

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA

Escuela de Ingeniería Electromecánica



UNIVERSIDAD TÉCNICA CHECA

“DISEÑO DE UNA PLANTA GENERADORA DE
ELECTRICIDAD A PARTIR DE VAPOR”

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el Título
Ingeniero en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura

Jorge Esteban Ureña Chaves

Cartago, 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:

Jorge Esteban Ureña Chaves

Cédula: 1-1211-0807

Carné ITCR: 200210029

Dirección de su residencia en época lectiva: Moravia, Los Colegio, de la Farmacia La Guaria, 100 m. oeste y 25 m. norte.

Dirección de su residencia en época no lectiva: Moravia, Los Colegio, de la Farmacia La Guaria, 100 m. oeste y 25 m. norte.

Teléfono en época lectiva: (506) 235-6963 ó (506) 881-9780

Teléfono época no lectiva: (506) 235-6963 ó (506) 881-9780

Email: jorgeurena@gmail.com

Fax: (506) 235-6963

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

TABLA DE CONTENIDOS

INFORMACIÓN	2
TABLA DE CONTENIDOS	4
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	9
ÍNDICE DE TABLAS	10
RESUMEN.....	11
Abstract.....	13
CAPÍTULO 1	14
INTRODUCCIÓN	14
1.1. Introducción	14
1.2. Objetivos.....	16
1.2.1. Objetivo general.....	16
1.2.2. Objetivos específicos	16
CAPÍTULO 2	17
Definición del problema.....	17
CAPÍTULO 3	18
DESCRIPCION DEL ESQUEMA GENERAL DE LA PLANTA GENERADORA	18
3.1. Descripción.....	18
CAPÍTULO 4	20
DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS TERMODINÁMICAS DE CADA UNO DE LOS PUNTOS	20
4.1. Análisis matemático.....	20
4.2. Estado número 1	20
4.3. Estado número 2	21
4.4. Estado número 3	24

4.5.	Estado número 4	27
4.6.	Estado número 5	27
4.7.	Estado número 6	27
4.8.	Estado número 7:	27
4.9.	Estado número 8	27
4.10.	Estado número 9	27
4.11.	Estado número 10	31
4.12.	Estado número 11	34
4.13.	Estado número 12	34
4.14.	Estado número 13	34
4.15.	Estado número 14	34
4.16.	Estado número 15	34
4.17.	Estado número 16	35
4.18.	Estado número 17	35
4.19.	Estado número 18	35
4.20.	Estado número 19	35
4.21.	Estado número 20	35
4.22.	Resultados.....	36
<i>CAPÍTULO 5</i>		<i>37</i>
<i>DIAGRAMA T-s Y EL CICLO</i>		<i>37</i>
5.1.	Descripción.....	37
<i>CAPÍTULO 6</i>		<i>42</i>
<i>FRACCIÓN DE VAPOR EXTRAÍDO DE LA TURBINA EN CADA CICLO</i>		<i>42</i>
6.1.	Descripción.....	42
6.2.	Pre calentador cerrado número dos (y)	43
6.3.	Pre calentado abierto número dos (z):	44

6.4.	Precalentador abierto número uno (j):.....	45
6.5.	Precalentador cerrado número uno (b):	46
6.6.	Recalentador (1-y-z).....	47
6.7.	Condensador (1-y-z-j-b)	47
6.8.	Resultados.....	48
CAPÍTULO 7.....		49
EFICIENCIA TÉRMICA DEL CICLO.....		49
7.1.	Descripción.....	49
7.2.	Eficiencia del ciclo	50
7.3.	Resultados.....	51
CAPÍTULO 8.....		52
FLUJO MÁSSICO.....		52
8.1.	Flujo mássico del ciclo.....	52
8.2.	Flujo mássico para cada estado	53
8.3.	Resultados.....	54
CAPÍTULO 9.....		55
DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....		55
9.1.	Descripción.....	55
9.2.	Precalentador cerrado número uno	57
9.2.1.	Coeficiente global de transferencia de calor.....	57
9.2.2.	Diferencia de temperatura media logarítmica.	61
9.3.	Precalentador cerrado número dos:	63
9.3.1.	Coeficiente global de transferencia de calor.....	63
9.3.2.	Diferencia de temperatura media logarítmica.	67
9.4.	Recalentador	69
9.4.1.	Coeficiente global de transferencia de calor.....	70
9.4.2.	Diferencia de temperatura media logarítmica.	74

9.5.	Condensador	76
9.6.	Caldera.....	79
CAPÍTULO 10.....		85
TASA DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y DE AIRE.....		85
10.1.	Descripción.....	85
10.2.	Proceso teórico de combustión:.....	86
10.3.	Temperatura adiabática de la flama.....	87
10.4.	Relación aire-combustible.....	91
10.5.	Tasas de consumo de combustible y de aire:.....	92
CAPÍTULO 11.....		94
ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA A LOS ELEMENTOS ESENCIALES DE LA PLANTA.....		94
11.1.	Descripción.....	94
11.2.	Eficiencia según la segunda ley para la caldera	98
11.3.	Eficiencia según la segunda ley para el recalentador	100
11.4.	Eficiencia según la segunda ley para la bomba número uno	103
11.5.	Eficiencia según la segunda ley para la bomba número dos.....	103
11.6.	Eficiencia según la segunda ley para la bomba número tres	104
11.7.	Eficiencia según la segunda ley para el precalentador cerrado número uno.....	105
11.8.	Eficiencia según la segunda ley para el precalentador cerrado número uno.....	106
11.9.	Eficiencia según la segunda ley para el precalentador abierto número uno.....	108
11.10.	Eficiencia según la segunda ley para el precalentador abierto número dos.....	110
11.11.	Eficiencia según la segunda ley para la turbina	114
11.12.	Resultados.....	119
11.13.	Análisis	119
CAPÍTULO 12.....		120

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	120
12.1. Conclusiones.....	120
12.2. Recomendaciones.....	121
CAPÍTULO 13.....	123
BIBLIOGRAFÍA	123
CAPÍTULO 14.....	124
NOMENCLATURA	124
14.1. Nomenclatura	124
APÉNDICE 1.....	127
TABLAS DE PROPIEDADES.....	127

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 3.1.1 Esquema general de la planta	19
Ilustración 5.1.1 Proceso 1-2.	37
Ilustración 5.1.2 Proceso 4-5.	38
Ilustración 5.1.3 Proceso 6-7.	38
Ilustración 5.1.4 Procesos de expansión.....	39
Ilustración 5.1.5 Proceso 17-18.	40
Ilustración 5.1.6 Diagrama T-s para el ciclo	41
Ilustración 6.2.1 Diagrama del precalentador cerrado número dos para el análisis de energía.....	43
Ilustración 6.3.1 Diagrama del precalentado abierto número dos para el análisis energético.	44
Ilustración 6.4.1 Diagrama del precalentador abierto número uno para el análisis de energía.....	45
Ilustración 6.5.1 Diagrama del precalentador cerrado número uno para el análisis energético.	46
Ilustración 9.1.1 Esquema de un intercambiador de calor de contra flujo	55
Ilustración 9.6.1 Curva de ebullición alberca.	79
Ilustración 9.6.2 Regímenes para la ebullición por convección forzada.	80
Ilustración 11.7.1 Diagrama del precalentador cerrado número uno para análisis de la segunda ley	105
Ilustración 11.8.1 Diagrama del precalentador cerrado número dos para análisis de la segunda ley	106
Ilustración 11.9.1 Diagrama del precalentador abierto número uno para análisis de la segunda ley	108
Ilustración 11.10.1 Diagrama del precalentador abierto número dos para análisis de la segunda ley	110
Ilustración 11.11.1 Diagrama de la turbina para análisis de la segunda ley	114

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.22.1 Propiedades termodinámicas para los diferentes estados.....	36
Tabla 6.8.1 Fracciones de vapor extraído de la turbina por ciclo.	48
Tabla 8.3.1 Flujos máxicos para los diferentes estados	54
Tabla 10.3.1 Entalpías de formación y entalpías sensibles para las diferentes substancias y temperaturas.	88
Tabla 11.12.1 Eficiencias según la segunda ley para los elementos esenciales de la planta.	119
Tabla 14.1.1 Símbolos utilizados y su significado	124

RESUMEN

En los últimos años, el consumo de energía eléctrica se ha incrementado enormemente a nivel mundial. Esta situación ha provocado que se incremente la búsqueda de nuevas y diferentes formas para su generación. Una de ellas es el uso de energía térmica.

En el caso de Costa Rica –país que ha efectuado avances en esta área–, se aprovecha principalmente la energía geotérmica proveniente del volcán Miravalles; sin embargo, para poder satisfacer la demanda en las horas pico se hace necesario utilizar la energía térmica proveniente de la quema de diesel.

En países como la República Checa, en donde no existe la riqueza natural de nuestro país (ríos de gran caudal, gran cantidad de volcanes activos, etc.) es necesario utilizar en mayor proporción la energía térmica para satisfacer sus necesidades de electricidad; por lo tanto el proyecto consiste en el diseño de una planta generadora de electricidad a partir del uso del vapor.

En otros países como la República Checa, en donde no existe la riqueza natural del nuestro tales como ríos de gran caudal, numerosa cantidad de volcanes activos, etc. deben utilizar en mayor proporción la energía térmica para satisfacer sus necesidades de electricidad. Por lo tanto el proyecto consiste en el diseño de una planta generadora de electricidad a partir del uso del vapor.

Para ello es necesario obtener las propiedades termodinámicas para cada uno de los diferentes estados de la planta, luego se obtienen las fracciones de vapor que requiere cada uno de los componentes y más adelante se calcula la eficiencia térmica del ciclo.

Con los datos anteriores se pueden diseñar los intercambiadores de calor, obtener los consumos de aire y combustible y por último someter los elementos esenciales al análisis de la segunda ley de la termodinámica, con el fin de obtener la calidad de uso de la energía.

Entre los resultados destacables, se puede mencionar que todos los datos obtenidos están dentro de los rangos normales, lo que quiere decir que la eficiencia de la planta es buena y realizando un estudio de factibilidad la misma se podría poner en marcha.

Abstract

In the last years, worldwide the electrical consumption rate had suffered a huge raise and that is why is important to find different methods to generate electricity.

One of those is the thermal energy. This kind of energy is used in Costa Rica primarily as geothermic energy (from Miravalles volcano); but in peak hours it is necessary to use thermal energy from the burn of the diesel.

In countries like Czech Republic, in which the natural resources are not as huge as in our country (rivers, volcanoes, etc.) it is necessary to use a lot of thermal energy to fulfil all the electrical needs; thus this project is about the design of a steam power plant and all its units.

For this purpose is necessary to obtain the thermodynamic properties for each ones of the plant's states, later on the fraction of steam extracted from the turbine each time is obtained and the thermal efficiency of the cycle is calculated.

With those data, it is possible to design the heat exchangers, to determine fuel and air consumption rates of the power plant, and analyze the essential units of the power plant using the second law of thermodynamics to know the quality of the energy.

An important result is that all the data obtained are in between the normal ranks that mean that the power plant efficiency is good enough and making the economical studies could be a good business.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. Introducción

En Costa Rica, a lo largo de la historia, se ha invertido en la producción de energía eléctrica, cuyo empleo ha sido de vital importancia para un desarrollo estratégico de la economía del país, estrechamente ligada al desarrollo social. Debido a que las plantas generadoras se proyectan para servir por largos periodos de tiempo, es necesario contar con la utilización de nuevas e innovadoras técnicas que permitan alcanzar, durante su tiempo de vida útil, un servicio eficiente y de mejor calidad para los usuarios.

Además, es importante destacar que para el logro de un verdadero desarrollo se debe hacer uso de los recursos naturales y/o ambientales –en términos de materia prima- de forma responsable, priorizando en la construcción de plantas en armonía con la naturaleza, la cual provee los recursos renovables tales como hidráulicos, eólicos y geotérmicos.

En nuestro país predominan las plantas hidroeléctricas debido a la accesibilidad del recurso hídrico como fuente principal de energía. No obstante, en la actualidad se hace urgente el uso de otras fuentes de energía, ya que la construcción de estas plantas toma gran tiempo (entre cuatro y siete años) y se depende de las condiciones climáticas para la generación: si el caudal de los ríos disminuye no se puede asegurar un servicio continuo y de manera constante a la población.

Una de las alternativas que actualmente existen es la utilización de plantas térmicas. Debido al clima, el uso de combustible como materia prima no depende directamente de la cantidad del recurso. Pero, su construcción requiere un menor tiempo para su puesta en operación: entre uno o dos años. En muchos casos el combustible utilizado son los derivados del petróleo como el bunker, gas natural, residuos de vegetales, etc. para producir electricidad.

Con base en las razones antes expuestas, este proyecto busca diseñar una planta de generación térmica cuyo combustible por utilizar será el gas natural y operará según el ciclo de Rankine de recalentamiento y regeneración. Además, pretende determinar diferentes variables tales como el vapor extraído por la turbina, la eficiencia térmica del ciclo y el consumo de combustible y aire necesarios para que la planta opere de manera satisfactoria.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

- Diseñar una planta generadora de electricidad por medio de vapor utilizando el ciclo de Rankine.

1.2.2. Objetivos específicos

- Determinar la cantidad de vapor extraído de la turbina por ciclo.
- Determinar la eficiencia térmica del ciclo.
- Diseñar los intercambiadores de calor necesarios (caldera, recalentador, condensador, precalentadores cerrados).
- Determinar la tasa de consumo de combustible y aire de la planta.
- Realizar los análisis de unidades esenciales de la planta basados en la segunda ley de la Termodinámica.

CAPÍTULO 2

Definición del problema

Diseñar una planta generadora de electricidad por medio de vapor, la cual debe entregar a la red de potencia una carga neta de 130 MW. Esta planta opera mediante un ciclo de Rankine regenerativo y recalentado con dos precalentadores abiertos, dos precalentadores cerrados y un recalentador. El vapor entra a la turbina a 13.5 MPa y 630°C y es condensado (en el condensador) a una presión de 10 kPa. La eficiencia adiabática de la turbina es de 87% y la eficiencia adiabática de la bomba es de 85%. Las presiones de extracción de los precalentadores cerrados son: de 9 MPa y de 3.5 MPa. Las presiones de extracción de los precalentadores abiertos son: 7 MPa y 5 MPa y los flujos existentes en los calentadores están en estado de agua saturada a sus respectivas presiones. A 5.5 MPa el vapor es recalentado a la misma presión hasta 620°C. El vapor extraído del precalentador cerrado de 9 MPa es completamente condensado en el calentador hasta el estado de agua saturada, y es atrapado dentro del precalentador abierto de 7 MPa. El vapor extraído del precalentador cerrado de 3.5 MPa es completamente condensado en el calentador hasta el estado de agua saturada, y es atrapado dentro del condensador. 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 1020°C. El agua disponible para el enfriamiento de la planta se encuentra a una temperatura de 17°C.

CAPÍTULO 3

DESCRIPCION DEL ESQUEMA GENERAL DE LA PLANTA GENERADORA

3.1. Descripción

Los elementos esenciales de la planta generadora de electricidad por medio de vapor se pueden observar en la Ilustración 3.1.1. Los diferentes colores de las líneas tiene su significado, las azules son para las líneas de condensado, las celestes, para las líneas de baja presión, las anaranjadas, para las líneas de alta presión, las verdes son las correspondientes al recalentador y la roja es la línea principal del sistema.

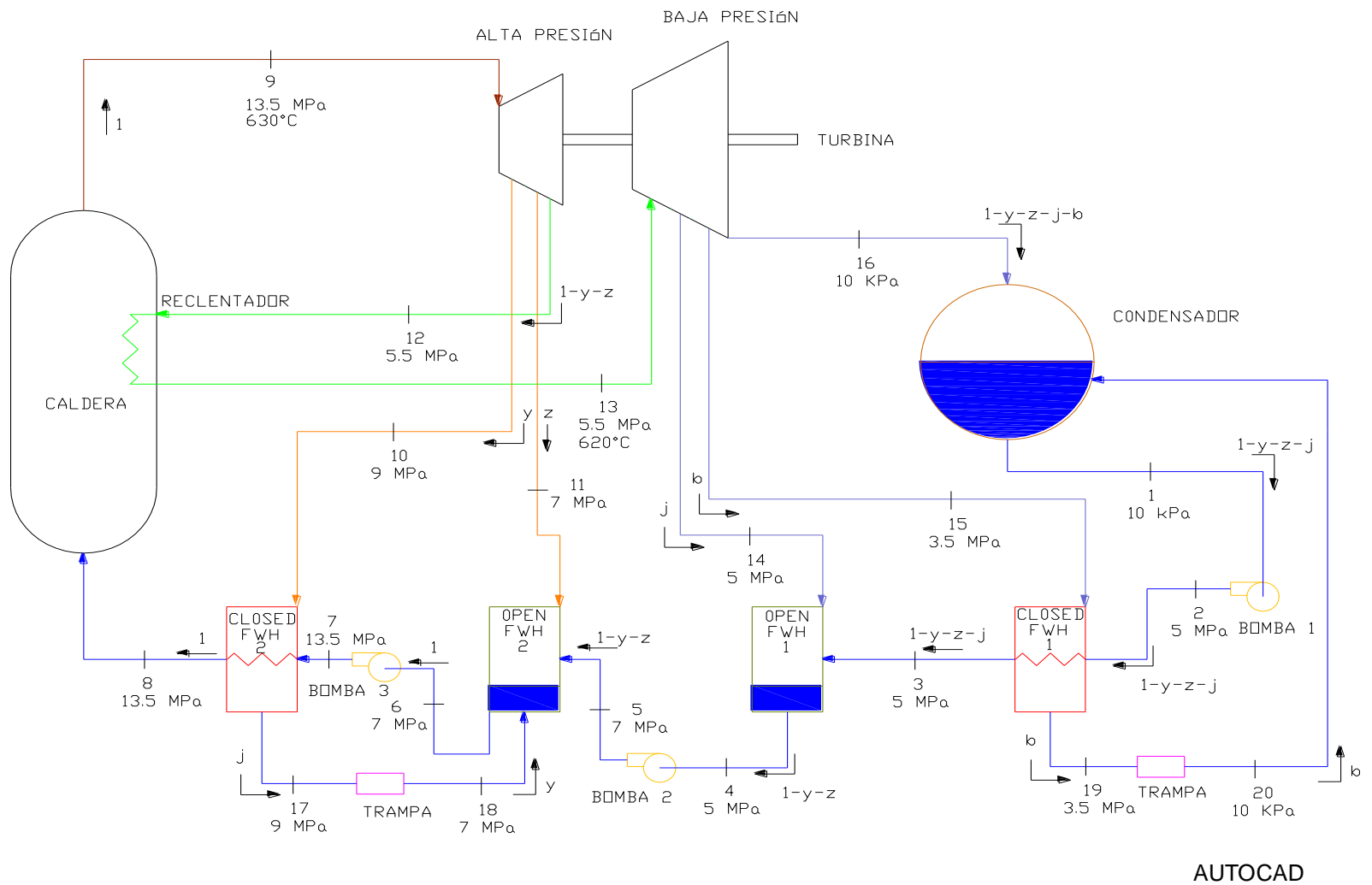


Ilustración 3.1.1 Esquema general de la planta

CAPÍTULO 4

DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS TERMODINÁMICAS DE CADA UNO DE LOS PUNTOS

4.1. Análisis matemático

Con el fin de obtener cada una de las diferentes propiedades termodinámicas para los diferentes estados, se utilizó el software “STEAM TABLES” de SCIENTECH, INC. Los resultados fueron verificados mediante el uso de las tablas¹ e interpolando entre los datos obtenidos.

4.2. Estado número 1

Es el correspondiente a la salida del condensador. Como se indica en la definición del problema, la condición en este punto es agua saturada a una presión de 10 kPa.

