del oxígeno.

TABLE A-19

Ideal-gas properties of oxygen, O<sub>2</sub> (Concluded)

$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K	$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
1000	31,389	23,075	243.471	1760	58,880	44,247	263.861
1020	32,088	23,607	244.164	1780	59,624	44,825	264.283
1040	32,789	24,142	244.844	1800	60,371	45,405	264.701
1060	33,490	24,677	245.513	1820	61,118	45,986	265.113
1080	34,194	25,214	246.171	1840	61,866	46,568	265.521
1100	34,899	25,753	246.818	1860	62,616	47,151	265.925
1120	35,606	26,294	247.454	1880	63,365	47,734	266.326
1140	36,314	26,836	248.081	1900	64,116	48,319	266.722
1160	37,023	27,379	248.698	1920	64,868	48,904	267.115
1180	37,734	27,923	249.307	1940	65,620	49,490	267.505
1200	38,447	28,469	249.906	1960	66,374	50,078	267.891
1220	39,162	29,018	250.497	1980	67,127	50,665	268.275
1240	39,877	29,568	251.079	2000	67,881	51,253	268.655
1260	40,594	30,118	251.653	2050	69,772	52,727	269.588
1280	41,312	30,670	252.219	2100	71,668	54,208	270.504
1300	42,033	31,224	252.776	2150	73,573	55,697	271.399
1320	42,753	31,778	253.325	2200	75,484	57,192	272.278
1340	43,475	32,334	253.868	2250	77,397	58,690	273.136
1360	44,198	32,891	254.404	2300	79,316	60,193	273.891
1380	44,923	33,449	254.932	2350	81,243	61,704	274.809
1400	45,648	34,008	255.454	2400	83,174	63,219	275.625
1420	46,374	34,567	255.968	2450	85,112	64,742	276.424
1440	47,102	35,129	256.475	2500	87,057	66,271	277.207
1460	47,831	35,692	256.978	2550	89,004	67,802	277.979
1480	48,561	36,256	257.474	2600	90,956	69,339	278.738
1500	49,292	36,821	257.965	2650	92,916	70,883	279.485
1520	50,024	37,387	258.450	2700	94,881	72,433	280.219
1540	50,756	37,952	258.928	2750	96,852	73,987	280.942
1560	51,490	38,520	259.402	2800	98,826	75,546	281.654
1580	52,224	39,088	259.870	2850	100,808	77,112	282.357
1600	52,961	39,658	260.333	2900	102,793	78,682	283.048
1620	53,696	40,227	260.791	2950	104,785	80,258	283.728
1640	54,434	40,799	261.242	3000	106,780	81,837	284.399
1660	55,172	41,370	261.690	3050	108,778	83,419	285.060
1680	55,912	41,944	262.132	3100	110,784	85,009	285.713
1700	56,652	42,517	262.571	3150	112,795	86,601	286.355
1720	57,394	43,093	263.005	3200	114,809	88,203	286.989
1740	58,136	43,669	263.435	3250	116,827	89,804	287.614

Figura A-19. Propiedades del oxígeno (concluido).