Datos del problema:

$$P_1 = 10 \text{ kPa}$$

De las tablas de agua saturada que se encuentran en el apéndice número uno, Ilustración A-4, se obtienen los siguientes resultados:

$$T_1 = 45,83^\circ\text{C}$$

$$v_1 = 0,001010 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_1 = 191,83 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$s_1 = 0,6493 \text{ kJ}/\text{kg} - ^\circ\text{C}$$

¹ Las tablas usadas son de Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. TERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

4.3. Estado número 2

Este estado corresponde a la salida de la bomba número uno. La bomba eleva la presión del fluido en un proceso que teóricamente es una compresión isentrópica. Debido a esto, la entropía del fluido a la salida de la bomba $s_{2_{ideal}}$ es igual a la entropía en la entrada de esta s_1 .

Datos iniciales:

$$P_2 = 5 \text{ MPa.}$$

$$s_{2_{ideal}} = s_1 = 0,6493 \text{ kJ/kg-}^\circ\text{C}$$

De las tablas de líquido comprimido en el apéndice número uno, Ilustración A-7, se obtuvieron los siguientes resultados: debido a que el valor específico no se encuentra en la tabla, es necesario interpolar entre un valor superior (condición b) y un valor inferior (condición a) que la entropía inicial, como se muestra a continuación:

Condición a:

$$T_a = 40^\circ\text{C}$$

$$h_a = 171,97 \text{ kJ/kg}$$

$$s_a = 0,5705 \text{ kJ/kg-}^\circ\text{C}$$

Condición b:

$$T_b = 60^\circ\text{C}$$

$$h_b = 255,30 \text{ kJ/kg}$$

$$s_b = 0,8285 \text{ kJ/kg-}^\circ\text{C}$$

$$\frac{s_b - s_a}{h_b - h_a} = \frac{s_b - s_{2_{ideal}}}{h_b - h_{2_{ideal}}}$$

$$\frac{\left(0,8285 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} - 0,5705 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right)}{\left(255,30 \frac{kJ}{kg} - 171,97 \frac{kJ}{kg}\right)} = \frac{\left(0,8285 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} - 0,6493 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right)}{\left(255,30 \frac{kJ}{kg} - h_{2_{ideal}}\right)}$$

$$\frac{0,258 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{83,33 \frac{kJ}{kg}} = \frac{0,1792 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{\left(255,30 \frac{kJ}{kg} - h_{2_{ideal}}\right)}$$

$$0,258 \cdot \left(255,30 \frac{kJ}{kg} - h_{2_{ideal}}\right) = 0,1792 \frac{kJ}{kg} \cdot 83,33$$

$$65,8674 \frac{kJ}{kg} - 0,258 \cdot h_{2_{ideal}} = 14,9327 \frac{kJ}{kg}$$

$$- 0,258 \cdot h_{2_{ideal}} = 14,9327 \frac{kJ}{kg} - 65,8674 \frac{kJ}{kg}$$

$$- 0,258 \cdot h_{2_{ideal}} = -50,9347 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{2_{ideal}} = 196,9260 \frac{kJ}{kg}$$

Ahora es necesario utilizar la eficiencia adiabática de las bombas (85%) para obtener las condiciones reales para este estado como se muestra:

La eficiencia adiabática para las bombas se define así²:

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{ideal} - h}{h_{real} - h} \quad (4-1)$$

Para el estado número 2:

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{2_{ideal}} - h_1}{h_{2_{real}} - h_1}$$

² Ecuación (10-10), pag. 558, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

Despejando la ecuación para la entalpía real:

$$h_{2_{real}} = \frac{h_{2_{ideal}} - h_1}{\eta_{bomba}} + h_1$$

$$h_{2_{real}} = \frac{196,9260 \text{ kJ/kg} - 191,8334 \text{ kJ/kg}}{0,85} + 191,8334 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2_{real}} = 197,8246 \text{ kJ/kg}$$

Con la entalpía real, ahora es posible obtener todas las otras propiedades para las condiciones actuales, interpolando para obtener la entropía real:

$$\frac{s_b - s_a}{h_b - h_a} = \frac{s_b - s_{2_{real}}}{h_b - h_{2_{real}}}$$

$$\frac{\left(0,8285 \text{ kJ/kg} - 0,5705 \text{ kJ/kg}\right)}{\left(255,30 \text{ kJ/kg} - 171,97 \text{ kJ/kg}\right)} = \frac{\left(0,8285 \text{ kJ/kg} - s_{2_{real}}\right)}{\left(255,30 \text{ kJ/kg} - 197,8246 \text{ kJ/kg}\right)}$$

$$\frac{0,258 \text{ kJ/kg}}{83,33 \text{ kJ/kg}} = \frac{\left(0,8285 \text{ kJ/kg} - s_{2_{real}}\right)}{57,4753 \text{ kJ/kg}}$$

$$0,258 \text{ kJ/kg} \cdot 57,4753 = \left(0,8285 \text{ kJ/kg} - s_{2_{real}}\right) \cdot 83,33$$

$$14,8286 \text{ kJ/kg} = 69,0389 \text{ kJ/kg} - 83,33 \cdot s_{2_{real}}$$

$$\left(14,8286 \text{ kJ/kg} - 69,0389 \text{ kJ/kg}\right) = -83,33 \cdot s_{2_{real}}$$

$$s_{2_{real}} = \frac{-54,2103 \text{ kJ/kg}}{-83,33}$$

$$s_{2_{real}} = 0,6525 \text{ kJ/kg}$$

Para la temperatura,

$$\frac{T_b - T_a}{h_b - h_a} = \frac{T_b - T_{2_{real}}}{h_b - h_{2_{real}}}$$

$$\frac{(60^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C})}{(255,30 \text{ kJ/kg} - 171,97 \text{ kJ/kg})} = \frac{(60^\circ\text{C} - T_{2_{real}})}{(255,30 \text{ kJ/kg} - 197,8246 \text{ kJ/kg})}$$

$$\frac{20^\circ\text{C}}{83,33 \text{ kJ/kg}} = \frac{(60^\circ\text{C} - T_{2_{real}})}{57,4754 \text{ kJ/kg}}$$

$$20^\circ\text{C} \cdot 57,4754 = (60^\circ\text{C} - T_{2_{real}}) \cdot 83,33$$

$$1149,5080^\circ\text{C} = 4999,8^\circ\text{C} - (83,33 \cdot T_{2_{real}})$$

$$-3850,292^\circ\text{C} = -83,33 \cdot T_{2_{real}}$$

$$T_{2_{real}} = 46,2797^\circ\text{C}$$

4.4. Estado número 3

Para este estado, la temperatura del fluido se obtuvo asumiendo que el precalentador cerrado para el agua de alimentación tiene una eficiencia del 100% ($Q_{salida}=0$), por lo tanto, todo el calor del vapor es transferido al agua, así, la temperatura del agua va a ser igual a la del condensado (condición de agua saturada a la presión del precalentador de agua, en este caso 3,5 MPa.).

Datos iniciales

$$P_3 = 5 \text{ MPa.}$$

$$T_3 = 242,60^\circ\text{C}$$

De las tablas de líquido subenfriado, que se encuentra en el apéndice número, Ilustración A-7:

Condición c:

$$T_c = 240^\circ\text{C}$$

$$h_c = 1037,5 \text{ kJ/kg}$$

$$s_c = 2,6979 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

Condición d:

$$T_d = 260^\circ\text{C}$$

$$h_d = 1134,3 \text{ kJ/kg}$$

$$s_d = 2,8830 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

Para la averiguar la entalpía se interpola entre las condiciones c y d:

$$\frac{T_d - T_c}{h_d - h_c} = \frac{T_d - T_3}{h_b - h_3}$$

$$\frac{(260^\circ\text{C} - 240^\circ\text{C})}{(1134,3 \text{ kJ/kg} - 1037,5 \text{ kJ/kg})} = \frac{(260^\circ\text{C} - 242,60^\circ\text{C})}{(1134,3 \text{ kJ/kg} - h_3)}$$

$$\frac{20^\circ\text{C}}{96,8 \text{ kJ/kg}} = \frac{17,4^\circ\text{C}}{(1134,3 \text{ kJ/kg} - h_3)}$$

$$20 \cdot (1134,3 \text{ kJ/kg} - h_3) = 96,8 \text{ kJ/kg} \cdot 17,4$$

$$22686 \text{ kJ/kg} - 20 \cdot h_3 = 1684,32 \text{ kJ/kg}$$

$$- \dot{Q} \cdot h_3 = 1684,32 \text{ kJ/kg} - 22686 \text{ kJ/kg}$$

$$- \dot{Q} \cdot h_3 = -21001,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1049,8657 \text{ kJ/kg}$$

Para la entropía:

$$\frac{s_d - s_c}{h_d - h_c} = \frac{s_d - s_3}{h_d - h_3}$$

$$\frac{\left(2,8830 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - 2,6979 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \right)}{\left(1134,3 \text{ kJ/kg} - 1037,5 \text{ kJ/kg} \right)} = \frac{\left(2,8830 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - s_3 \right)}{\left(1134,3 \text{ kJ/kg} - 1049,8657 \text{ kJ/kg} \right)}$$

$$\frac{0,1851 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}}{96,8 \text{ kJ/kg}} = \frac{\left(2,8830 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - s_3 \right)}{84,4343 \text{ kJ/kg}}$$

$$0,1851 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 84,4343 = \left(2,8830 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - s_3 \right) \cdot 96,8$$

$$15,6288 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 279,0744 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - 96,8 \cdot s_3$$

$$\left(15,6288 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - 279,0744 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \right) = -96,8 \cdot s_3$$

$$s_3 = \frac{-263,4456 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}}{-96,8}$$

$$s_3 = 2,7219 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

4.5. Estado número 4

Este estado es el correspondiente a la salida del precalentador abierto para el agua de alimentación o cámara de mezcla. En este punto el fluido es considerado como líquido saturado a la presión de la cámara (5 MPa.). Estas propiedades se obtuvieron directamente de las tablas de agua saturada.

4.6. Estado número 5

Es la salida de la bomba número dos una vez que se aplica el mismo procedimiento que el utilizado para el estado número 2, pero con una presión de 7 MPa.

4.7. Estado número 6

Corresponde a la salida del precalentador abierto para el agua de alimentación número dos. Fueron aplicadas las mismas consideraciones que se utilizaron para el Estado número 4.

4.8. Estado número 7:

Es la salida de la bomba número tres, como se hizo con los estados tres y cinco, primero se consideró como un proceso isentrópico y luego se aplicó la ecuación 4-1.

4.9. Estado número 8

Después de que el fluido pasa a través del segundo precalentador cerrado para agua de alimentación, llega a la caldera, pero primero, se añade calor a aquel y la temperatura de la salida es igual a la condición de agua saturada del condensado en el fondo del precalentador, como en el estado número 3.

4.10. Estado número 9

Es la salida de la caldera. Tal y como se consigna en la definición del problema, las propiedades se obtienen interpolando con los datos de las tablas de vapor sobrecalentado.

Datos iniciales:

$$P_9 = 13,5 \text{ MPa.}$$

$$T_9 = 630^\circ\text{C}$$

De las tablas de vapor sobrecalentado que se encuentran en el apéndice número uno, ilustración A-6; se obtienen las propiedades para 12,5 MPa., y 15 MPa., también para las temperaturas de 600°C y 650°C. Para obtener las propiedades para el estado número 9, es necesario interpolar dos veces, primero para la entropía y la entalpía para 12,5 MPa., y 15MPa., para 630°C, como se muestra.

Condición e (@ 12,5MPa):

$$T_e = 650^\circ\text{C}$$

$$h_e = 3730,4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_e = 6,9218 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Condición f (@ 12,5MPa):

$$T_f = 600^\circ\text{C}$$

$$h_f = 3604,0 \text{ kJ/kg}$$

$$s_f = 6,7810 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Interpolando para obtener la entalpía a 630°C y 12,5 MPa.

$$\frac{T_e - T_f}{h_e - h_f} = \frac{T_e - T_9}{h_e - h_{@630^\circ\text{C}-12,5\text{MPa.}}}$$

$$\frac{\langle 50^\circ\text{C} - 600^\circ\text{C} \rangle}{\left(3730,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 3604,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = \frac{\langle 50^\circ\text{C} - 630^\circ\text{C} \rangle}{\left(3730,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - h_{@630^\circ\text{C}-12,5\text{MPa.}} \right)}$$

$$h_{@630^\circ\text{C}-12,5\text{MPa.}} = 3679,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Entropía a 630°C y 12,5 MPa.

$$\frac{T_e - T_f}{s_e - s_f} = \frac{T_e - T_9}{s_e - s_{@630^\circ\text{C}-12,5\text{MPa.}}}$$

$$\frac{\langle 50^\circ\text{C} - 600^\circ\text{C} \rangle}{\left(6,9218 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}-^\circ\text{C}} - 6,7810 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}-^\circ\text{C}} \right)} = \frac{\langle 50^\circ\text{C} - 630^\circ\text{C} \rangle}{\left(6,9218 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}-^\circ\text{C}} - s_{@630^\circ\text{C}-12,5\text{MPa.}} \right)}$$

$$s_{@630^\circ\text{C}-12,5\text{MPa.}} = 6,86548 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}-^\circ\text{C}}$$

Condición g (@ 15MPa):

$$T_g = 650^\circ\text{C}$$

$$h_g = 3712,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_g = 6,8224 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}-^\circ\text{C}}$$

Condición h (@ 15MPa):

$$T_h = 600^\circ\text{C}$$

$$h_h = 3582,3 \text{ kJ/kg}$$

$$s_h = 6,6776 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

Interpolando para la entalpía a 630°C y 15 MPa.

$$\frac{T_g - T_h}{h_g - h_h} = \frac{T_h - T_9}{h_g - h_{@630^\circ\text{C}-15\text{MPa}}}$$

$$\frac{\langle 50^\circ\text{C} - 600^\circ\text{C} \rangle}{\left(3712,3 \text{ kJ/kg} - 3582,3 \text{ kJ/kg} \right)} = \frac{\langle 50^\circ\text{C} - 630^\circ\text{C} \rangle}{\left(3712,3 \text{ kJ/kg} - h_{@630^\circ\text{C}-15\text{MPa}} \right)}$$

$$h_{@630^\circ\text{C}-15\text{MPa}} = 3660,3 \text{ kJ/kg}$$

Entropía a 630°C y 15 MPa.

$$\frac{T_g - T_h}{s_g - s_h} = \frac{T_g - T_9}{s_g - s_{@630^\circ\text{C}-15\text{MPa}}}$$

$$\frac{\langle 50^\circ\text{C} - 600^\circ\text{C} \rangle}{\left(6,8224 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - 6,6776 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \right)} = \frac{\langle 50^\circ\text{C} - 630^\circ\text{C} \rangle}{\left(6,8224 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - s_{@630^\circ\text{C}-15\text{MPa}} \right)}$$

$$s_{@630^\circ\text{C}-15\text{MPa}} = 6,76448 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

Ahora, con la entalpía y la entropía a 630°C, es necesario interpolar nuevamente para obtener los datos a 13,5 MPa.:

$$\frac{P_g - P_e}{h_{@630^{\circ}\text{C}-15\text{MPa}} - h_{@630^{\circ}\text{C}-12,5\text{MPa}}} = \frac{P_g - P_9}{h_{@630^{\circ}\text{C}-15\text{MPa}} - h_9}$$

$$\frac{\langle 5\text{MPa} - 12,5\text{MPa} \rangle}{\left(3660,3 \text{ kJ/kg} - 3679,84 \text{ kJ/kg} \right)} = \frac{\langle 5\text{MPa} - 13,5\text{MPa} \rangle}{\left(3660,3 \text{ kJ/kg} - h_9 \right)}$$

$$h_9 = 3668,8538 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{P_g - P_e}{s_{@630^{\circ}\text{C}-15\text{MPa}} - s_{@630^{\circ}\text{C}-12,5\text{MPa}}} = \frac{P_g - P_9}{s_{@630^{\circ}\text{C}-15\text{MPa}} - s_9}$$

$$\frac{\langle 5\text{MPa} - 12,5\text{MPa} \rangle}{\left(6,76448 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C} - 6,86548 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C} \right)} = \frac{\langle 5\text{MPa} - 13,5\text{MPa} \rangle}{\left(6,76448 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C} - s_9 \right)}$$

$$s_9 = 6,8222 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

4.11. Estado número 10

Es la primera extracción de vapor de la turbina y es usado para alimentar el precalentador cerrado número dos. En la turbina el vapor es expandido mediante un proceso isentrópico, por lo que es necesario aplicar la eficiencia para obtener las propiedades reales.

Datos iniciales:

$$P_{10} = 9 \text{ MPa.}$$

$$s_{10,ideal} = s_9 = 6,8222 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

De la tabla de vapor sobrecalentado, que se encuentra en el apéndice número uno, Ilustración A-6, fueron obtenidos los siguientes resultados: debido a que el valor de la entropía necesario no se encuentra en la tabla, es imprescindible interpolar entre un valor mayor (condición j) y otro menor (condición i) que el de la entropía dada, como se muestra a continuación:

Condición i:

$$T_i = 550^\circ\text{C}$$

$$h_i = 3511,0 \text{ kJ/kg}$$

$$s_i = 6,8142 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Condición j:

$$T_j = 600^\circ\text{C}$$

$$h_j = 3633,7 \text{ kJ/kg}$$

$$s_j = 6,9589 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\frac{s_j - s_i}{h_j - h_i} = \frac{s_j - s_{10,ideal}}{h_j - h_{10,ideal}}$$

$$\frac{\left(6,9389 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} - 6,8142 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}\right)}{\left(3633,7 \text{ kJ/kg} - 3511,0 \text{ kJ/kg}\right)} = \frac{\left(6,9389 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} - 6,8222 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}\right)}{\left(3633,7 \text{ kJ/kg} - h_{2,ideal}\right)}$$

$$h_{10,ideal} = 3516,3480 \text{ kJ/kg}$$

Ahora, es necesario aplicar la eficiencia adiabática de la turbina (87%) y así obtener las propiedades reales para este estado:

La eficiencia adiabática para la turbina está dada por³:

$$\eta_{turb} = \frac{h - h_{ideal}}{h - h_{real}} \quad (4-2)$$

Para el estado número 10:

$$\eta_{turb} = \frac{h_9 - h_{10,real}}{h_9 - h_{10,ideal}}$$

Despejando la entalpía real para el estado número 10:

$$h_{10,real} = h_9 - \eta_{turb} \cdot (h_9 - h_{10,ideal})$$

$$h_{10,real} = 3668,8538 \text{ kJ/kg} - \left(0,87 \cdot \left(3668,8538 \text{ kJ/kg} - 3516,3480 \text{ kJ/kg} \right) \right)$$

$$h_{10,real} = 3536,17 \text{ kJ/kg}$$

Con la entalpía real es posible calcular las otras propiedades reales mediante interpolación, como se muestra para la entropía real:

$$\frac{s_j - s_i}{h_j - h_i} = \frac{s_j - s_{10,real}}{h_j - h_{10,real}}$$

$$\frac{\left(6,9389 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - 6,8142 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \right)}{\left(3633,7 \text{ kJ/kg} - 3511,0 \text{ kJ/kg} \right)} = \frac{\left(6,9389 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} - s_{10,real} \right)}{\left(3633,7 \text{ kJ/kg} - 3536,17 \text{ kJ/kg} \right)}$$

$$s_{10,real} = 6,8461 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

³ Ecuación (10-11), Pág. 558, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYNAMICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

Para la temperatura es necesario interpolar:

$$\frac{T_j - T_i}{h_j - h_i} = \frac{T_j - T_{10,real}}{h_j - h_{10,real}}$$

$$\frac{(600^\circ\text{C} - 550^\circ\text{C})}{\left(3633,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 3511,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)} = \frac{(600^\circ\text{C} - T_{10,real})}{\left(3633,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 3536,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$T_{10,real} = 560,8161^\circ\text{C}$$

4.12. Estado número 11

Es la segunda extracción de vapor de la turbina, su función es alimentar el precalentador abierto número dos, la presión es dada; es un proceso isentrópico y la eficiencia adiabática debe ser aplicada.

4.13. Estado número 12

A 5,5 MPa., es necesario recalentar el vapor; este estado representa la extracción del lado de alta presión de la turbina para el recalentador.

4.14. Estado número 13

Es la salida del recalentador; mantiene la misma presión pero ahora la temperatura es de 620°C.

4.15. Estado número 14

A 5 MPa., se necesita realizar otra extracción de vapor para alimentar el precalentador abierto número uno; para obtener las propiedades se aplica el mismo procedimiento que en los estados número 10, 11 y 12.

4.16. Estado número 15

Este estado es el correspondiente al precalentador cerrado número uno, el ultimo que se debe alimentar, con una presión de 3,5 MPa., y la ecuación 4-2 se utiliza para obtener las propiedades reales.

4.17. Estado número 16

Corresponde a la extracción final de la turbina, el remanente de vapor es enviado al condensador para cerrar el ciclo.

4.18. Estado número 17

Adentro del precalentador cerrado número dos, el vapor es completamente condensado hasta alcanzar condiciones de agua saturada a una presión de 9 MPa.

4.19. Estado número 18

El agua saturada del estado anterior, se hace pasar por una trampa y se lleva al precalentador abierto número dos, mediante un proceso isoentálpico, el cual significa que la entalpía es la misma que en el estado número 17, pero en este caso a una presión de 7 MPa.

4.20. Estado número 19

El vapor extraído de la turbina para el precalentador cerrado número uno, también es completamente condensado hasta la condición de agua saturada a una presión de 3,5 MPa.

4.21. Estado número 20

El agua saturada a 3,5 MPa., es trampeada hacia el condensador, al igual que como se explicó para el estado número 18, la entalpía se mantiene constante pero con una presión de 10 kPa.

4.22. Resultados

Tabla 4.22.1 Propiedades termodinámicas para los diferentes estados.

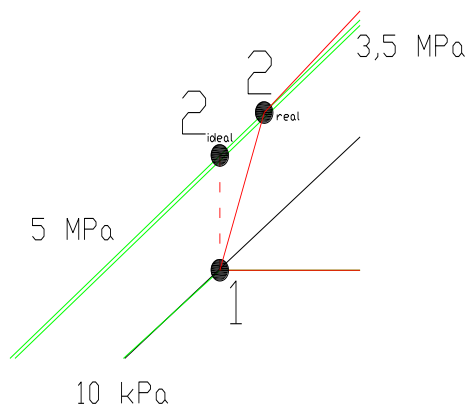
Estado	Condición	Presión	Entalpía (KJ/Kg.)	Entropía (KJ/Kg.-°C)	Temperatura (°C)
1	Agua saturada	10,0 kPa	191,83	0,6493	45,63
2	Líquido subenfriado	5,0 MPa	197,83	0,6525	46,23
3	Líquido subenfriado	5,0 MPa	1049,87	2,7219	242,54
4	Agua saturada	5,0 MPa	1154,47	2,9206	263,91
5	Líquido subenfriado	7,0 MPa	1157,48	2,9215	264,61
6	Agua saturada	7,0 MPa	1267,42	3,1219	285,79
7	Líquido subenfriado	13,5 MPa	1277,39	3,1242	288,49
8	Líquido subenfriado	13,5 MPa	1358,13	3,2661	303,31
9	Vapor sobrecalentado	13,5 MPa	3668,85	6,8222	630,00
10	Vapor sobrecalentado	9,0 MPa	3536,17	6,8461	560,82
11	Vapor sobrecalentado	7,0 MPa	3458,69	6,8608	520,16
12	Vapor sobrecalentado	5,5 MPa	3387,72	6,8749	482,77
13	Vapor sobrecalentado	5,5 MPa	3706,99	7,2630	620,00
14	Vapor sobrecalentado	5,0 MPa	3673,99	7,2687	604,13
15	Vapor sobrecalentado	3,5 MPa	3555,97	7,2903	546,72
16	Vapor húmedo	10,0 kPa	2472,21	7,7982	45,83
17	Agua saturada	9,0 MPa	1363,74	3,2867	303,31
18	Vapor húmedo	7,0 MPa	1363,74	3,2942	285,79
19	Agua saturada	3,5 MPa	1049,76	2,7253	242,54
20	Vapor húmedo	10,0 kPa	1049,76	3,3388	45,83

CAPÍTULO 5

DIAGRAMA T-s Y EL CICLO

5.1. Descripción

Como se muestra en la Ilustración 5.1.1, el estado número 1 es cuando el agua entra a la bomba número uno como líquido saturado a 10 kPa., y el fluido es comprimido hasta alcanzar los 5 MPa. El estado número 2, idealmente es un proceso isentrópico, el cual se representa en el diagrama con una línea vertical (línea punteada), pero al darse algunas pérdidas por fricciones y otros factores, se debe tomar en cuenta la eficiencia adiabática. Por esta razón, el estado número 2 en condiciones reales se encuentra un poco más arriba que la condición ideal y se representa con una línea sólida inclinada.

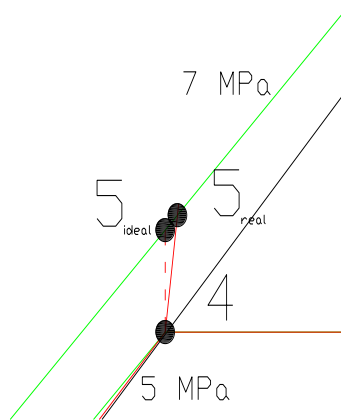


AUTOCAD

Ilustración 5.1.1 Proceso 1-2.

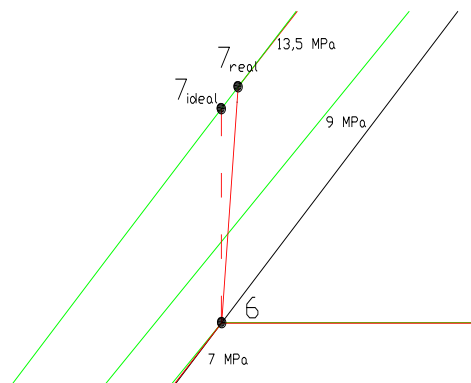
En el proceso 2-3, el agua pasa a través del precalentado cerrado número uno y en este proceso se añade calor al fluido. En 3-4, el agua es mezclada en el precalentador abierto número uno con vapor a 5 MPa., por lo que más calor se añade al fluido. Estos procesos conllevan un cambio de temperatura, entropía y entalpía; tales recambios se dibujan en el diagrama como líneas inclinadas.

El proceso 4-5 es una compresión adiabática realizada por la bomba número dos, como se muestra en la ilustración número 5.1.2, la presión es elevada desde 5 MPa., hasta 7 MPa. El caso ideal se representa con una línea vertical entre los dos estados, pero como existe una eficiencia del 85%, la línea del proceso real es inclinada. Para el proceso 6-7 se realiza el mismo procedimiento pero ahora la presión es elevada de 7 MPa., a 13,5 MPa., como se muestra en la ilustración 5.1.3.



AUTOCAD

Ilustración 5.1.2 Proceso 4-5.



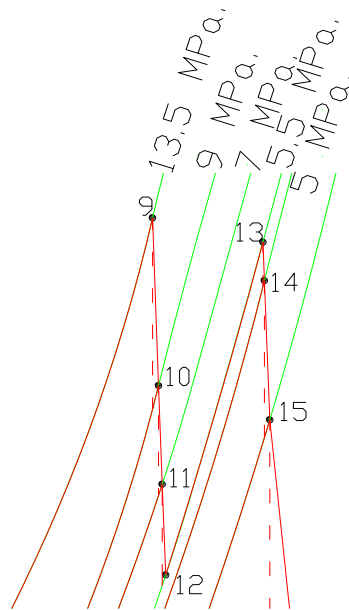
AUTOCAD

Ilustración 5.1.3 Proceso 6-7.

El proceso 5-6, es similar al proceso 3-4, el agua es mezclada con el vapor extraído de la turbina a 7 MPa., en el precalentador abierto número dos, por lo tanto se añade calor al líquido proveniente del vapor. En el proceso 7-8 también se añade calor al agua en el precalentador cerrado número dos proveniente del vapor extraído de la turbina a 9 MPa., en un proceso similar al 2-3.

En la caldera se añade calor al sistema; esto ocurre en el proceso 8-9, el agua entra a la caldera como líquido subenfriado y sale como vapor sobrecalentado a la misma presión (13,5MPa.).

En los procesos 9-10, 10-11, 11-12, 13-14, 14-15, and 15-16, el vapor es expandido en la turbina produciendo trabajo. El caso ideal para las expansiones es un proceso isentrópico (línea punteada), pero debido a la eficiencia adiabática, fue necesario determinar la condición real que se representa con las líneas continuas en Ilustración 5.1.4.



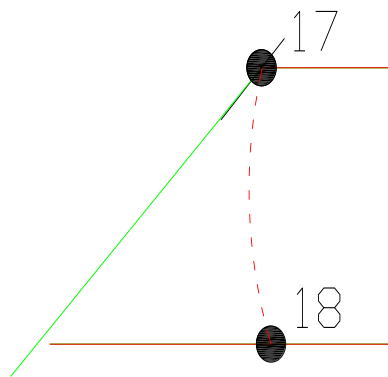
AUTOCAD

Ilustración 5.1.4 Procesos de expansión.

También en la Ilustración 5.1.4, se muestra el proceso 12-13; el cual corresponde al recalentador, aquí se añade calor al sistema hasta llegar a una temperatura de 620°C a presión constante.

El proceso 16-1 es debido al condensador; aquí se libera el calor del sistema, el sobrante de vapor es condensado. El vapor entra como mezcla de líquido con vapor de alta calidad. A la salida del condensador, el fluido se encuentra en condición de líquido saturado a 10 kPa.

Procesos 17-18 (Ilustración 5.1.5) y 19-20, son las acciones de las trampas, es un proceso isoentálpico con diferentes temperaturas y en el diagrama T-s (Temperatura vs. Entropía) se representa con una línea curva.



AUTOCAD

Ilustración 5.1.5 Proceso 17-18.

Ahora que se conocen las propiedades y las características para todos los estados, es posible dibujar el diagrama T-s, así es más fácil visualizar el ciclo completo, como se muestra a continuación.

CAPÍTULO 6

FRACCIÓN DE VAPOR EXTRAÍDO DE LA TURBINA EN CADA CICLO

6.1. Descripción

Para determinar las fracciones de vapor extraído, se consideró que no existen caídas de presión en los precalentadores, la caldera, el recalentador, y el condensador; y que el fluido sale de los precalentadores en condición de agua saturada.

Las fracciones de vapor extraídas de la turbina se determinan mediante los balances de flujo másico y de energía en cada uno de los precalentadores para el agua de alimentación. Estos calentadores son generalmente bien aislados por lo que las pérdidas de calor con sus alrededores se desprecian $\dot{Q} = 0$ y no existe ningún intercambio de trabajo en estos procesos $\dot{W} = 0$. Aplicando la primera ley de la termodinámica y despreciando las energías potencial y cinética, el balance de energía para los precalentadores está dado por:

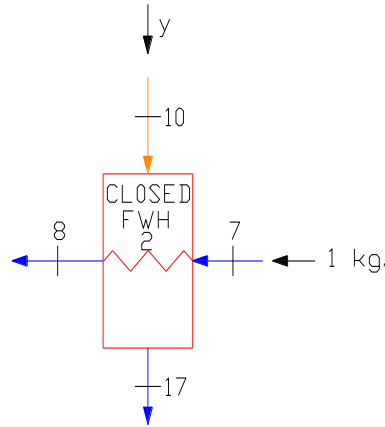
$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \rightarrow \sum_{entrada} \dot{m} \cdot h = \sum_{salida} \dot{m} \cdot h$$

Es más sencillo realizar el análisis de masa con un kilogramo (1 kg.) de vapor que sale de la caldera, y para cada una de las extracciones hacia los precalentadores se le asignó una letra como se muestra en la Ilustración 3.1.1. Para los precalentadores cerrados: para el número uno “b” y para el número dos: “y”, para los precalentadores abiertos: “j” para el número uno y “z” para el número dos, para la cantidad de vapor que se extrae para el recalentador se utiliza: “1-y-z” y el restante “1-y-z-j-b” es la fracción que se envía al condensador.

Para obtener el flujo másico real para cada una de las secciones, se debe multiplicar la fracción por el flujo másico total que pasa a través de la caldera \dot{m} .

6.2. Precalentador cerrado número dos (y)

Para analizar el precalentador, se separa del esquema general del sistema y se anotan los diferentes flujos másicos, como se muestra a continuación:



AUTOCAD

Ilustración 6.2.1 Diagrama del precalentador cerrado número dos para el análisis de energía.

Balace de energía:

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \rightarrow \sum_{entrada} \dot{m} \cdot h = \sum_{salida} \dot{m} \cdot h$$

Para el precalentado cerrado número dos se tiene que:

$$y \cdot (h_{10} - h_{17}) = 1 \cdot (h_8 - h_7)$$

Sustituyendo con los datos de la tabla 4.22.1:

$$y \cdot (3536,17 \text{ KJ./kg.} - 1363,7376 \text{ KJ./kg.}) = 1 \cdot (1358,1310 \text{ KJ./kg.} - 1277,3927 \text{ KJ./kg.})$$

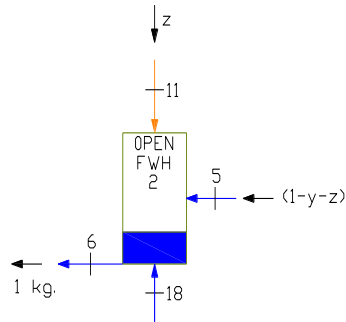
Resolviendo para y:

$$y = \frac{80,7383 \text{ KJ./kg.}}{2172,4324 \text{ KJ./kg.}}$$

La fracción de vapor extraído para el precalentador cerrado número dos es:

$$y = 0,037165$$

6.3. Precalentado abierto número dos (z):



AUTOCAD

Ilustración 6.3.1 Diagrama del precalentado abierto número dos para el análisis energético.

Balace de energía:

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \rightarrow \sum_{entrada} \dot{m} \cdot h = \sum_{salida} \dot{m} \cdot h$$

Para el precalentador abierto número dos:

$$z \cdot \dot{q}_{11} + (-y-z) \dot{h}_5 + y \dot{q}_{18} = 1 \cdot \dot{q}_6$$

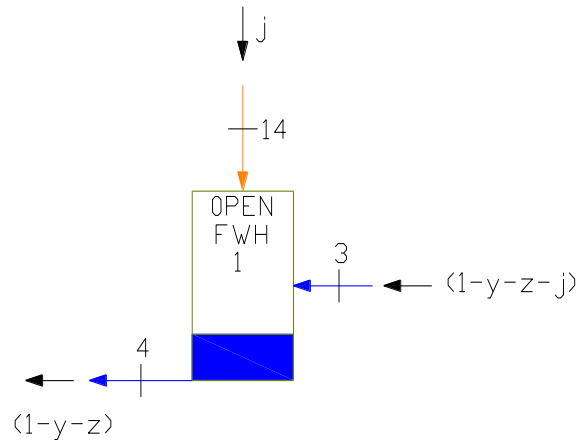
Sustituyendo con los datos de las tablas 4.22.1 y 6.8.1:

$$z \cdot \left(3458,69 \frac{KJ}{Kg} \right) + (-0,037165 - z) \cdot \left(1157,4831 \frac{KJ}{Kg} \right) + 0,037165 \cdot \left(1363,7376 \frac{KJ}{Kg} \right) = 1267,4211 \frac{KJ}{Kg}$$

Resolviendo la ecuación, la fracción de vapor extraído para el precalentador abierto número dos es:

$$z = 0,043928$$

6.4. Precalentador abierto número uno (j):



AUTOCAD

Ilustración 6.4.1 Diagrama del precalentador abierto número uno para el análisis de energía.

Balace de energía:

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \rightarrow \sum_{entrada} \dot{m} \cdot h = \sum_{salida} \dot{m} \cdot h$$

Para el precalentador abierto número uno:

$$j \cdot h_{14} + (1-y-z-j) \cdot h_3 = (1-y-z) \cdot h_4$$

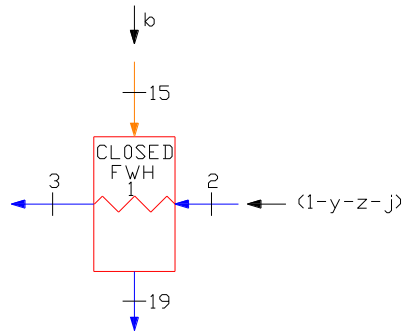
Sustituyendo con los datos de las tablas 4.22.1 y 6.8.1:

$$\begin{aligned} 3673,9904 \frac{KJ}{kg} \cdot j + (-0,037165 - 0,043928 - j) \cdot (1049,8657 \frac{KJ}{kg}) \\ = (-0,037165 - 0,043928) \cdot (1154,4724 \frac{KJ}{kg}) \end{aligned}$$

Resolviendo la ecuación, la fracción de vapor extraído para el precalentador abierto número uno es:

$$j = 0,036631$$

6.5. Precalentador cerrado número uno (b):



AUTOCAD

Ilustración 6.5.1 Diagrama del precalentador cerrado número uno para el análisis energético.

Balace de energía:

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \rightarrow \sum_{entrada} \dot{m} \cdot h = \sum_{salida} \dot{m} \cdot h$$

Para el precalentador cerrado número uno:

$$\left(-y - z - j \right) \cdot \dot{q}_2 + b \cdot \dot{q}_{15} = b \cdot \dot{q}_{19} + \left(-y - z - j \right) \cdot \dot{q}_3$$

Sustituyendo con los datos de las tablas 4.22.1 y 6.8.1:

$$\begin{aligned} & \left(-0,037165 - 0,043928 - 0,036631 \right) \cdot \left(197,8246 \frac{KJ}{kg} \right) + \left(3555,97 \frac{KJ}{kg} \right) \cdot b \\ & = \left(1049,7611 \frac{KJ}{kg} \right) \cdot b + \left(-0,037165 - 0,043928 - 0,036631 \right) \cdot \left(1049,8657 \frac{KJ}{kg} \right) \end{aligned}$$

Resolviendo la ecuación, la fracción de vapor extraído para el precalentador cerrado número uno es:

$$b = 0,29989$$

6.6. Recalentador (1-y-z)

La cantidad de vapor extraído para el recalentador, está dado por:

$$\dot{m}_{\text{recalentador}} = 1 - y - z$$

Utilizando los datos de la tabla 6.8.1:

$$\dot{m}_{\text{recalentador}} = 1 - 0,037165 - 0,043928$$

Resolviendo, la fracción de vapor extraído para el recalentador es:

$$\dot{m}_{\text{recalentador}} = 0,918907$$

6.7. Condensador (1-y-z-j-b)

La cantidad de vapor extraído para el condensador, está dado por:

$$\dot{m}_{\text{condensador}} = 1 - y - z - j - b$$

Sustituyendo con los datos de la tabla 6.8.1:

$$\dot{m}_{\text{condensador}} = 1 - 0,037165 - 0,043928 - 0,036631 - 0,29989$$

Restando, la fracción de vapor extraído para el condensador es:

$$\dot{m}_{\text{condensador}} = 0,582387$$

6.8. Resultados

Tabla 6.8.1 Fracciones de vapor extraído de la turbina por ciclo.

Equipo alimentado	Fracción de vapor extraído (%)
Precalentador cerrado número dos	3,7165
Precalentador abierto número dos	4,3928
Precalentador abierto número uno	3,6631
Precalentador cerrado número uno	29,9890
Recalentador	91,8907
Condensador	58,2387

CAPÍTULO 7

EFICIENCIA TÉRMICA DEL CICLO

7.1. Descripción

Para el análisis del ciclo de Rankine, es muy importante el cálculo de la eficiencia térmica que se define como la relación que existe entre la cantidad de calor que es absorbida por el sistema y el trabajo que se genera; también es una medida del buen o mal funcionamiento de la máquina térmica. La eficiencia térmica para el ciclo de Rankine está dada por⁴:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} \quad (7-1)$$

Donde:

η : Eficiencia del ciclo

q_{salida} : Calor entregado $\left(\frac{KJ}{kg}\right)$

$q_{entrada}$: Calor absorbido $\left(\frac{KJ}{kg}\right)$

w_{neto} : Trabajo neto $\left(\frac{KJ}{kg}\right)$

⁴ 555, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

7.2. Eficiencia del ciclo

Para obtener la cantidad de calor que es absorbido por el sistema, q_{in} es necesario analizar la caldera y el recalentador, que son los componentes del sistema en los que se añade calor al mismo. Al igual que en el capítulo 6, se realizaron los cálculos con un flujo másico unitario $1 \frac{kg}{s}$.

$$q_{entrada} = 1 \cdot (h_9 - h_8) + (1 - y - z) \cdot (h_{13} - h_{12})$$

Sustituyendo con los datos de las tablas 4.22.1 y 6.8.1:

$$q_{entrada} = 1 \cdot \left(3668,8538 \frac{KJ}{Kg} - 1358,1310 \frac{KJ}{Kg} \right) + \left[(-0,037165 - 0,046178) \cdot 3706,9923 \frac{KJ}{Kg} - 3387,77 \frac{KJ}{Kg} \right]$$

La cantidad de calor que es absorbido por el ciclo es:

$$q_{entrada} = 2603,3401 \frac{KJ}{kg}$$

Para obtener la cantidad de calor que es entregado por el sistema, q_{out} es necesario analizar el condensador tomando en cuenta las mismas consideraciones que se tomaron para la caldera y el recalentador.

$$q_{salida} = (-y - z - j - b) \cdot (h_{16} - h_{20}) - (-y - z - j) \cdot h_1$$

Utilizando los datos de las tablas 4.22.1 y 6.8.1:

$$q_{salida} = (-0,037165 - 0,046178 - 0,036541 - 0,299215) \cdot (2472,2066 \frac{KJ}{Kg}) + 0,299215 \cdot (1049,7611 \frac{KJ}{Kg}) - (-0,037165 - 0,046178 - 0,036541) \cdot (191,8334 \frac{KJ}{Kg})$$

Por lo tanto la cantidad de calor que es entregado por el ciclo es:

$$q_{salida} = 1585,3434 \frac{KJ}{Kg}$$

Utilizando la ecuación 7-1, la eficiencia térmica para el ciclo de Rankine de la planta generadora es:

$$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

Resolviendo,

$$\eta = 1 - \frac{1585,3434 \text{ KJ./Kg.}}{2603,3401 \text{ KJ./Kg.}}$$

$$\eta = 1 - 0,608965$$

$$\eta = 0,391035$$

En términos de porcentaje,

$$\eta = 0,391035 \cdot 100 = 39,1035 \%$$

7.3. Resultados

La eficiencia térmica para la planta generadora con las condiciones dadas es de: 39,1035%, lo que quiere decir que la planta convierte 39 por ciento del calor que recibe en trabajo.

CAPÍTULO 8

FLUJO MÁSIICO

8.1. Flujo másico del ciclo

Para realizar el diseño de los diferentes intercambiadores de calor se requiere conocer el flujo másico de vapor que pasa a través de la caldera y las fracciones de las extracciones de la turbina. Así es posible calcular la cantidad real de vapor que pasa a través de cada uno de los intercambiadores de calor.

De la ecuación 7-1,

$$\eta = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{entrada}}{q_{salida}}$$

$$w_{neto} = q_{entrada} - q_{salida}$$

Utilizando los valores calculados en el capítulo 7:

$$w_{neto} = 2603,3401 \text{ KJ./Kg.} - 1585,3434 \text{ KJ./Kg.}$$

El trabajo neto producido por el ciclo es:

$$w_{neto} = 1017,9967 \text{ KJ./Kg.}$$

La potencia producida por la planta está dada por la siguiente relación⁵:

$$\dot{W}_{neto} = \dot{m}_{ciclo} \cdot w_{neto}$$

5

Pág... 560, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

Donde:

\dot{W}_{neto} : Potencia producida por la planta (KW.)

\dot{m}_{ciclo} : Flujo másico del ciclo (Kg/s)

w_{neto} : Trabajo neto producido (KJ/kg .)

Sustituyendo,

$$130000 \text{ KW} = \dot{m}_{ciclo} \cdot 1017,9967 \text{ KJ}/\text{Kg}.$$

El flujo másico total para la plana es:

$$\dot{m}_{ciclo} = 127,7018 \text{ Kg}/\text{s}$$

8.2. Flujo másico para cada estado

En la Ilustración 3.1.1, se muestran las fracciones de vapor que deben ir por cada una de las líneas, para obtener los flujos másicos para cada estado es necesario multiplicar la fracción por el flujo másico total del ciclo, como se muestra a continuación:

$$\dot{m}_{12} = (y + z) \dot{m}_{ciclo}$$

Sustituyendo con los datos de las tablas 4.22.1 y 6.8.1:

$$\dot{m}_{12} = (0,037165 + 0,043928) 127,7018 \text{ kg}/\text{s}$$

$$\dot{m}_{12} = 117,3461 \text{ kg}/\text{s}$$

8.3. Resultados

Tabla 8.3.1 Flujos máxicos para los diferentes estados

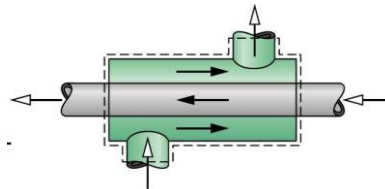
Estado	Flujo Máxico $\frac{kg}{s}$
1	112,6683
2	112,6683
3	112,6683
4	117,3461
5	117,3461
6	127,7018
7	127,7018
8	127,7018
9	127,7018
10	4,7460
11	5,6096
12	117,3461
13	117,3461
14	4,6778
15	38,2964
16	74,3719
17	4,7460
18	4,7460
19	38,2964
20	38,2964

CAPÍTULO 9

DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

9.1. Descripción

Para el diseño de los intercambiadores de calor (los precalentadores cerrados y el recalentador) se utilizaron intercambiadores de contra flujo, en el que el flujo caliente se mueve en dirección contraria al flujo frío, como se puede ver en la Ilustración 9.1.1.



<http://smirnov.mae.wvu.edu/courses/mae320/figs/F4-12.jpg>

Ilustración 9.1.1 Esquema de un intercambiador de calor de contra flujo

El método utilizado para el diseño de los intercambiadores es el de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD, por sus siglas en inglés). Para ello es importante conocer las temperaturas de entrada y salida de los fluidos (lado caliente y lado frío), el coeficiente global de transferencia de calor y al menos una característica del área, por lo que se van a asumir un diámetro de 25 mm para el tubo interior ϕ_i y 45 mm para el tubo exterior ϕ_o , por último se aplica la siguiente ecuación:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad 9-1$$

Donde,

q : Cantidad de calor transferido entre el flujo caliente y el flujo frío $[W]$.

U : Coeficiente global de transferencia de calor $[W/m^2 \cdot K]$.

$$A = \pi \cdot d \cdot L$$

9-2

Donde,

A : Área de transferencia de calor (m^2)

π : Pi (3,1416)

d : Diámetro (m)

L : Longitud del tubo (m)

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

9-3

Donde,

ΔT_{ml} : Diferencia de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e}$$

Donde,

T : Temperatura

$_f$: Flujo frío

$_c$: Flujo caliente

$_e$: Entrada

$_s$: Salida

Para el caso de la caldera y el condensador, se utilizaron otros métodos que se explicarán en sus respectivas secciones.

9.2. Precalentador cerrado número uno

9.2.1. Coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor se necesita obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección para el flujo frío \dot{Q}_i y para el flujo caliente \dot{Q}_o ; se debe aplicar la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_i} = \frac{1}{U_o} \quad 9-4$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o} \quad 9-5$$

En la ecuación 9-5, el segundo y el cuarto término corresponden a las pérdidas por fricción de las superficies y el tercer término es debido a la conducción que se da en el tubo, todos los anteriores se desprecian porque sus valores son extremadamente pequeños en comparación con los coeficientes de transferencia de calor. Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se puede calcular con la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad 9-6$$

Como se mencionó antes, es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección para el flujo frío como para el flujo caliente.

Flujo Frío

De las tablas 4.22.1 y 8.3.1 se obtienen los siguientes datos

$$\dot{m}_f = 112,67 \text{ Kg./s}$$

$$T_{f,e} = 46,28^\circ\text{C}$$

$$T_{f,s} = 242,54^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_f = \frac{T_{f,e} + T_{f,s}}{2} = 144,41^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua⁶ @ 144,41°C

$$C_p = 4,28 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1,90 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

$$k = 6,90 \times 10^{-4} \text{ KW} / \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$$

Número de Prandtl

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

$$\text{Pr} = \frac{4,28 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 1,90 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2}{6,90 \times 10^{-4} \text{ KW} / \text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Pr} = 1,18$$

Número de Reynolds

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

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 112,67 \text{ Kg} \cdot \text{s}}{\pi \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 1,90 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2}$$

$$\text{Re} = 3,02 \times 10^7$$

Debido a que $\text{Re} > 3000$, el flujo es turbulento, por ello, el número de Nusselt se calcula de la siguiente manera:

⁶ Obtenido del software "STEAM PROPERTIES".

Número de Nusselt⁷

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

$$Nu = 0,023 \cdot (6,02 \times 10^7)^{4/5} \cdot (18)^{0,4}$$

$$Nu = 2,37 \times 10^4$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección para el flujo frío:

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

$$h_i = \frac{2,37 \times 10^4 \cdot 6,90 \times 10^{-4} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}}{25 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_i = 654 \text{ KW/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Flujo caliente

De las tablas 4.22.1 y 8.3.1 se obtienen los siguientes datos

$$\dot{m}_c = 38,30 \text{ Kg/s}$$

$$T_{c,e} = 546,72 \text{ °C}$$

$$T_{c,s} = 242,54 \text{ °C}$$

$$\bar{T}_c = \frac{T_{c,e} + T_{c,s}}{2} = 394,63 \text{ °C}$$

Propiedades del vapor⁸ @ 394,63°C

$$C_p = 2,31 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°C}$$

$$\mu = 2,40 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

$$k = 5,70 \times 10^{-5} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}$$

⁷ Pág... 444 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999.

⁸ Obtenida del "STEAM PROPERTIES".

Número de Prandtl

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

$$Pr = \frac{2,31 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°C} \cdot 2,40 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2}{5,70 \times 10^{-5} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}}$$

$$Pr = 0,973$$

Número de Reynolds

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

$$Re = \frac{4 \cdot 38,30 \text{ Kg/s}}{\pi \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ m} + 45 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 2,40 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2}$$

$$Re = 2,90 \times 10^7$$

Debido a que $Re > 3000$, el flujo es turbulento; por ello el número de Nusselt se calcula de la siguiente manera:

Número de Nusselt⁹

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

$$Nu = 0,023 \cdot (2,90 \times 10^7)^{4/5} \cdot (0,973)^{0,3}$$

$$Nu = 2,13 \times 10^4$$

⁹ Pág... 444 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999.

Coeficiente de transferencia de calor por convección para el flujo caliente:

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

$$h_o = \frac{2,13 \times 10^4 \cdot 6,90 \times 10^{-4} \text{ KW/m}^\circ\text{C}}{(5 - 25) \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_o = 60,7 \text{ KW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Utilizando la ecuación 9-6, el coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{654 \text{ KW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} + \frac{1}{60,7 \text{ KW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}}$$

$$U = 55,5 \text{ KW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

9.2.2. Diferencia de temperatura media logarítmica.

De la ecuación 9-3 se puede obtener la diferencia de temperatura media logarítmica.

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

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e}$$

$$\Delta T_1 = 546,72^\circ\text{C} - 242,54^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 304,18^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 242,54^\circ\text{C} - 46,28^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 196,26^\circ\text{C}$$

Luego,

$$\Delta T_{ml} = \frac{196,26^{\circ}\text{C} - 304,18^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{196,26^{\circ}\text{C}}{304,18^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 246,29^{\circ}\text{C}$$

Transferencia de calor del fluido caliente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot (h_{15} - h_{19})$$

$$\dot{Q} = 38,30 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (555,97 - 1049,7611) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q} = 95987,8009 \text{ KW}$$

Longitud del tubo

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$$

$$\dot{Q} = U \cdot D_i \cdot \pi \cdot L \cdot \Delta T_{ml}$$

$$L = \frac{\dot{Q}}{U \cdot D_i \cdot \pi \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$L = \frac{95987,8009 \text{ KW}}{5,55 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot 25 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \pi \cdot 246,29^{\circ}\text{C}}$$

$$L = 89,34 \text{ m.}$$

9.3. Precalentador cerrado número dos:

9.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor se necesita obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección para el flujo frío \dot{Q}_i y para el flujo caliente \dot{Q}_o , con la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

Como se mencionó antes, es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor tanto para el flujo frío como para el flujo caliente.

Flujo frío

De las tablas 4.22.1 y 8.3.1 se obtienen los siguientes datos

$$\dot{m}_f = 127,70 \text{ Kg./s}$$

$$T_{f,e} = 288,19 \text{ C}$$

$$T_{f,s} = 303,31 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_f = \frac{T_{f,e} + T_{f,s}}{2} = 295,75 \text{ }^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua¹⁰ @ 295,75°C

$$C_p = 5,43 \text{ KJ/Kg.} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu = 8,90 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

$$k = 5,60 \times 10^{-4} \text{ KW/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

¹⁰ Obtenido del "STEAM PROPERTIES".

Número de Prandtl

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

$$\text{Pr} = \frac{5,43 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{°C} \cdot 8,90 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2}{5,60 \times 10^{-4} \text{ KW} / \text{m} \cdot \text{°C}}$$

$$\text{Pr} = 0,863$$

Número de Reynolds

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

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 127,70 \text{ Kg} \cdot \text{s}}{\pi \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 8,90 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2}$$

$$\text{Re} = 7,31 \times 10^7$$

Debido a que $\text{Re} > 3000$, el flujo es turbulento; por ello el número de Nusselt se calcula de la siguiente manera:

Número de Nusselt¹¹

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

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot (7,31 \times 10^7)^{4/5} \cdot (0,863)^{0,4}$$

$$\text{Nu} = 4,24 \times 10^4$$

¹¹ Pág... 444 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999.

Coeficiente de transferencia de calor por convección para el flujo frío:

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

$$h_i = \frac{4,24 \times 10^4 \cdot 5,60 \times 10^{-4} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}}{25 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_i = 949 \text{ KW/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Flujo caliente

De las tablas 4.22.1 y 8.3.1 se obtienen los siguientes datos

$$\dot{m}_h = 4,75 \text{ Kg./s}$$

$$T_{h,i} = 560,82 \text{ °C}$$

$$T_{h,o} = 303,31 \text{ °C}$$

$$\bar{T}_h = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = 432,06 \text{ °C}$$

Propiedades del vapor @ 432,06°C

$$C_p = 2,71 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°C}$$

$$\mu = 2,60 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

$$k = 6,80 \times 10^{-5} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}$$

Número de Prandtl

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

$$Pr = \frac{2,71 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°C} \cdot 2,60 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2}{6,80 \times 10^{-5} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}}$$

$$Pr = 1,04$$

Número de Reynolds

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

$$Re = \frac{4 \cdot 4,75 \frac{Kg}{s}}{\pi \cdot (5 \times 10^{-3} m + 45 \times 10^{-3} m) \cdot 2,60 \times 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}}$$

$$Re = 3,32 \times 10^6$$

Debido a que $Re > 3000$, el flujo es turbulento; por ello, el número de Nusselt se calcula de la siguiente manera:

Número de Nusselt¹²

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

$$Nu = 0,023 \cdot (3,32 \times 10^6)^{4/5} \cdot 0,04^{0,3}$$

$$Nu = 3,38 \times 10^3$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección para el flujo caliente:

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

$$h_o = \frac{3,38 \times 10^3 \cdot 6,80 \times 10^{-5} \frac{KW}{m \cdot ^\circ C}}{(5 - 25) \times 10^{-3} m}$$

$$h_o = 13,0 \frac{KW}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

¹² Pág... 444 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999.

Utilizando la ecuación 9-6 se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{949 \text{ KW}/\text{m}^2 \cdot \text{°C}} + \frac{1}{13,0 \text{ KW}/\text{m}^2 \cdot \text{°C}}}$$

$$U = 12,8 \text{ KW}/\text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

9.3.2. Diferencia de temperatura media logarítmica.

De la ecuación 9-3 se puede obtener la diferencia de temperatura media logarítmica.

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

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e}$$

$$\Delta T_1 = 560,82^\circ\text{C} - 303,31^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 257,51^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 303,31^\circ\text{C} - 288,19^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 15,12^\circ\text{C}$$

Entonces se tiene que,

$$\Delta T_{ml} = \frac{15,12^\circ\text{C} - 257,51^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{15,12^\circ\text{C}}{257,51^\circ\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 85,50^\circ\text{C}$$

Transferencia de calor del fluido caliente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot (h_{10} - h_{17})$$

$$\dot{Q} = 4,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (536,17 - 1049,7611) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q} = 11810,4423 \text{ KW}$$

Longitud del tubo

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$$

$$\dot{Q} = U \cdot D_i \cdot \pi \cdot L \cdot \Delta T_{ml}$$

$$L = \frac{\dot{Q}}{U \cdot D_i \cdot \pi \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$L = \frac{11810,4423 \text{ KW}}{128 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 25 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \pi \cdot 85,50^\circ\text{C}}$$

$$L = 136,88 \text{ m}$$

9.4. Recalentador

Para poder realizar el diseño del recalentador fue necesario calcular el flujo másico de los gases de combustión (\dot{m}_{gc}). Para este análisis, la temperatura de entrada de los gases al intercambiador de calor es de 1020°C y la temperatura de salida es de 1005°C; ahora se calcula la temperatura promedio para obtener las propiedades con las que se va a trabajar.

$$\bar{T} = \frac{(1020 + 273) K + (1005 + 273) K}{2}$$

$$\bar{T} = 1285,65 K$$

Con esta temperatura fue posible obtener el calor específico de los gases de combustión que se tomaron con condiciones similares a las de los gases ideales, para ello se utilizó la ilustración A.4, y se interpoló para obtener los datos requeridos.

$$C_{p@1285,65 K} = 1,18699 \text{ KJ/kg} \cdot K$$

Aplicando el análisis de energía:

$$\dot{Q}_{recalentador} = \dot{m}_{gc} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_{ciclo} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{gc} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_{gc} = \frac{\dot{m}_{ciclo} \cdot (h_3 - h_2)}{C_{p@1285,65 K} \cdot \Delta T}$$

Sustituyendo con los valores de las tablas 4.1, 6.1, y de los datos del capítulo 7, se tiene:

$$\dot{m}_{gc} = \frac{(-0,037165 - 0,043928) \cdot 127,7018 \text{ kg/s} \cdot (3706,9923 \text{ KJ/kg} - 3387,7226 \text{ KJ/kg})}{1,18699 \text{ KJ/kg} \cdot K \cdot (293 - 1278) K}$$

$$\dot{m}_{gc} = \frac{37465,0660 \text{ KJ/s}}{17,8049 \text{ KJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_h = 2098,8833 \text{ kg/s}$$

Este valor es el flujo de masa para el fluido caliente. Para el flujo frío:

$$\dot{m}_{ciclo} \cdot (-y - z) = \dot{m}_f$$

$$127,7018 \text{ kg/s} \cdot (-0,037165 - 0,043928) = \dot{m}_f$$

$$117,3461 \text{ kg/s} = \dot{m}_f$$

9.4.1. Coeficiente global de transferencia de calor

Flujo Frío

De las tablas 4.22.1 y 8.3.1 se obtienen los siguientes datos

$$\dot{m}_f = 117,35 \text{ Kg/s}$$

$$T_{f,e} = 482,77^\circ\text{C}$$

$$T_{f,s} = 620,00^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_f = \frac{T_{f,e} + T_{f,s}}{2} = 551,39^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua @ 551,39°C

$$C_p = 2,32 \text{ KJ/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

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

$$k = 7,70 \times 10^{-5} \text{ KW/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

Número de Prandtl

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

$$\text{Pr} = \frac{2,32 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°C} \cdot 3,10 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2}{7,70 \times 10^{-5} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}}$$

$$\text{Pr} = 0,935$$

Número de Reynolds

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

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 117,35 \text{ Kg/s}}{\pi \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 3,10 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2}$$

$$\text{Re} = 1,93 \times 10^8$$

Debido a que $\text{Re} > 3000$, el flujo es turbulento, por ello, el número de Nusselt se calcula de la siguiente manera:

Número de Nusselt¹³

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

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot (1,93 \times 10^8)^{4/5} \cdot (0,935)^{0,4}$$

$$\text{Nu} = 9,51 \times 10^4$$

¹³ Pág. 444 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999.

Coefficiente de transferencia de calor por convección para el fluido frío:

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

$$h_i = \frac{9,51 \times 10^4 \cdot 7,70 \times 10^{-5} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}}{25 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_i = 293 \text{ KW/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Gases de combustión

$$\dot{m}_c = 2098,88 \text{ Kg./s}$$

$$T_{c,e} = 1020 \text{ °C}$$

$$T_{c,s} = 1005 \text{ °C}$$

$$\bar{T}_c = \frac{T_{c,e} + T_{c,s}}{2} = 1012,5 \text{ °C}$$

Propiedades de los gases ideales @ 1012,5°C

$$C_p = 1,19 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°C}$$

$$\mu = 4,93 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

$$k = 8,12 \times 10^{-2} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}$$

Número de Prandtl

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

$$Pr = \frac{1,19 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°C} \cdot 4,93 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2}{8,12 \times 10^{-2} \text{ KW/m} \cdot \text{°C}}$$

$$Pr = 0,72$$

Número de Reynolds

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

$$Re = \frac{4 \cdot 2098,88 \frac{Kg}{s}}{\pi \cdot (5 \times 10^{-3} m + 45 \times 10^{-3} m) \cdot 4,93 \times 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}}$$

$$Re = 7,75 \times 10^8$$

Debido a que $Re > 3000$, el flujo es turbulento; por ello, el número de Nusselt se calcula de la siguiente manera:

Número de Nusselt¹⁴

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

$$Nu = 0,023 \cdot (7,75 \times 10^8)^{4/5} \cdot (0,72)^{0,3}$$

$$Nu = 2,69 \times 10^5$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección para el fluido caliente:

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

$$h_o = \frac{2,69 \times 10^5 \cdot 8,12 \times 10^{-2} \frac{KW}{m \cdot ^\circ C}}{(5 - 25) \times 10^{-3} m}$$

$$h_o = 1,09 \times 10^6 \frac{KW}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

¹⁴ Pág... 444 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999.

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{293 \text{ KW}/\text{m}^2 \cdot \text{°C}} + \frac{1}{1,09 \times 10^6 \text{ KW}/\text{m}^2 \cdot \text{°C}}}$$

$$U = 293 \text{ KW}/\text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

9.4.2. Diferencia de temperatura media logarítmica.

De la ecuación 9-3 se puede obtener la diferencia de temperatura media logarítmica.

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

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e}$$

$$\Delta T_1 = 1020 \text{ °C} - 620 \text{ °C}$$

$$\Delta T_1 = 400 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = 1005 \text{ °C} - 482,77 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = 522,23 \text{ °C}$$

Por lo tanto,

$$\Delta T_{ml} = \frac{522,23 \text{ °C} - 400 \text{ °C}}{\ln\left(\frac{522,23 \text{ °C}}{400 \text{ °C}}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 458,40 \text{ °C}$$

Cantidad de calor transferida al vapor

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 \cdot (h_{13} - h_{12})$$

$$\dot{Q} = 117,35 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (706,9923 - 3387,7226) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q} = 37465,10 \text{ KW}$$

Longitud del tubo

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$$

$$\dot{Q} = U \cdot D_i \cdot \pi \cdot L \cdot \Delta T_{ml}$$

$$L = \frac{\dot{Q}}{U \cdot D_i \cdot \pi \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$L = \frac{37465,10 \text{ KW}}{293 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 25 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \pi \cdot 458,40^\circ\text{C}}$$

$$L = 3,55 \text{ m}$$

9.5. Condensador

Para el diseño del condensador se aplicó el método para la condensación de película en sistemas radiales, ya que la configuración seleccionada para este diseño consiste en varios tubos de 10 mm de diámetro internos colocados de forma horizontal.

Para obtener el número de tubos para el condensador se requieren las propiedades del agua de enfriamiento y del vapor.

Propiedades del agua de enfriamiento @ 17°C

$$T = 17^{\circ}C$$

$$\rho_l = 1000 \text{ kg/m}^3$$

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

$$k_l = 1,8 \times 10^{-5} \text{ KW/m}\cdot\text{K}$$

$$C_{p,l} = 4,1843 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$$

Propiedades del vapor @ 45,8328°C

$$T_{Sat} = 45,8328^{\circ}C$$

$$\rho_s = 0,06815 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{fg} = 2392,9556 \text{ KJ/kg}$$

$$P = 10 \text{ kPa}$$

Para calcular el número de tubos es necesario obtener el coeficiente de convección promedio¹⁵.

$$\bar{h}_D = 0,729 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_s) \cdot k_l^3 \cdot h'_{fg}}{\mu_l \cdot (T_{Sat} - T_\infty) \cdot D} \right]^{1/4} \quad 9-7$$

Para obtener h'_{fg} es necesario aplicar la siguiente expresión¹⁶:

$$h'_{fg} = h_{fg} \cdot (1 + 0,68 \cdot Ja) \quad 9-8$$

Además, el número de Jakob está dado por:

$$Ja = \frac{C_{p,l} \cdot (T_{Sat} - T_\infty)}{h_{fg}} \quad 9-9$$

Resolviendo las ecuaciones 9-9, 9-7, y 9-8:

$$Ja = \frac{4,1843 \text{ KJ/kg-K} \cdot (5,8328 - 17) \text{ K}}{2392,9556 \text{ KJ/kg}}$$

$$Ja = 0,050417$$

$$h'_{fg} = 2392,9556 \times 10^3 \text{ J/kg} \cdot (1 + 0,68 \cdot 0,050417)$$

$$h'_{fg} = 2,47458 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$\bar{h}_D = 0,729 \cdot \left[\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot (1000 - 0,06815) \text{ kg/m}^3 \cdot (8 \times 10^{-5})^3 \cdot 2,47458 \text{ J/kg}}{9,6 \times 10^{-6} \text{ N-s/m}^2 \cdot (5,8328 - 17) \text{ K} \cdot 10 \times 10^{-3} \text{ m}} \right]^{1/4}$$

$$\bar{h}_D = 2117,9967 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

¹⁵ Pág. 565 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999.

¹⁶ Pág... 559 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999

Utilizando la ley de enfriamiento de Newton:

$$L = \frac{\dot{m}_1 \cdot h'_{fg}}{\pi \cdot D \cdot \bar{h}_D \cdot (T_{sat} - T_s)}$$

$$L = \frac{112,6683 \frac{kg}{s} \cdot 4,27458 \times 10^6 \frac{J}{kg}}{\pi \cdot 10 \times 10^{-3} m \cdot 2117,9967 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (5,8328 - 17) K}$$

$$L = 145325 m$$

Usando 15000 tubos,

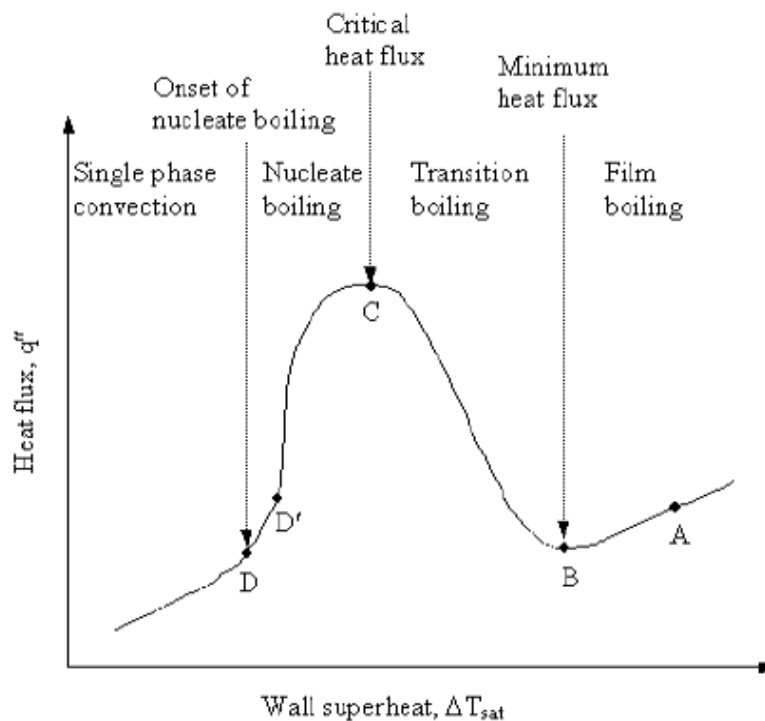
$$L = \frac{145325}{15000} = 9,68835 m$$

Para el condensador se van a utilizar 15000 tubos de 10 m de largo y con un diámetro de 10 mm.

9.6. Caldera

Para la caldera, es necesario analizar los diferentes efectos que se producen a la hora del proceso de ebullición del agua; primero la ebullición de alberca y luego la ebullición por convección forzada; esto debido a que el fluido se encuentra a cierta presión dentro de la caldera.

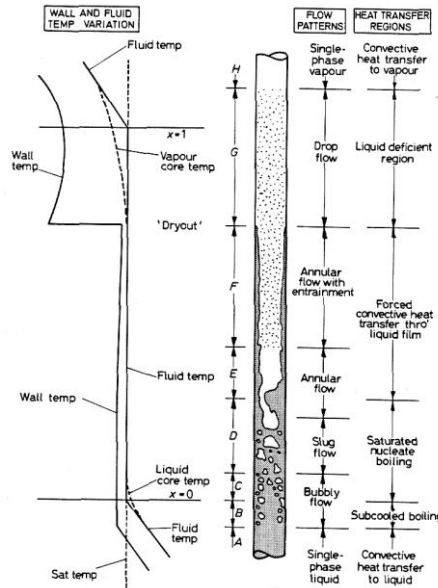
En el proceso de ebullición de alberca, existen diferentes modos o fases, el primero es el llamado ebullición de convección libre. El segundo es denominado ebullición nucleada; y, luego viene el punto crítico, que se da aproximadamente cuando la diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie de la pared es de 30°C . Este es el punto máximo que se puede utilizar para realizar un diseño, porque un valor mayor podría ocasionar que la resistencia del material falle.



www.mech.ubc.ca

Ilustración 9.6.1 Curva de ebullición alberca.

Debido a que el vapor que se necesita a la salida de la caldera debe estar en condición de vapor sobrecalentado, es necesario recalentar el vapor; y para ello es necesario aplicar la ebullición de dos fases, como se muestra en la Ilustración 9.6.1, para este tipo de ebullición existen diferentes regímenes.



wins.engr.wisc.edu

Ilustración 9.6.2 Regímenes para la ebullición por convección forzada.

Existen varias diferentes teorías para este fenómeno; en este caso se tomó en cuenta la aproximación que hace Cengel en su libro¹⁷.

Para ello,

$$Q_{entrada} = q \cdot A \quad 9-10$$

$$q = q_{forzado} + q_{alberca} \quad 9-11$$

Se asumen tubos de 25 mm de diámetro y una aceleración de la gravedad de $9,28 \frac{m}{s^2}$.

¹⁷Cengel, Yunus A. HEAT TRANSFER: A Practical Approach. 2nd Ed. Mc Graw Hill, 2002.

Como se dijo antes, es peligroso utilizar el máximo flujo de calor para la condición de ebullición en alberca; es por eso que se realizaron los cálculos con una diferencia menor. Para este caso es de 29°C, por lo que el flujo de calor para la condición de ebullición en alberca está dada por¹⁸:

$$q_{boiling} = 0,149 \cdot h_{fg} \cdot \rho_s \cdot \left[\frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_s)}{\rho_s^2} \right]^{1/4} \quad 9-12$$

Las propiedades del fluido a la temperatura de saturación son:

$$C_p = 5,6361$$

$$\mu = 8,6 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

$$k = 5,5 \times 10^{-4} \text{ KW} / \text{m} \cdot \text{K}$$

$$h_{fg} = 1103,1256 \text{ KJ} / \text{kg}$$

$$\rho_s = 82,6446 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\rho_l = 625 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$T_{sat} = 333,7773 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\sigma = 6,90677 \text{ N} / \text{m}^2$$

Sustituyendo en el ecuación 9-12

$$q_{alberca} = 0,149 \cdot 1103,1256 \text{ KJ} / \text{kg} \cdot 82,6446 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot \left[\frac{6,90677 \text{ N} / \text{m}^2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot (625 - 82,6446) \text{ kg} / \text{m}^3}{(82,6446 \text{ kg} / \text{m}^3)^2} \right]^{1/4}$$

$$q_{alberca} = 20688,3 \text{ KW} / \text{m}^2$$

¹⁸ Pág... 545

Para la condición de ebullición por convección forzada se utiliza la siguiente ecuación,

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

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Número de Prandtl

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

$$Pr = \frac{5,6361 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{K} \cdot 8,6 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2}{5,5 \times 10^{-4} \text{ KW/m} \cdot \text{K}}$$

$$Pr = 0,881281$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{ciclo}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 127,7018 \text{ Kg/s}}{\pi \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 8,6 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2}$$

$$Re = 7,56256 \times 10^7$$

Debido a que $Re > 3000$, el flujo es turbulento, por ello, el número de Nusselt se calcula de la siguiente manera:

Número de Nusselt¹⁹

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

$$Nu = 0,023 \cdot (7,56256 \times 10^7)^{4/5} \cdot (0,881281)^{0,4}$$

$$Nu = 43924,6860$$

¹⁹ Pág... 444 Incropera, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4th Ed. México: Prentice Hall, 1999

Coeficiente de transferencia de calor por convección:

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

$$h = \frac{43924,6860 \cdot 5,5 \times 10^{-4} \text{ KW/m-K}}{25 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h = 966,343 \text{ KW/m}^2 \text{ - K}$$

Entonces,

$$q_{\text{forzado}} = h \cdot \Delta T$$

$$q_{\text{forzado}} = 966,343 \text{ KW/m}^2 \text{ - K} \cdot 29 \text{ K}$$

$$q_{\text{forzado}} = 28023,9 \text{ KW/m}^2$$

Usando la ecuación 9-11

$$q = 28023,9 \text{ KW/m}^2 + 20688,3 \text{ KW/m}^2$$

$$q = 48712,3 \text{ KW/m}^2$$

Resolviendo la ecuación 9-10

$$Q_{\text{entrada}} = q \cdot A$$

$$Q_{\text{entrada}} = q \cdot \pi \cdot D \cdot L$$

Despejando L

$$L = \frac{Q_{entrada}}{q \cdot \pi \cdot D}$$

$$L = \frac{\dot{m}_{ciclo} \cdot (h_9 - h_8)}{q \cdot \pi \cdot D}$$

$$L = \frac{127,7018 \frac{kg}{s} \cdot (668,8538 - 1358,1310) \frac{KJ}{kg}}{48712,3 \frac{KW}{m^2} \cdot \pi \cdot 25 \times 10^{-3} m}$$

$$L = 77,1288 m.$$

La longitud del tubo para la caldera debe ser de 78 m.

CAPÍTULO 10

TASA DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y DE AIRE

10.1. Descripción

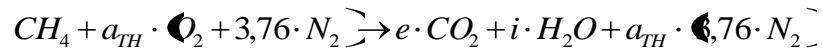
La combustión es una reacción química en la que un combustible se oxida lo cual provoca la liberación de una gran cantidad de energía. Debido a ello es necesaria la presencia de un elemento oxidante; el más común es el aire que es gratis y se encuentra en todo lugar. El aire seco se compone principalmente de nitrógeno (N_2) y oxígeno (O_2), y aproximadamente se encuentran en proporción de 21 por ciento de oxígeno y 79 por ciento de nitrógeno por kilo mole de aire. Por lo tanto, por cada kilo mole de oxígeno hay 3,76 kilo moles de nitrógeno para producir 4,76 kilo mole de aire.

El proceso de combustión se considera como completo, debido a que todo el carbón que contiene el combustible es quemado como CO_2 , y todo el hidrógeno es convertido en H_2O . El combustible empleado es gas natural, que es una mezcla de metano con pequeñas cantidades de otros gases²⁰, por lo que para el estudio de la reacción química se va a utilizar metano como combustible (CH_4).

²⁰ Pág... 752, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

10.2. Proceso teórico de combustión:

Es conocido como combustión estequiométrica y ocurre cuando el combustible es quemado en su totalidad con la cantidad de aire teórica o estequiométrica; para el metano la cantidad teórica de aire se obtiene así:



Donde:

a_{TH} : Es el coeficiente estequiométrico para el aire.

e, i : representan los coeficientes para los gases en los productos.

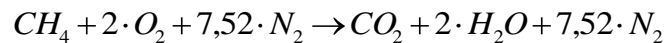
Debido al principio de la conservación de la masa, que dice que tanto en el lado de los reactantes como en el de los productos debe haber la misma cantidad de masa o moles de las correspondientes sustancias.

$$C: \quad 1 = e$$

$$H_2: \quad 2 = i$$

$$O_2: \quad a_{TH} = 1 + 1 = 2$$

Sustituyendo, se obtiene la reacción teórica para este proceso.



10.3. Temperatura adiabática de la flama

Cuando la combustión teórica ocurre, se obtiene la temperatura adiabática de la flama, que es la máxima temperatura que los productos pueden alcanzar; si el trabajo producido y las pérdidas de calor a los alrededores son despreciables, entonces se tiene que:

$$\sum N_p \cdot (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o) = \sum N_r \cdot (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o) \quad (10-1)$$

Donde:

\bar{h}_f^o : Entalpía de formación con respecto al estado de referencia (kJ/kmol) .

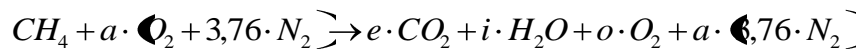
\bar{h}^o : Entalpía sensible para el estado de referencia (kJ/kmol) .

\bar{h} : Entalpía sensible para el estado específico (kJ/kmol) .

El antes mencionado estado de referencia corresponde a 1 atm. y 25°C, y el estado específico se refiere a las propiedades en las que se encuentran los productos o los reactantes (presión y temperatura).

Controlando el exceso de aire en el proceso de combustión, se puede controlar la temperatura máxima de los productos dentro de la cámara de combustión, debido a que la temperatura de los gases de combustión fue dada, (1020°C) es posible calcular la cantidad real de exceso de aire.

La nueva reacción con exceso de aire es:



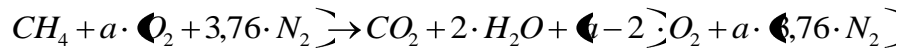
Aplicando el balance de masa

$$C: \quad 1 = e$$

$$H_2: \quad 2 = i$$

$$O_2: \quad a = 1 + 1 + o \Rightarrow o = a - 2$$

La ecuación balanceada es:



Utilizando la ecuación 9-1

$$\sum N_p \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o \right) = \sum N_r \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o \right)$$

$$N_{CO_2} \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h}_{1293K} - \bar{h}^o_{298K} \right) + N_{H_2O} \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h}_{1293K} - \bar{h}^o_{298K} \right) + N_{O_2} \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h}_{1293K} - \bar{h}^o_{298K} \right) + N_{N_2} \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h}_{1293K} - \bar{h}^o_{298K} \right) = N_{CH_4} \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h}_{298K} - \bar{h}^o_{298K} \right) + N_{O_2} \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h}_{298K} - \bar{h}^o_{298K} \right) + N_{N_2} \cdot \left(\bar{h}_f^o + \bar{h}_{298K} - \bar{h}^o_{298K} \right) \quad (10-2)$$

Tabla 10.3.1 Entalpías de formación y entalpías sensibles para las diferentes sustancias y temperaturas.

Sustancia	\bar{h}_f^o (kJ/kmol) ²¹	\bar{h}_{298K} (kJ/kmol) ²²	\bar{h}_{1293K} (kJ/kmol) ²³
CH ₄	-74850	-	-
O ₂	0	8682	41786,0575
N ₂	0	8669	39936,4150
H ₂ O(g)	-241820	9904	48500,4625
CO ₂	-393520	9364	59131,2075

²¹ Datos obtenidos de la tabla A-26 Pág... 924, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

²² Datos obtenidos de las tablas A-18, A-19, A-20, and A-22 Págs. 912-923, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

²³ Datos obtenidos interpolando de las tablas A-18, A-19, A-20, and A-22 Págs. 912-923, Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

Sustituyendo con los valores de la tabla 10-1 en la ecuación 10-2

$$\begin{aligned}
 & \left[1 \text{ kmol}_{\text{CO}_2} \cdot \left(-393520 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{CO}_2} + 59131,2075 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{CO}_2} - 9364 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{CO}_2} \right) \right] + \\
 & \left[2 \text{ kmol}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \left(-241820 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}} + 48500,4625 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}} - 9904 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}} \right) \right] + \\
 & \left[(4-2) \text{ kmol}_{\text{O}_2} \cdot \left(0 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{O}_2} + 41786,0575 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{O}_2} - 8682 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{O}_2} \right) \right] + \\
 & \left[(6,76 \cdot a) \text{ kmol}_{\text{N}_2} \cdot \left(0 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{N}_2} + 39936,4150 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{N}_2} - 8669 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{N}_2} \right) \right] = \\
 & \left[1 \text{ kmol}_{\text{CH}_4} \cdot \left(-74850 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{CH}_4} + \bar{h}_{298\text{CH}_4} - \bar{h}_{298\text{CH}_4} \right) \right] + \\
 & \left[(4) \text{ kmol}_{\text{O}_2} \cdot \left(0 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{O}_2} + \bar{h}_{298\text{O}_2} - \bar{h}_{298\text{O}_2} \right) \right] + \\
 & \left[(6,76 \cdot a) \text{ kmol}_{\text{N}_2} \cdot \left(0 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{N}_2} + \bar{h}_{298\text{N}_2} - \bar{h}_{298\text{N}_2} \right) \right]
 \end{aligned}$$

Resolviendo para a:

$$-343752,7925 \text{ KJ}_{\text{CO}_2} - 406447,075 \text{ KJ}_{\text{H}_2\text{O}} + (4-2) \cdot 33104,0575 \text{ KJ}/\text{kmol}_{\text{O}_2}$$

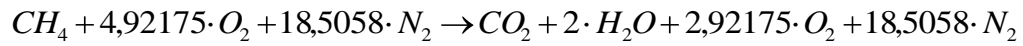
$$+ (17565,4804 \cdot a) \text{ KJ}_{\text{N}_2}/\text{kmol}_{\text{O}_2} = -74850 \text{ KJ}_{\text{CH}_4} + 0 \text{ KJ}_{\text{O}_2} + 0 \text{ KJ}_{\text{N}_2}$$

$$150669,5379 \cdot a - 816407,9825 = -74850$$

$$a = \frac{741557,9825}{150669,5379}$$

$$a = 4,92175 \text{ kmol}_{\text{O}_2}$$

Ahora la reacción balanceada para la combustión del metano con productos a 1020°C es:



Comparando las ecuaciones de las reacciones teórica y real, es posible obtener el porcentaje de exceso de aire,

$$\text{porcentaje de exceso de aire} = \frac{a}{a_{TH}}$$

$$\text{porcentaje de exceso de aire} = \frac{4,92175}{2}$$

$$\text{porcentaje de exceso de airer} = 2,46088$$

El porcentaje de exceso de aire para la reacción es de 146,088%, esto significa que para la combustión se requiere 246,088% de la cantidad de aire teórico.

10.4. Relación aire-combustible

La relación aire-combustible (AF) se define como la relación entre masa de aire y la masa de combustible, como se muestra:

$$AF = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} \quad (10-3)$$

Para el metano,

$$AF = \frac{N \cdot M_{aire}}{N \cdot M_C + N \cdot M_{H_2}}$$

Donde,

N: Número de kmole. (kmol)

M: Masa molar (kg./kmol.)

Utilizando los valores de la reacción real y del apéndice número uno, Ilustración A-26 y A-27, se obtiene:

$$AF = \frac{(4,92175 \cdot 4,76 \text{ kmol}_{aire}) \left(28,97 \frac{\text{kg}_{aire}}{\text{kmol}_{aire}} \right)}{(1 \text{ kmol}_C) \left(12,011 \frac{\text{kg}_C}{\text{kmol}_C} \right) + (1 \text{ kmol}_{H_2}) \left(2,016 \frac{\text{kg}_{H_2}}{\text{kmol}_{H_2}} \right)}$$

$$AF = \frac{678,696 \text{ kg}_{aire}}{16,043 \text{ kg}_{combustible}}$$

$$AF = 42,2897 \frac{\text{kg}_{aire}}{\text{kg}_{combustible}}$$

10.5. Tasas de consumo de combustible y de aire:

Para obtener la tasa de consumo del combustible, es necesario utilizar el valor bajo de calentamiento del mismo ($q_{salida_{combustible}} = 50050 \text{ KJ/kg}$), que es cuando el agua en los productos de la combustión se encuentra en estado gaseoso, y se define como la cantidad de calor que es entregado por el combustible cuando se quema completamente. Se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{salida_{combustible}} = \dot{m}_{combustible} \cdot q_{salida_{combustible}} \quad (10-4)$$

El flujo de calor que entrega la cámara de combustión hacia el fluido $\dot{Q}_{salida_{combustible}}$ es igual al flujo de calor que es absorbido por el sistema, esto se debe al balance de energía:

$$\dot{Q}_{salida_{combustible}} = \dot{m}_{ciclo} \cdot q_{entrada_{ciclo}} \quad (10-5)$$

Utilizado los datos de los capítulos 7 y 8:

$$\dot{Q}_{salida_{combustible}} = 127,7018 \text{ kg/s} \cdot 2603,3401 \text{ KJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{salida_{combustible}} = 332451,2168 \text{ KW.}$$

Sustituyendo en la ecuación 10-4

$$\dot{m}_{combustible} = \frac{\dot{Q}_{salida_{combustible}}}{q_{salida_{combustible}}}$$
$$\dot{m}_{combustible} = \frac{332451,2168 \text{ KW.}}{50050 \text{ KJ/kg}_{CH_4}}$$
$$\dot{m}_{combustible} = 6,6424 \text{ kg}_{CH_4}/s$$

Para obtener la tasa de consumo del aire, es necesario multiplicar la tasa de consumo del combustible $\dot{m}_{combustible}$ por la relación aire-combustible (AF).

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

$$\dot{m}_{aire} = 6,6424 \frac{kg_{CH_4}}{s} \cdot 42,2897 \frac{kg_{aire}}{kg_{CH_4}}$$

$$\dot{m}_{aire} = 280,9053 \frac{kg_{aire}}{s}$$

CAPÍTULO 11

ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA A LOS ELEMENTOS ESENCIALES DE LA PLANTA

11.1. Descripción

La segunda ley de la termodinámica es importante para los ingenieros, porque es necesaria para determinar la calidad y el grado de degradación de la energía durante algún proceso.

La diferencia entre analizar un sistema mediante la primera o la segunda ley de la termodinámica radica en que la primera ley tiene que ver con la conservación de la energía (cantidad) y la segunda ley, se ocupa de analizar la calidad de la energía. También se define que los procesos tienen una dirección definida y esto no es tomado en cuenta por la primera ley, es por ello que para analizar correctamente un proceso termodinámico se debe aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica.

Para el análisis de la segunda ley para los elementos esenciales de la planta (caldera, recalentador, precalentadores y la turbina) se requiere obtener la eficiencia según la segunda ley, η_{II} que se define como:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suplida}} \quad 11-1$$

Donde exergía es el máximo trabajo que se puede realizar en un proceso.

Todos los elementos esenciales de la planta son considerados como elementos de flujo continuo; además, se considera que las energías potencial y cinética son despreciables. Cengel, en su libro "Thermodynamics: an Engineering Approach" define la eficiencia según la segunda ley para las bombas como:

$$\eta_{II, pump} = \frac{w_{rev}}{w} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} \quad 11-2$$

Donde,

$\eta_{ll,pump}$: Eficiencia según la segunda ley para los compresores adiabáticos.

w : Trabajo realizado KJ/kg .

w_{rev} : Trabajo reversible KJ/kg .

h_1 : Entalpía a la entrada de la bomba KJ/kg .

h_2 : Entalpía a la salida de la bomba KJ/kg .

ψ_1 : Flujo de exergía a la entrada de la bomba KJ/kg .

ψ_2 : Flujo de exergía a la salida de la bomba KJ/kg .

El flujo de exergía es denotado por ψ , y se expresa para flujos continuos como:

$$\psi = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad 11-3$$

Donde h_0 , s_0 , y T_0 corresponden a la entalpía, la entropía y la temperatura del estado base, que son las condiciones ambientales, y si no se especifican serían $T_0 = 25^\circ C$ y $P_0 = 1 \text{ atm}$.

$$h_0 = 104,8582 \text{ KJ/kg}$$

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

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

Cuando un fluido pasa a través de un proceso, ocurre un cambio en la exergía que para flujos continuos está dado:

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = \dot{m} \cdot (h_2 - T_0 \cdot (s_2 - s_1)) \quad 11-4$$

Donde,

$$s_1: \text{Entropía a la entrada } \frac{KJ}{kg-K}$$

$$s_2: \text{Entropía a la salida } \frac{KJ}{kg-K}$$

Para un intercambiador de calor con dos fluidos que no se mezclan, la exergía suplida disminuye en el flujo caliente y la exergía recuperada aumenta en el fluido frío²⁴. Los elementos que se van a considerar con este tipo de intercambiador de calor son los precalentadores cerrados, el recalentador y la caldera. La eficiencia según la segunda ley de la termodinámica está dada por:

$$\eta_{II,HX} = \frac{\dot{m}_c \cdot (\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_h \cdot (\psi_1 - \psi_2)} \quad 11-5$$

Donde,

$\eta_{II,HX}$: Eficiencia según la segunda ley de la termodinámica para los intercambiadores de calor

$$\dot{m}_c: \text{Flujo másico del fluido frío } \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_h: \text{Flujo másico del fluido caliente } \frac{kg}{s}$$

$$\psi_1: \text{Flujo de exergía de entrada del fluido caliente } \frac{KJ}{kg}$$

$$\psi_2: \text{Flujo de exergía de salida del fluido caliente } \frac{KJ}{kg}$$

$$\psi_3: \text{Flujo de exergía de entrada del fluido frío } \frac{KJ}{kg}$$

²⁴ Págs. 459-460 Cengel, Yunus A., y Boles, Michael A. THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5th Ed. New York: Mc Graw Hill, 2006.

ψ_4 : Flujo de exergía de salida del fluido frío KJ/kg .

Para una cámara de mezcla adiabática (es el caso de los precalentadores abiertos) en donde uno o más fluidos calientes se mezclan con uno o más fluidos fríos, para formar un fluido con características diferentes; la exergía suplida es la suma de las exergías de los diferentes fluido que entran a la cámara y la exergía recuperada es igual a la exergía del nuevo fluido, y está dada por:

$$\eta_{ll,mix} = \frac{\dot{m}_m \psi_3}{\dot{m}_c \psi_1 + \dot{m}_h \psi_2} \quad 11-6$$

Donde,

$\eta_{ll,mix}$: Eficiencia según la segunda ley de la termodinámica para la cámara de mezcla

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frío kg/s

\dot{m}_m : Flujo másico del fluido caliente kg/s

\dot{m}_h : Flujo másico de la mezcla kg/s

ψ_1 : Flujo de exergía de entrada del fluido frío KJ/kg .

ψ_2 : Flujo de exergía de entrada del fluido caliente KJ/kg .

ψ_3 : Flujo de exergía de salida de la mezcla KJ/kg .

11.2. Eficiencia según la segunda ley para la caldera

En este caso, la caldera se considera como un intercambiador de calor con dos fluidos que no se mezclan. Debido a esto se utiliza la 11-5; ahora es necesario calcular el flujo másico de los gases de combustión (cg). Para este análisis, la temperatura de entrada de los gases al intercambiador de calor se de 1020°C y la temperatura de salida se de 1005°C. Se procede a calcular la temperatura promedio.

$$\bar{T} = \frac{(1020 + 273) K + (1005 + 273) K}{2}$$

$$\bar{T} = 1285,65 K$$

Con esta temperatura, se pueden obtener las diferentes propiedades asumiendo los gases de combustión como gases ideales, de la tabla A.4 e interpolando se obtiene:

$$C_{p@1285,65 K} = 1,18699 \text{ KJ/kg} - K$$

Mediante el balance de energía:

$$q_{caldera} = \dot{m}_{cg} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_{ciclo} \cdot (h_9 - h_8) = \dot{m}_{cg} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_{cg} = \frac{\dot{m}_{ciclo} \cdot (h_9 - h_8)}{C_{p@1285,65 K} \cdot \Delta T}$$

Sustituyendo con los valores de la tabla 4.22.1 y del capítulo 7:

$$\dot{m}_{cg} = \frac{127,7018 \text{ kg/s} \cdot (3668,8538 \text{ KJ/kg} - 1358,1310 \text{ KJ/kg})}{1,18699 \text{ KJ/kg} - K \cdot (293 - 1278) K}$$

$$\dot{m}_{cg} = \frac{295083,4609 \text{ KJ/s}}{17,8049 \text{ KJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{c_g} = 16573,2068 \text{ kg/s}$$

Este valor es el flujo másico del fluido caliente.

De la tabla A-17 se obtienen las propiedades.

$$h_{@1293K} = 1387,6645 \text{ KJ/kg}$$

$$s_{@1293K} = 3,26325 \text{ KJ/kg-K}$$

$$h_{@1278K} = 1369,8710 \text{ KJ/kg}$$

$$s_{@1293K} = 3,25325 \text{ KJ/kg-K}$$

Además, de la tabla 4.22.1:

$$h_9 = 3668,8538 \text{ KJ/kg}$$

$$s_9 = 6,8222 \text{ KJ/kg-K}$$

$$h_9 = 1358,1310 \text{ KJ/kg}$$

$$s_9 = 3,2661 \text{ KJ/kg-K}$$

La eficiencia según la segunda ley de la termodinámica para un intercambiador de calor esta dada por:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_c \cdot (\psi_9 - \psi_8)}{\dot{m}_h \cdot (\psi_{1293} - \psi_{1278})}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_c \cdot [h_9 - h_8 - T_o \cdot (\psi_9 - \psi_8)]}{\dot{m}_h \cdot [h_{1293} - h_{1278} - T_o \cdot (\psi_{1293} - \psi_{1278})]}$$

$$\eta_{II} = \frac{127,7018 \text{ kg/s} \cdot [668,8538 - 1358,1310 \text{ KJ/kg} - 298 \text{ K} \cdot (6,8222 - 3,2661 \text{ KJ/kg-K})]}{16573,2068 \text{ kg/s} \cdot [387,6645 - 1369,8710 \text{ KJ/kg} - 298 \text{ K} \cdot (3,26703 - 3,25325 \text{ KJ/kg-K})]}$$

$$\eta_{II} = \frac{159755,5903 \text{ KW}}{226838,4757 \text{ KW}}$$

$$\eta_{II} = 0,70427$$

$$\eta_{II,caldera} = 70,427\%$$

11.3. Eficiencia según la segunda ley para el recalentador

Al igual que en el caso anterior, el recalentador se considera como un intercambiador de calor con dos fluidos que no se mezclan. Debido a eso se utiliza la 11-5, ahora es necesario calcular el flujo másico de los gases de combustión (cg). Para este análisis, la temperatura de entrada de los gases al intercambiador de calor se de 1020°C y la temperatura de salida se de 1005°C. Se procede a calcular la temperatura promedio.

$$\bar{T} = \frac{(1020 + 273) K + (1005 + 273) K}{2}$$

$$\bar{T} = 1285,65 K$$

Con esta temperatura, se pueden obtener las diferentes propiedades asumiendo los gases de combustión como gases ideales. De la tabla A.4 e interpolando se obtiene:

$$C_{p@1285,65 K} = 1,18699 \text{ KJ/kg} \cdot K$$

Con el balance de energía:

$$q_{recalentador} = \dot{m}_{cg} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_{ciclo} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{cg} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_{cg} = \frac{\dot{m}_{ciclo} \cdot (h_3 - h_2)}{C_{p@1285,65 K} \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m}_{ciclo} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_c$$

Sustituyendo con los valores de la tabla 4.22.1 y del capítulo 7:

$$\dot{m}_{cg} = \frac{(-0,037165 - 0,043928) \cdot 127,7018 \frac{kg}{s} \cdot (3706,9923 \frac{KJ}{kg} - 3387,7226 \frac{KJ}{kg})}{1,18699 \frac{KJ}{kg-K} \cdot (293 - 1278) K}$$

$$\dot{m}_{cg} = \frac{37465,0660 \frac{KJ}{s}}{17,8049 \frac{KJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{cg} = \dot{m}_h = 2098,8833 \frac{kg}{s}$$

Este valor es el flujo másico del fluido caliente. Para el fluido frío:

$$\dot{m}_{ciclo} \cdot (-y - z) = \dot{m}_c$$

$$127,7018 \frac{kg}{s} \cdot (-0,037165 - 0,043928) = \dot{m}_c$$

$$117,3461 \frac{kg}{s} = \dot{m}_c$$

De la tabla A-17 se obtienen las propiedades interpolando.

$$h_{@1293K} = 1387,6645 \frac{KJ}{kg}$$

$$s_{@1293K} = 3,26325 \frac{KJ}{kg-K}$$

$$h_{@1278K} = 1369,8710 \frac{KJ}{kg}$$

$$s_{@1293K} = 3,25325 \frac{KJ}{kg-K}$$

Además, de la tabla 4.22.1:

$$h_{12} = 3387,7226 \frac{KJ}{kg}$$

$$s_{12} = 6,8749 \frac{KJ}{kg-K}$$

$$h_{13} = 3706,9923 \frac{KJ}{kg}$$

$$s_{13} = 7,2630 \frac{KJ}{kg-K}$$

La eficiencia según la segunda ley de la termodinámica para un intercambiador de calor esta dada por:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_c \cdot (\psi_{13} - \psi_{12})}{\dot{m}_h \cdot (\psi_{1293} - \psi_{1278})}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_c \cdot (h_9 - h_8) - T_o \cdot (s_9 - s_8)}{\dot{m}_h \cdot (h_{1293} - h_{1278}) - T_o \cdot (s_{1293} - s_{1278})}$$

$$\eta_{II} = \frac{117,3461 \text{ kg/s} \cdot \left[706,9923 - 3387,7226 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (2,630 - 6,8749) \frac{\text{KJ}}{\text{kg} - \text{K}} \right]}{2098,8833 \text{ kg/s} \cdot \left[387,6645 - 1369,8710 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (2,6703 - 3,25325) \frac{\text{KJ}}{\text{kg} - \text{K}} \right]}$$

$$\eta_{II} = \frac{23893,5394 \text{ KW}}{28727,5417 \text{ KW}}$$

$$\eta_{II} = 0,831729$$

$$\eta_{II, \text{recalentador}} = 83,1729 \%$$

11.4. Eficiencia según la segunda ley para la bomba número uno

Para la bomba número uno, se utilizan las ecuaciones 11-2 y 11-4, con los valores de la tabla 4.22.1.

$$\eta_{II} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_{II} = \frac{\left(\psi_2 - h_1 \right) - T_0 \cdot \left(s_2 - s_1 \right)}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_{II} = \frac{\left(197,8246 \text{ KJ/kg} - 191,8334 \text{ KJ/kg} \right) - 298 \text{ K} \cdot \left(0,6525 \text{ KJ/kg-K} - 0,6493 \text{ KJ/kg-K} \right)}{197,8246 \text{ KJ/kg} - 191,8334 \text{ KJ/kg}}$$

$$\eta_{II} = 0,840833$$

$$\eta_{II, bomba1} = 84,0833 \%$$

11.5. Eficiencia según la segunda ley para la bomba número dos

Para la bomba número dos, se utilizan las ecuaciones 11-2 y 11-4, con los valores de la tabla 4.22.1.

$$\eta_{II} = \frac{\psi_5 - \psi_4}{h_5 - h_4}$$

$$\eta_{II} = \frac{\left(\psi_5 - h_4 \right) - T_0 \cdot \left(s_5 - s_4 \right)}{h_5 - h_4}$$

$$\eta_{II} = \frac{\left(157,4831 - 1154,4724 \right) \text{ KJ/kg} - 298 \text{ K} \cdot \left(0,9215 - 2,9206 \right) \text{ KJ/kg-K}}{1157,4831 \text{ KJ/kg} - 1154,4724 \text{ KJ/kg}}$$

$$\eta_{II} = 0,910918$$

$$\eta_{II, pump,2} = 91,0918 \%$$

11.6. Eficiencia según la segunda ley para la bomba número tres

Para la bomba número tres, se utilizan las ecuaciones 11-2 y 11-4, con los valores de la tabla 4.22.1.

$$\eta_{II} = \frac{\psi_7 - \psi_6}{h_7 - h_6}$$

$$\eta_{II} = \frac{h_7 - h_6 - T_0 \cdot (s_7 - s_6)}{h_7 - h_6}$$

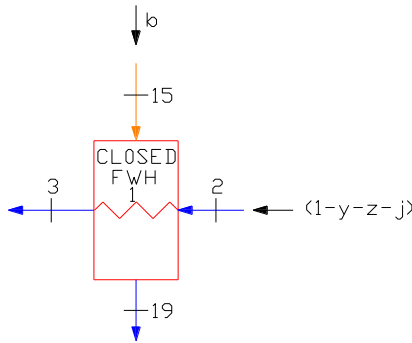
$$\eta_{II} = \frac{(277,3927 - 1267,4211) \frac{KJ}{kg} - 298 K \cdot (1,242 - 3,1219) \frac{KJ}{kg - K}}{1277,3927 \frac{KJ}{kg} - 1267,4211 \frac{KJ}{kg}}$$

$$\eta_{II} = 0,931265$$

$$\eta_{II, pump, 3} = 93,1265 \%$$

11.7. Eficiencia según la segunda ley para el precalentador cerrado número uno

Para el precalentador para el agua de alimentación cerrado número uno, es necesario obtener los flujos másicos, tanto para el flujo caliente como para el frío.



AUTOCAD

Ilustración 11.7.1 Diagrama del precalentador cerrado número uno para análisis de la segunda ley

Como se muestra en la ilustración 11.7.1, el fluido caliente se encuentra entre los puntos 15 y 19, y la fracción de vapor que va por ellos es “b”. El fluido frío se encuentra entre los puntos 2 y 3, y la fracción de vapor es (1-y-z-j). Con los valores de la tabla 6.8.1 y el flujo másico del ciclo (capítulo 8), es posible obtener los flujos másicos correspondientes.

$$\dot{m}_h = b \cdot \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_h = 0,29989 \cdot 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_h = 38,2964 \text{ kg/s}$$

Para el fluido frío

$$\dot{m}_c = \left[-y - z - j \right] \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_c = \left[-0,037165 - 0,043928 - 0,36631 \right] 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_c = 112,6683 \text{ kg/s}$$

Para obtener la eficiencia según la segunda ley se utilizan las ecuaciones 11-2 y 11-4, con los valores de la tabla 4.22.1.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_c \cdot (\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_h \cdot (\psi_{15} - \psi_{19})}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_c \cdot [h_3 - h_2 - T_o \cdot (s_3 - s_2)]}{\dot{m}_h \cdot [h_{15} - h_{19} - T_o \cdot (s_{15} - s_{19})]}$$

$$\eta_{II} = \frac{112,6683 \text{ kg/s} \cdot [049,8657 - 197,8246 \text{ KJ/kg} - 298 \text{ K} \cdot (0,7219 - 0,6525 \text{ KJ/kg-K})]}{38,2964 \text{ kg/s} \cdot [555,97 - 1049,7611 \text{ KJ/kg} - 298 \text{ K} \cdot (2,2903 - 2,7253 \text{ KJ/kg-K})]}$$

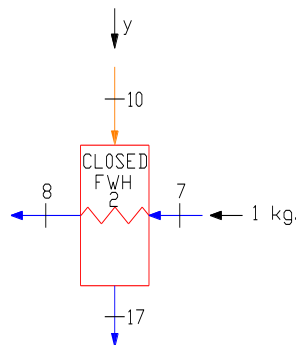
$$\eta_{II} = \frac{26517,9999 \text{ KW}}{43885,6299 \text{ KW}}$$

$$\eta_{II} = 0,604252$$

$$\eta_{II,CFWH} = 60,4252 \%$$

11.8. Eficiencia según la segunda ley para el precalentador cerrado número uno

Para el precalentador para el agua de alimentación cerrado número uno, es necesario obtener los flujos máxicos, tanto para el flujo caliente como para el frío.



AUTOCAD

Ilustración 11.8.1 Diagrama del precalentador cerrado número dos para análisis de la segunda ley

Como se muestra en la ilustración 11.8.1, el fluido caliente se encuentra entre los puntos 10 y 17, y la fracción de vapor que va por ellos es “y”. El fluido frío se encuentra entre los puntos 7 y 8, y la pasa el flujo total. Con los valores de la tabla 6.8.1 y el flujo másico del ciclo (capítulo 8), es posible obtener los flujos másicos correspondientes.

$$\dot{m}_h = y \cdot \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_h = 0,0037165 \cdot 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_h = 4,74603 \text{ kg/s}$$

Para el flujo frío

$$\dot{m}_c = 1 \cdot \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_c = 127,7018 \text{ kg/s}$$

Para obtener la eficiencia según la segunda ley se utilizan las ecuaciones 11-2 y 11-4, con los valores de la tabla 4.22.1.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_c \cdot (u_8 - u_7)}{\dot{m}_h \cdot (u_{10} - u_{17})}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_c \cdot [k_8 - h_7 - T_o \cdot (s_8 - s_7)]}{\dot{m}_h \cdot [k_{10} - h_{17} - T_o \cdot (s_{10} - s_{17})]}$$

$$\eta_{II} = \frac{127,7018 \text{ kg/s} \cdot [358,1310 - 1277,3927 \text{ KJ/kg} - 298 \text{ K} \cdot (2,661 - 3,1242 \text{ KJ/kg-K})]}{4,74603 \text{ kg/s} \cdot [536,17 - 1363,7376 \text{ KJ/kg} - 298 \text{ K} \cdot (8,8461 - 3,2867 \text{ KJ/kg-K})]}$$

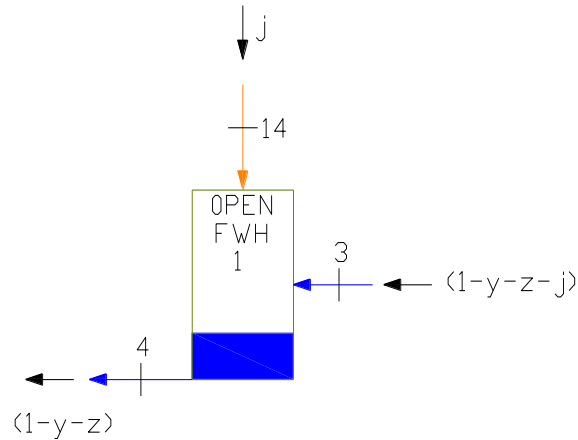
$$\eta_{II} = \frac{4910,3332 \text{ KW}}{5276,3080 \text{ KW}}$$

$$\eta_{II} = 0,930638$$

$$\eta_{II,CFWH2} = 93,0638 \%$$

11.9. Eficiencia según la segunda ley para el precalentador abierto número uno

Los precalentadores para el agua de alimentación abiertos son considerados como cámaras de mezcla, para ello es necesario calcular los flujos másicos a través de ellos.



AUTOCAD

Ilustración 11.9.1 Diagrama del precalentador abierto número uno para análisis de la segunda ley

En este caso, el fluido caliente es el correspondiente al estado número 14 y la fracción de vapor que va por él es “j”, el flujo frío corresponde al estado número 3 con un flujo másico de $(1-y-z-j)$, y la mezcla corresponde al estado número 4 con una fracción de vapor de $(1-y-z)$. Con los valores de la tabla 6.8.1 y el flujo másico del ciclo (capítulo 8), es posible obtener los flujos másicos correspondientes.

$$\dot{m}_h = j \cdot \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_h = 0,036631 \cdot 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_h = 4,67782 \text{ kg/s}$$

Para el flujo frío

$$\dot{m}_c = (-y - z - j) \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_c = (-0,037165 - 0,043928 - 0,36631) \cdot 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_c = 112,6683 \text{ kg/s}$$

Para la mezcla

$$\dot{m}_m = (-y - z) \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_m = (-0,037165 - 0,043928) \cdot 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_m = 117,3461 \text{ kg/s}$$

Para obtener la eficiencia según la segunda ley se utiliza la ecuación 11-6, y los valores de la tabla 4.22.1.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_m \psi_4}{\dot{m}_c \psi_{14} + \dot{m}_h \psi_3}$$

Utilizando la ecuación 11-3,

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0 \cdot (s_3 - s_0)$$

$$\psi_3 = (049,8657 - 104,8582) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (0,7219 - 0,3670) \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\psi_3 = 243,2473 \text{ KJ/kg}$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0 \cdot (s_4 - s_0)$$

$$\psi_4 = (154,4724 - 104,8582) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (0,9206 - 0,3670) \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\psi_4 = 288,6414 \text{ KJ/kg}$$

$$\psi_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0 \cdot (s_{14} - s_0)$$

$$\psi_{14} = (049,8657 - 104,8582) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (0,7219 - 0,3670) \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\psi_{14} = 243,2473 \text{ KJ/kg}$$

Se tiene,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_m \psi_4}{\dot{m}_c \psi_{14} + \dot{m}_h \psi_3}$$

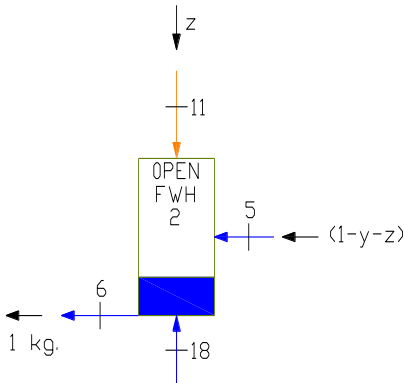
$$\eta_{II} = \frac{117,3461 \text{ kg/s} \cdot 288,6414 \text{ KJ/kg}}{\left(4,67782 \text{ kg/s} \cdot 1512,4256 \text{ KJ/kg}\right) + \left(112,6683 \text{ kg/s} \cdot 243,2473 \text{ KJ/kg}\right)}$$

$$\eta_{II} = \frac{33870,9534 \text{ KW}}{344481,1231 \text{ KW}}$$

$$\eta_{II} = 0,982304$$

$$\eta_{II,OFWH} = 98,2304 \%$$

11.10. Eficiencia según la segunda ley para el precalentador abierto número dos



AUTOCAD

Ilustración 11.10.1 Diagrama del precalentador abierto número dos para análisis de la segunda ley

En este caso, el fluido caliente es el correspondiente al estado número 14 y la fracción de vapor que va por él es “j”; el flujo frío corresponde al estado número 3 con un flujo másico de (1-y-z-j), y la mezcla corresponde al estado número 4 con una fracción de vapor de (1-y-z). Con los valores de la tabla 6.8.1 y el flujo másico del ciclo (capítulo 8), es posible obtener los flujos másicos correspondientes.

En este caso, el fluido caliente es el correspondiente al estado número 11, la fracción de vapor que va por él es “z”, el flujo frío corresponde al estado número 5 con un flujo másico de (1-y-z) y el número 18 con un flujo másico de “y”. La mezcla corresponde al estado número 6, con una fracción de vapor que es igual al total del ciclo. Con los valores de la tabla 6.8.1 y el flujo másico del ciclo (capítulo 8), es posible obtener los flujos másicos correspondientes.

$$\dot{m}_h = z \cdot \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_h = 0,043928 \cdot 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_h = 5,60963 \text{ kg/s}$$

Para el fluido frío, estado número 5

$$\dot{m}_{c,5} = (1 - y - z) \cdot \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_{c,5} = (1 - 0,037165 - 0,043928) \cdot 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{c,5} = 117,3461 \text{ kg/s}$$

Para el fluido frío, estado número 18

$$\dot{m}_{c,18} = y \cdot \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_{c,18} = 0,037165 \cdot 127,7018 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{c,18} = 4,74603 \text{ kg/s}$$

Para la mezcla

$$\dot{m}_m = \dot{m}_{ciclo}$$

$$\dot{m}_m = 127,7018 \text{ kg/s}$$

Para obtener la eficiencia según la segunda ley se utiliza la ecuación 11-6, y los valores de la tabla 4.22.1.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_m \psi_6}{\dot{m}_{c,5} \psi_5 + \dot{m}_{c,18} \psi_{18} + \dot{m}_h \psi_{11}}$$

Con la ecuación 11-3,

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0 \cdot (s_6 - s_0)$$

$$\psi_6 = (267,4211 - 104,8582) \frac{KJ}{kg} - 298 K \cdot (1,1219 - 0,3670) \frac{KJ}{kg - K}$$

$$\psi_6 = 341,6027 \frac{KJ}{kg}$$

$$\psi_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0 \cdot (s_{11} - s_0)$$

$$\psi_{11} = (458,69 - 104,8582) \frac{KJ}{kg} - 298 K \cdot (8,8608 - 0,3670) \frac{KJ}{kg - K}$$

$$\psi_{11} = 1418,6794 \frac{KJ}{kg}$$

$$\psi_{18} = (h_{18} - h_0) - T_0 \cdot (s_{18} - s_0)$$

$$\psi_{18} = (363,7376 - 104,8582) \frac{KJ}{kg} - 298 K \cdot (2,2942 - 0,3670) \frac{KJ}{kg - K}$$

$$\psi_{18} = 386,5738 \frac{KJ}{kg}$$

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0 \cdot (s_5 - s_0)$$

$$\psi_5 = (157,4831 - 104,8582) \frac{KJ}{kg} - 298 K \cdot (9,9215 - 0,3670) \frac{KJ}{kg - K}$$

$$\psi_5 = 291,3839 \frac{KJ}{kg}$$

Luego se tiene,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_m \psi_6}{\dot{m}_{c,5} \psi_5 + \dot{m}_{c,18} \psi_{18} + \dot{m}_h \psi_{11}}$$

$$\eta_{II} = \frac{127,7018 \frac{kg}{s} \cdot 341,6027 \frac{KJ}{kg}}{\underbrace{17,3461 \cdot 291,3839}_{KW} + \underbrace{4,74603 \cdot 386,5738}_{KW} + \underbrace{6,60963 \cdot 1418,6794}_{KW}}$$

$$\eta_{II} = \frac{43623,2797 KW}{43985,7378 KW}$$

$$\eta_{II} = 0,991760$$

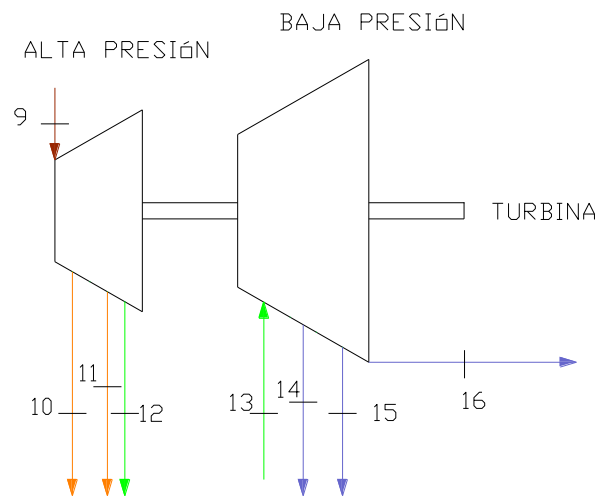
$$\eta_{II,OFWHZ} = 99,1760 \%$$

11.11. Eficiencia según la segunda ley para la turbina

Debido a que la turbina cuenta con varias salidas y entradas de vapor, la ecuación para la turbina adiabática con flujo constante no se puede utilizar. En su lugar es necesario calcular la potencia real de salida (\dot{W}_{salida}) y la máxima potencia de salida (potencia reversible, $\dot{W}_{rev,salida}$), y aplicar la siguiente ecuación:

$$\eta_{II,turb} = \frac{\dot{W}_{salida}}{\dot{W}_{rev,salida}} \quad 11-7$$

La potencia real se determina a partir del balance de energía, para procesos con fluido constante, asumiendo que las pérdidas de calor, la energía potencial y la cinética son despreciables.



AUTOCAD

Ilustración 11.11.1 Diagrama de la turbina para análisis de la segunda ley

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \rightarrow \sum_{entrada} \dot{m} \cdot h = \sum_{salida} \dot{m} \cdot h + \dot{Q}_{salida} + \dot{W}_{salida}$$

$$\sum_{entrada} \dot{m} \cdot h = \sum_{salida} \dot{m} \cdot h + \dot{W}_{salida}$$

$$\dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} + \dot{W}_{salida}$$

$$\dot{W}_{salida} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_{15} \cdot h_{15} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16}$$

Utilizando los valores de las tablas 4.22.1 y 8.3.1

$$\begin{aligned} \dot{W}_{salida} = & \left(127,7018 \frac{kg}{s} \cdot 3668,8538 \frac{KJ}{kg} \right)_9 + \left(117,3461 \frac{kg}{s} \cdot 3706,9923 \frac{KJ}{kg} \right)_{13} \\ & - \left(4,7460 \frac{kg}{s} \cdot 3536,17 \frac{KJ}{kg} \right)_{10} - \left(5,6096 \frac{kg}{s} \cdot 3458,69 \frac{KJ}{kg} \right)_{11} \\ & - \left(117,3461 \frac{kg}{s} \cdot 3387,7226 \frac{KJ}{kg} \right)_{12} - \left(4,6778 \frac{kg}{s} \cdot 3673,9904 \frac{KJ}{kg} \right)_{14} \\ & - \left(38,2964 \frac{kg}{s} \cdot 3555,97 \frac{KJ}{kg} \right)_{15} - \left(74,3719 \frac{kg}{s} \cdot 2474,2066 \frac{KJ}{kg} \right)_{16} \end{aligned}$$

Resolviendo la ecuación para la potencia real de salida,

$$\dot{W}_{salida} = 132570,0143 \text{ KW}$$

La máxima potencia de salida se determina utilizando el balance de exergía con la una destrucción de exergía igual a cero.

$$\dot{X}_{entrada} = \dot{X}_{salida} \rightarrow \sum_{entrada} \dot{m} \cdot \psi = \sum_{salida} \dot{m} \cdot \psi + \dot{X}_{calor} + \dot{W}_{rev,salida}$$

$$\sum_{entrada} \dot{m} \cdot \psi = \sum_{salida} \dot{m} \cdot \psi + \dot{W}_{rev,salida}$$

$$\dot{m}_9 \cdot \psi_9 + \dot{m}_{13} \cdot \psi_{13} = \dot{m}_{10} \cdot \psi_{10} + \dot{m}_{11} \cdot \psi_{11} + \dot{m}_{12} \cdot \psi_{12} + \dot{m}_{14} \cdot \psi_{14} + \dot{m}_{15} \cdot \psi_{15} + \dot{m}_{16} \cdot \psi_{16} + \dot{W}_{rev,salida}$$

$$\dot{W}_{rev,salida} = \dot{m}_9 \cdot \psi_9 + \dot{m}_{13} \cdot \psi_{13} - \dot{m}_{10} \cdot \psi_{10} - \dot{m}_{11} \cdot \psi_{11} - \dot{m}_{12} \cdot \psi_{12} - \dot{m}_{14} \cdot \psi_{14} - \dot{m}_{15} \cdot \psi_{15} - \dot{m}_{16} \cdot \psi_{16}$$

Utilizando la ecuación 11-3 para obtener la exergía para cada uno de los estados,

$$\psi_9 = \psi_9 - h_0 - T_0 \cdot (\psi_9 - s_0)$$

$$\psi_9 = 668,8538 - 104,8582 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (6,8222 - 0,3670) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - K$$

$$\psi_9 = 1640,3460 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\psi_{13} = \psi_{13} - h_0 - T_0 \cdot (\psi_{13} - s_0)$$

$$\psi_{13} = 706,9923 - 104,8582 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (6,2630 - 0,3670) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - K$$

$$\psi_{13} = 1547,1261 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\psi_{10} = \psi_{10} - h_0 - T_0 \cdot (\psi_{10} - s_0)$$

$$\psi_{10} = 536,17 - 104,8582 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (6,8461 - 0,3670) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - K$$

$$\psi_{10} = 1500,5400 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\psi_{11} = \psi_{11} - h_0 - T_0 \cdot (\psi_{11} - s_0)$$

$$\psi_{11} = 458,69 - 104,8582 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (6,8608 - 0,3670) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - K$$

$$\psi_{11} = 1418,6794 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\psi_{12} = \psi_{12} - h_0 - T_0 \cdot (\psi_{12} - s_0)$$

$$\psi_{12} = 387,7226 - 104,8582 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 298 \text{ K} \cdot (6,8749 - 0,3670) \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - K$$

$$\psi_{12} = 1343,5102 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\psi_{14} = \left(h_{14} - h_0 \right) - T_0 \cdot \left(s_{14} - s_0 \right)$$

$$\psi_{14} = \left(673,9904 - 104,8582 \right) \frac{KJ}{kg} - 298 K \cdot \left(2,2687 - 0,3670 \right) \frac{KJ}{kg} - K$$

$$\psi_{14} = 1512,4256 \frac{KJ}{kg}$$

$$\psi_{15} = \left(h_{15} - h_0 \right) - T_0 \cdot \left(s_{15} - s_0 \right)$$

$$\psi_{15} = \left(555,97 - 104,8582 \right) \frac{KJ}{kg} - 298 K \cdot \left(2,2903 - 0,3670 \right) \frac{KJ}{kg} - K$$

$$\psi_{15} = 1387,9684 \frac{KJ}{kg}$$

$$\psi_{16} = \left(h_{16} - h_0 \right) - T_0 \cdot \left(s_{16} - s_0 \right)$$

$$\psi_{16} = \left(474,2066 - 104,8582 \right) \frac{KJ}{kg} - 298 K \cdot \left(1,7982 - 0,3670 \right) \frac{KJ}{kg} - K$$

$$\psi_{16} = 152,8508 \frac{KJ}{kg}$$

Con los valores de la tabla 8.1

$$\begin{aligned} \dot{W}_{rev, salida} = & \left(127,7018 \frac{kg}{s} \cdot 1640,3460 \frac{KJ}{kg} \right)_9 + \left(117,3461 \frac{kg}{s} \cdot 1547,1261 \frac{KJ}{kg} \right)_{13} \\ & - \left(4,7460 \frac{kg}{s} \cdot 1500,5400 \frac{KJ}{kg} \right)_{10} - \left(5,6096 \frac{kg}{s} \cdot 1418,6794 \frac{KJ}{kg} \right)_{11} \\ & - \left(117,3461 \frac{kg}{s} \cdot 1343,5102 \frac{KJ}{kg} \right)_{12} - \left(4,6778 \frac{kg}{s} \cdot 1512,4256 \frac{KJ}{kg} \right)_{14} \\ & - \left(38,2964 \frac{kg}{s} \cdot 1387,9684 \frac{KJ}{kg} \right)_{15} - \left(74,3719 \frac{kg}{s} \cdot 152,8508 \frac{KJ}{kg} \right)_{16} \end{aligned}$$

Resolviendo la ecuación para la potencia máxima de salida,

$$\dot{W}_{rev,salida} = 146692,0599 \text{ KW}$$

Aplicando la ecuación 11-7

$$\eta_{ll,turb} = \frac{132570,0143 \text{ KW}}{146692,0599 \text{ KW}}$$

$$\eta_{ll,turb} = 0,90373$$

$$\eta_{ll,turb} = 90,3730 \%$$

11.12. Resultados

Tabla 11.12.1 Eficiencias según la segunda ley para los elementos esenciales de la planta.

Elemento	Eficiencia (%)
Caldera	70,4270
Recalentador	83,2120
Bomba uno	84,0833
Bomba dos	91,0918
Bomba tres	93,1263
CFWH ²⁵ uno	60,4252
CFWH dos	93,0638
OFWH ²⁶ uno	98,2304
OFWH dos	99,1760
Turbina	90,3730

11.13. Análisis

Como se puede observar en la tabla 11.12.12.1, los elementos que presentan baja eficiencia según la segunda ley de la termodinámica son la caldera y el precalentador cerrado número uno; esto se puede deber a que estos son los intercambiadores de calor en los que existe mayor diferencia de temperatura entre los fluidos, provocando una mayor transferencia de calor.

Además, es importante mencionar que las eficiencias más altas se encuentran en los precalentadores abiertos, se podría realizar un análisis con solo este tipo de precalentadores para incrementar la eficiencia del ciclo.

²⁵ Corresponde a precalentador cerrado.

²⁶ Corresponde a precalentador abierto.

CAPÍTULO 12

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

12.1. Conclusiones

Al ser una planta térmica una alternativa poco utilizada en nuestro país para la producción de electricidad, sería necesario realizar, para su construcción, estudios ambientales y de factibilidad ya que el uso de este tipo de energía podría favorecer la conservación de los recursos naturales que tenemos en nuestro país.

Tal alternativa sería de gran utilidad durante la época seca ya que todos los años se repiten los problemas en el suministro del agua potable. Por otra parte su empleo permitiría reducir los serios problemas de calentamiento global, el fenómeno de niño y la deforestación que limitan la producción de energía hidroeléctrica, la más utilizada en nuestro país.

Al realizar el diseño de planta generadora, se determinaron las fracciones de vapor utilizadas por cada uno de los dispositivos por ciclo y la eficiencia térmica del ciclo, que resultó entre los rangos normales de funcionamiento en este tipo de máquinas térmica.

Para el diseño de los diferentes intercambiadores de calor, se utilizaron distintos métodos con el fin de obtener las superficies de intercambio de calor, lo que da como resultado la longitud y el número de tubos necesarios para cada uno de ellos.

En cuanto al consumo de aire y combustible fue necesario calcular la relación que existe entre ellos y mediante el estudio químico de la reacción de combustión se determinó la cantidad necesaria de combustible por segundo que requiere la planta para su buen funcionamiento.

Por último, se analizó mediante la segunda ley de la termodinámica cada uno de los elementos principales y se logró determinar que los equipos con mayor eficiencia son los precalentadores abiertos, y los equipos menos eficientes son el

precalentador cerrado número uno y la caldera, en los cuales se produce un mayor intercambio de calor entre los fluidos.

Al no ser Costa Rica un país productor de gas natural, el precio del kilowatt generado por hora, sería relativamente alto en comparación con países productores como Estados Unidos o Rusia que se encuentran dentro de los diez países de mayor producción de este combustible²⁷.

Por otro lado, en nuestro país existen gran cantidad de recursos naturales, como ríos y volcanes que se utilizan para la generación de electricidad. Las plantas térmicas que trabajan con base en la quema de algún tipo de combustible se utilizan principalmente para satisfacer la demanda en horas pico, por lo que una planta de tan gran tamaño no sería rentable en un país como Costa Rica.

Estas razones determinan la necesidad de evaluar sus condiciones y recursos para determinar la manera más económica y amigable con el medio ambiente de producir energía eléctrica y lograr la satisfacción de las necesidades de sus habitantes con miras a enriquecer el desarrollo económico y social.

12.2. Recomendaciones

- Evaluar los diferentes tipos de combustibles para determinar el que de mayor rendimiento en la producción de electricidad. Es fundamental estudiar los recursos naturales con que cuenta cada zona o país y así definir el método de producción más eficiente y económica para la producción de energía eléctrica.
- Utilizar, en el caso de Costa Rica, energías hidroeléctricas, eólicas y geotérmicas generadas a partir de los recursos naturales.
- Promover la alternativa de producción de electricidad con base en la quema de combustibles provenientes del petróleo para casos de emergencia o desabastecimiento provocados por problemas ambientales.

²⁷ http://www.spe.org/spe/jsp/basic/0,,1104_1008218_1109309,00.html

- Emplear, para las plantas térmicas, precalentadores abiertos para agua de alimentación, debido a que presentaron una mayor eficiencia con respecto a los cerrados.
- Se debe destacar además que la energía eléctrica es indispensable para la vida y el desarrollo económico y social, por lo que es necesario concienciar a la población de la importancia de conservar el medio ambiente y los diferentes recursos naturales. La energía eléctrica debe ser producida utilizando métodos amigables con el ambiente.

CAPÍTULO 13

BIBLIOGRAFÍA

Cengel, Yunus A., and Boles, Michael A. (2006) THERMODYMANICS: An Engineering Approach. 5^{ta} Ed. New York: Mc Graw Hill.

Incropera, Frank P. (1999) Fundamentos de Transferencia de Calor. 4^{ta} Ed. México: Prentice Hall

CAPÍTULO 14

NOMENCLATURA

14.1. Nomenclatura

Tabla 14.1.1 Símbolos utilizados y su significado

Símbolo	Significado
P	Presión
T	Temperatura
v	Volumen específico
h	Entalpía
s	Entropía
η	Eficiencia térmica
Q	Transferencia de calor total
q	Transferencia de calor por unidad de masa
\dot{Q}	Flujo de calor
w	Trabajo
\dot{W}	Potencia
\dot{E}	Flujo de energía
\dot{m}	Flujo másico
U	Coficiente global de transferencia de calor
A	Área
d	Diámetro
L	Longitud

ΔT_{ml}	Temperatura media logarítmica
\bar{T}	Temperatura promedio
C_p	Calor específico
μ	Viscosidad dinámica
k	Conductividad térmica
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
Nu	Número de Nusselt
h_i	Coefficiente de transferencia de calor por convección
ρ_l	Densidad del líquido
ρ_s	Densidad del vapor
\bar{h}_D	Coefficiente promedio de transferencia de calor por convección
Ja	Número de Jacob
g	Aceleración de la gravedad
σ	Rugosidad
D_h	Diámetro hidráulico
a_{TH}	Coefficiente estequiométrico del aire
N	Número de moles
\bar{h}_f^o	Entalpía de formación con respecto al estado de referencia
\bar{h}^o	Entalpía sensible para el estado de referencia
\bar{h}	Entalpía sensible para el estado específico

η_{II}	Eficiencia según la segunda ley de la termodinámica
ψ	Flujo de exergía
A	Coeficiente del aire
FWH	Pre calentador para agua de alimentación
M	Masa molar

APÉNDICE 1

TABLAS DE PROPIEDADES

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /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

Ilustración A-4 Propiedades del aire a presión atmosférica.

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Ilustración A-4 Tabla agua saturada - Temperatura.

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table (Continued)

Temp., T , °C	Sat. press., P_{sat} , kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10,556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11,284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12,051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12,858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13,707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14,601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15,541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16,529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17,570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18,666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19,822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21,044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22,064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Source: Tables A-4 through A-8 are generated using the Engineering Equation Solver (EES) software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. The routine used in calculations is the highly accurate Steam_IAPWS, which incorporates the 1995 Formulation for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use, issued by The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). This formulation replaces the 1984 formulation of Haar, Gallagher, and Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), which is also available in EES as the routine STEAM. The new formulation is based on the correlations of Saul and Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) with modifications to adjust to the International Temperature Scale of 1990. The modifications are described by Wagner and Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). The properties of ice are based on Hyland and Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H_2O from 173.15 K to 473.15 K," *ASHRAE Trans.*, Part 2A, Paper 2793, 1983.

Ilustración A-4 Tabla agua saturada - Temperatura.

TABLE A-6

Superheated water (Continued)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 1.00 MPa (179.88°C)				<i>P</i> = 1.20 MPa (187.96°C)				<i>P</i> = 1.40 MPa (195.04°C)				
Sat.	0.19437	2582.8	2777.1	6.5850	0.16326	2587.8	2783.8	6.5217	0.14078	2591.8	2788.9	6.4675
200	0.20602	2622.3	2828.3	6.6956	0.16934	2612.9	2816.1	6.5909	0.14303	2602.7	2803.0	6.4975
250	0.23275	2710.4	2943.1	6.9265	0.19241	2704.7	2935.6	6.8313	0.16356	2698.9	2927.9	6.7488
300	0.25799	2793.7	3051.6	7.1246	0.21386	2789.7	3046.3	7.0335	0.18233	2785.7	3040.9	6.9553
350	0.28250	2875.7	3158.2	7.3029	0.23455	2872.7	3154.2	7.2139	0.20029	2869.7	3150.1	7.1379
400	0.30661	2957.9	3264.5	7.4670	0.25482	2955.5	3261.3	7.3793	0.21782	2953.1	3258.1	7.3046
500	0.35411	3125.0	3479.1	7.7642	0.29464	3123.4	3477.0	7.6779	0.25216	3121.8	3474.8	7.6047
600	0.40111	3297.5	3698.6	8.0311	0.33395	3296.3	3697.0	7.9456	0.28597	3295.1	3695.5	7.8730
700	0.44783	3476.3	3924.1	8.2755	0.37297	3475.3	3922.9	8.1904	0.31951	3474.4	3921.7	8.1183
800	0.49438	3661.7	4156.1	8.5024	0.41184	3661.0	4155.2	8.4176	0.35288	3660.3	4154.3	8.3458
900	0.54083	3853.9	4394.8	8.7150	0.45059	3853.3	4394.0	8.6303	0.38614	3852.7	4393.3	8.5587
1000	0.58721	4052.7	4640.0	8.9155	0.48928	4052.2	4639.4	8.8310	0.41933	4051.7	4638.8	8.7595
1100	0.63354	4257.9	4891.4	9.1057	0.52792	4257.5	4891.0	9.0212	0.45247	4257.0	4890.5	8.9497
1200	0.67983	4469.0	5148.9	9.2866	0.56652	4468.7	5148.5	9.2022	0.48558	4468.3	5148.1	9.1308
1300	0.72610	4685.8	5411.9	9.4593	0.60509	4685.5	5411.6	9.3750	0.51866	4685.1	5411.3	9.3036
<i>P</i> = 1.60 MPa (201.37°C)				<i>P</i> = 1.80 MPa (207.11°C)				<i>P</i> = 2.00 MPa (212.38°C)				
Sat.	0.12374	2594.8	2792.8	6.4200	0.11037	2597.3	2795.9	6.3775	0.09959	2599.1	2798.3	6.3390
225	0.13293	2645.1	2857.8	6.5537	0.11678	2637.0	2847.2	6.4825	0.10381	2628.5	2836.1	6.4160
250	0.14190	2692.9	2919.9	6.6753	0.12502	2686.7	2911.7	6.6088	0.11150	2680.3	2903.3	6.5475
300	0.15866	2781.6	3035.4	6.8864	0.14025	2777.4	3029.9	6.8246	0.12551	2773.2	3024.2	6.7684
350	0.17459	2866.6	3146.0	7.0713	0.15460	2863.6	3141.9	7.0120	0.13860	2860.5	3137.7	6.9583
400	0.19007	2950.8	3254.9	7.2394	0.16849	2948.3	3251.6	7.1814	0.15122	2945.9	3248.4	7.1292
500	0.22029	3120.1	3472.6	7.5410	0.19551	3118.5	3470.4	7.4845	0.17568	3116.9	3468.3	7.4337
600	0.24999	3293.9	3693.9	7.8101	0.22200	3292.7	3692.3	7.7543	0.19962	3291.5	3690.7	7.7043
700	0.27941	3473.5	3920.5	8.0558	0.24822	3472.6	3919.4	8.0005	0.22326	3471.7	3918.2	7.9509
800	0.30865	3659.5	4153.4	8.2834	0.27426	3658.8	4152.4	8.2284	0.24674	3658.0	4151.5	8.1791
900	0.33780	3852.1	4392.6	8.4965	0.30020	3851.5	4391.9	8.4417	0.27012	3850.9	4391.1	8.3925
1000	0.36687	4051.2	4638.2	8.6974	0.32606	4050.7	4637.6	8.6427	0.29342	4050.2	4637.1	8.5936
1100	0.39589	4256.6	4890.0	8.8878	0.35188	4256.2	4889.6	8.8331	0.31667	4255.7	4889.1	8.7842
1200	0.42488	4467.9	5147.7	9.0689	0.37766	4467.6	5147.3	9.0143	0.33989	4467.2	5147.0	8.9654
1300	0.45383	4684.8	5410.9	9.2418	0.40341	4684.5	5410.6	9.1872	0.36308	4684.2	5410.3	9.1384
<i>P</i> = 2.50 MPa (223.95°C)				<i>P</i> = 3.00 MPa (233.85°C)				<i>P</i> = 3.50 MPa (242.56°C)				
Sat.	0.07995	2602.1	2801.9	6.2558	0.06667	2603.2	2803.2	6.1856	0.05706	2603.0	2802.7	6.1244
225	0.08026	2604.8	2805.5	6.2