TABLE A-20

Ideal-gas properties of carbon dioxide, CO<sub>2</sub>

$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K	$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	22,280	17,291	243.199
220	6,601	4,772	202.966	610	22,754	17,683	243.983
230	6,938	5,026	204.464	620	23,231	18,076	244.758
240	7,280	5,285	205.920	630	23,709	18,471	245.524
250	7,627	5,548	207.337	640	24,190	18,869	246.282
260	7,979	5,817	208.717	650	24,674	19,270	247.032
270	8,335	6,091	210.062	660	25,160	19,672	247.773
280	8,697	6,369	211.376	670	25,648	20,078	248.507
290	9,063	6,651	212.660	680	26,138	20,484	249.233
298	9,364	6,885	213.685	690	26,631	20,894	249.952
300	9,431	6,939	213.915	700	27,125	21,305	250.663
310	9,807	7,230	215.146	710	27,622	21,719	251.368
320	10,186	7,526	216.351	720	28,121	22,134	252.065
330	10,570	7,826	217.534	730	28,622	22,522	252.755
340	10,959	8,131	218.694	740	29,124	22,972	253.439
350	11,351	8,439	219.831	750	29,629	23,393	254.117
360	11,748	8,752	220.948	760	30,135	23,817	254.787
370	12,148	9,068	222.044	770	30,644	24,242	255.452
380	12,552	9,392	223.122	780	31,154	24,669	256.110
390	12,960	9,718	224.182	790	31,665	25,097	256.762
400	13,372	10,046	225.225	800	32,179	25,527	257.408
410	13,787	10,378	226.250	810	32,694	25,959	258.048
420	14,206	10,714	227.258	820	33,212	26,394	258.682
430	14,628	11,053	228.252	830	33,730	26,829	259.311
440	15,054	11,393	229.230	840	34,251	27,267	259.934
450	15,483	11,742	230.194	850	34,773	27,706	260.551
460	15,916	12,091	231.144	860	35,296	28,125	261.164
470	16,351	12,444	232.080	870	35,821	28,588	261.770
480	16,791	12,800	233.004	880	36,347	29,031	262.371
490	17,232	13,158	233.916	890	36,876	29,476	262.968
500	17,678	13,521	234.814	900	37,405	29,922	263.559
510	18,126	13,885	235.700	910	37,935	30,369	264.146
520	18,576	14,253	236.575	920	38,467	30,818	264.728
530	19,029	14,622	237.439	930	39,000	31,268	265.304
540	19,485	14,996	238.292	940	39,535	31,719	265.877
550	19,945	15,372	239.135	950	40,070	32,171	266.444
560	20,407	15,751	239.962	960	40,607	32,625	267.007
570	20,870	16,131	240.789	970	41,145	33,081	267.566
580	21,337	16,515	241.602	980	41,685	33,537	268.119
590	21,807	16,902	242.405	990	42,226	33,995	268.670

Figura A-20. Propiedades del dióxido de carbono.

TABLE A-20

Ideal-gas properties of carbon dioxide, CO<sub>2</sub> (Concluded)

$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K	$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
1000	42,769	34,455	269.215	1760	86,420	71,787	301.543
1020	43,859	35,378	270.293	1780	87,612	72,812	302.217
1040	44,953	36,306	271.354	1800	88,806	73,840	302.884
1060	46,051	37,238	272.400	1820	90,000	74,868	303.544
1080	47,153	38,174	273.430	1840	91,196	75,897	304.198
1100	48,258	39,112	274.445	1860	92,394	76,929	304.845
1120	49,369	40,057	275.444	1880	93,593	77,962	305.487
1140	50,484	41,006	276.430	1900	94,793	78,996	306.122
1160	51,602	41,957	277.403	1920	95,995	80,031	306.751
1180	52,724	42,913	278.361	1940	97,197	81,067	307.374
1200	53,848	43,871	297.307	1960	98,401	82,105	307.992
1220	54,977	44,834	280.238	1980	99,606	83,144	308.604
1240	56,108	45,799	281.158	2000	100,804	84,185	309.210
1260	57,244	46,768	282.066	2050	103,835	86,791	310.701
1280	58,381	47,739	282.962	2100	106,864	89,404	312.160
1300	59,522	48,713	283.847	2150	109,898	92,023	313.589
1320	60,666	49,691	284.722	2200	112,939	94,648	314.988
1340	61,813	50,672	285.586	2250	115,984	97,277	316.356
1360	62,963	51,656	286.439	2300	119,035	99,912	317.695
1380	64,116	52,643	287.283	2350	122,091	102,552	319.011
1400	65,271	53,631	288.106	2400	125,152	105,197	320.302
1420	66,427	54,621	288.934	2450	128,219	107,849	321.566
1440	67,586	55,614	289.743	2500	131,290	110,504	322.808
1460	68,748	56,609	290.542	2550	134,368	113,166	324.026
1480	66,911	57,606	291.333	2600	137,449	115,832	325.222
1500	71,078	58,606	292.114	2650	140,533	118,500	326.396
1520	72,246	59,609	292.888	2700	143,620	121,172	327.549
1540	73,417	60,613	292.654	2750	146,713	123,849	328.684
1560	74,590	61,620	294.411	2800	149,808	126,528	329.800
1580	76,767	62,630	295.161	2850	152,908	129,212	330.896
1600	76,944	63,741	295.901	2900	156,009	131,898	331.975
1620	78,123	64,653	296.632	2950	159,117	134,589	333.037
1640	79,303	65,668	297.356	3000	162,226	137,283	334.084
1660	80,486	66,592	298.072	3050	165,341	139,982	335.114
1680	81,670	67,702	298.781	3100	168,456	142,681	336.126
1700	82,856	68,721	299.482	3150	171,576	145,385	337.124
1720	84,043	69,742	300.177	3200	174,695	148,089	338.109
1740	85,231	70,764	300.863	3250	177,822	150,801	339.069

Figura A-20. Propiedades del dióxido de carbono (concluido).

TABLE A-23

Ideal-gas properties of water vapor, H<sub>2</sub>O

$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K	$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	20,402	15,413	212.920
220	7,295	5,466	178.576	610	20,765	15,693	213.529
230	7,628	5,715	180.054	620	21,130	15,975	214.122
240	7,961	5,965	181.471	630	21,495	16,257	214.707
250	8,294	6,215	182.831	640	21,862	16,541	215.285
260	8,627	6,466	184.139	650	22,230	16,826	215.856
270	8,961	6,716	185.399	660	22,600	17,112	216.419
280	9,296	6,968	186.616	670	22,970	17,399	216.976
290	9,631	7,219	187.791	680	23,342	17,688	217.527
298	9,904	7,425	188.720	690	23,714	17,978	218.071
300	9,966	7,472	188.928	700	24,088	18,268	218.610
310	10,302	7,725	190.030	710	24,464	18,561	219.142
320	10,639	7,978	191.098	720	24,840	18,854	219.668
330	10,976	8,232	192.136	730	25,218	19,148	220.189
340	11,314	8,487	193.144	740	25,597	19,444	220.707
350	11,652	8,742	194.125	750	25,977	19,741	221.215
360	11,992	8,998	195.081	760	26,358	20,039	221.720
370	12,331	9,255	196.012	770	26,741	20,339	222.221
380	12,672	9,513	196.920	780	27,125	20,639	222.717
390	13,014	9,771	197.807	790	27,510	20,941	223.207
400	13,356	10,030	198.673	800	27,896	21,245	223.693
410	13,699	10,290	199.521	810	28,284	21,549	224.174
420	14,043	10,551	200.350	820	28,672	21,855	224.651
430	14,388	10,813	201.160	830	29,062	22,162	225.123
440	14,734	11,075	201.955	840	29,454	22,470	225.592
450	15,080	11,339	202.734	850	29,846	22,779	226.057
460	15,428	11,603	203.497	860	30,240	23,090	226.517
470	15,777	11,869	204.247	870	30,635	23,402	226.973
480	16,126	12,135	204.982	880	31,032	23,715	227.426
490	16,477	12,403	205.705	890	31,429	24,029	227.875
500	16,828	12,671	206.413	900	31,828	24,345	228.321
510	17,181	12,940	207.112	910	32,228	24,662	228.763
520	17,534	13,211	207.799	920	32,629	24,980	229.202
530	17,889	13,482	208.475	930	33,032	25,300	229.637
540	18,245	13,755	209.139	940	33,436	25,621	230.070
550	18,601	14,028	209.795	950	33,841	25,943	230.499
560	18,959	14,303	210.440	960	34,247	26,265	230.924
570	19,318	14,579	211.075	970	34,653	26,588	231.347
580	19,678	14,856	211.702	980	35,061	26,913	231.767
590	20,039	15,134	212.320	990	35,472	27,240	232.184

Figura A-23. Propiedades del vapor de agua.

TABLE A-23

Ideal-gas properties of water vapor, H<sub>2</sub>O (Concluded)

$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K	$T$ K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
1000	35,882	27,568	232.597	1760	70,535	55,902	258.151
1020	36,709	28,228	233.415	1780	71,523	56,723	258.708
1040	37,542	28,895	234.223	1800	72,513	57,547	259.262
1060	38,380	29,567	235.020	1820	73,507	58,375	259.811
1080	39,223	30,243	235.806	1840	74,506	59,207	260.357
1100	40,071	30,925	236.584	1860	75,506	60,042	260.898
1120	40,923	31,611	237.352	1880	76,511	60,880	261.436
1140	41,780	32,301	238.110	1900	77,517	61,720	261.969
1160	42,642	32,997	238.859	1920	78,527	62,564	262.497
1180	43,509	33,698	239.600	1940	79,540	63,411	263.022
1200	44,380	34,403	240.333	1960	80,555	64,259	263.542
1220	45,256	35,112	241.057	1980	81,573	65,111	264.059
1240	46,137	35,827	241.773	2000	82,593	65,965	264.571
1260	47,022	36,546	242.482	2050	85,156	68,111	265.838
1280	47,912	37,270	243.183	2100	87,735	70,275	267.081
1300	48,807	38,000	243.877	2150	90,330	72,454	268.301
1320	49,707	38,732	244.564	2200	92,940	74,649	269.500
1340	50,612	39,470	245.243	2250	95,562	76,855	270.679
1360	51,521	40,213	245.915	2300	98,199	79,076	271.839
1380	52,434	40,960	246.582	2350	100,846	81,308	272.978
1400	53,351	41,711	247.241	2400	103,508	83,553	274.098
1420	54,273	42,466	247.895	2450	106,183	85,811	275.201
1440	55,198	43,226	248.543	2500	108,868	88,082	276.286
1460	56,128	43,989	249.185	2550	111,565	90,364	277.354
1480	57,062	44,756	249.820	2600	114,273	92,656	278.407
1500	57,999	45,528	250.450	2650	116,991	94,958	279.441
1520	58,942	46,304	251.074	2700	119,717	97,269	280.462
1540	59,888	47,084	251.693	2750	122,453	99,588	281.464
1560	60,838	47,868	252.305	2800	125,198	101,917	282.453
1580	61,792	48,655	252.912	2850	127,952	104,256	283.429
1600	62,748	49,445	253.513	2900	130,717	106,605	284.390
1620	63,709	50,240	254.111	2950	133,486	108,959	285.338
1640	64,675	51,039	254.703	3000	136,264	111,321	286.273
1660	65,643	51,841	255.290	3050	139,051	113,692	287.194
1680	66,614	52,646	255.873	3100	141,846	116,072	288.102
1700	67,589	53,455	256.450	3150	144,648	118,458	288.999
1720	68,567	54,267	257.022	3200	147,457	120,851	289.884
1740	69,550	55,083	257.589	3250	150,272	123,250	290.756

Figura A-23. Propiedades del vapor de agua (concluido).

**TABLE A-26**

Enthalpy of formation, Gibbs function of formation, and absolute entropy at 25°C, 1 atm

Substance	Formula	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{g}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
Carbon	C(s)	0	0	5.74
Hydrogen	H <sub>2</sub> (g)	0	0	130.68
Nitrogen	N <sub>2</sub> (g)	0	0	191.61
Oxygen	O <sub>2</sub> (g)	0	0	205.04
Carbon monoxide	CO(g)	-110,530	-137,150	197.65
Carbon dioxide	CO <sub>2</sub> (g)	-393,520	-394,360	213.80
Water vapor	H <sub>2</sub> O(g)	-241,820	-228,590	188.83
Water	H <sub>2</sub> O(l)	-285,830	-237,180	69.92
Hydrogen peroxide	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> (g)	-136,310	-105,600	232.63
Ammonia	NH <sub>3</sub> (g)	-46,190	-16,590	192.33
Methane	CH <sub>4</sub> (g)	-74,850	-50,790	186.16
Acetylene	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> (g)	+226,730	+209,170	200.85
Ethylene	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> (g)	+52,280	+68,120	219.83
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> (g)	-84,680	-32,890	229.49
Propylene	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> (g)	+20,410	+62,720	266.94
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (g)	-103,850	-23,490	269.91
<i>n</i> -Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> (g)	-126,150	-15,710	310.12
<i>n</i> -Octane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> (g)	-208,450	+16,530	466.73
<i>n</i> -Octane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> (l)	-249,950	+6,610	360.79
<i>n</i> -Dodecane	C <sub>12</sub> H <sub>26</sub> (g)	-291,010	+50,150	622.83
Benzene	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> (g)	+82,930	+129,660	269.20
Methyl alcohol	CH <sub>3</sub> OH(g)	-200,670	-162,000	239.70
Methyl alcohol	CH <sub>3</sub> OH(l)	-238,660	-166,360	126.80
Ethyl alcohol	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH(g)	-235,310	-168,570	282.59
Ethyl alcohol	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH(l)	-277,690	-174,890	160.70
Oxygen	O(g)	+249,190	+231,770	161.06
Hydrogen	H(g)	+218,000	+203,290	114.72
Nitrogen	N(g)	+472,650	+455,510	153.30
Hydroxyl	OH(g)	+39,460	+34,280	183.70

Source: From JANAF, *Thermochemical Tables* (Midland, MI: Dow Chemical Co., 1971); *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; and *API Research Project 44* (Carnegie Press, 1953).

Figura A-26. Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C y 1atm.

TABLE A-27

Properties of some common fuels and hydrocarbons

Fuel (phase)	Formula	Molar mass, kg/kmol	Density, <sup>1</sup> kg/L	Enthalpy of vaporization, <sup>2</sup> kJ/kg	Specific heat, <sup>1</sup> $c_p$ kJ/kg · K	Higher heating value, <sup>3</sup> kJ/kg	Lower heating value, <sup>3</sup> kJ/kg
Carbon (s)	C	12.011	2	—	0.708	32,800	32,800
Hydrogen (g)	H <sub>2</sub>	2.016	—	—	14.4	141,800	120,000
Carbon monoxide (g)	CO	28.013	—	—	1.05	10,100	10,100
Methane (g)	CH <sub>4</sub>	16.043	—	509	2.20	55,530	50,050
Methanol (ℓ)	CH <sub>4</sub> O	32.042	0.790	1168	2.53	22,660	19,920
Acetylene (g)	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.038	—	—	1.69	49,970	48,280
Ethane (g)	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	—	172	1.75	51,900	47,520
Ethanol (ℓ)	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	46.069	0.790	919	2.44	29,670	26,810
Propane (ℓ)	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	0.500	335	2.77	50,330	46,340
Butane (ℓ)	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.123	0.579	362	2.42	49,150	45,370
1-Pentene (ℓ)	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70.134	0.641	363	2.20	47,760	44,630
Isopentane (ℓ)	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.150	0.626	—	2.32	48,570	44,910
Benzene (ℓ)	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78.114	0.877	433	1.72	41,800	40,100
Hexene (ℓ)	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	84.161	0.673	392	1.84	47,500	44,400
Hexane (ℓ)	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.177	0.660	366	2.27	48,310	44,740
Toluene (ℓ)	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	92.141	0.867	412	1.71	42,400	40,500
Heptane (ℓ)	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100.204	0.684	365	2.24	48,100	44,600
Octane (ℓ)	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114.231	0.703	363	2.23	47,890	44,430
Decane (ℓ)	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	142.285	0.730	361	2.21	47,640	44,240
Gasoline (ℓ)	C <sub>n</sub> H <sub>1.87n</sub>	100–110	0.72–0.78	350	2.4	47,300	44,000
Light diesel (ℓ)	C <sub>n</sub> H <sub>1.8n</sub>	170	0.78–0.84	270	2.2	46,100	43,200
Heavy diesel (ℓ)	C <sub>n</sub> H <sub>1.7n</sub>	200	0.82–0.88	230	1.9	45,500	42,800
Natural gas (g)	C <sub>n</sub> H <sub>3.8n</sub> N <sub>0.1n</sub>	18	—	—	2	50,000	45,000

<sup>1</sup>At 1 atm and 20°C.<sup>2</sup>At 25°C for liquid fuels, and 1 atm and normal boiling temperature for gaseous fuels.<sup>3</sup>At 25°C. Multiply by molar mass to obtain heating values in kJ/kmol.

Figura A-27. Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos.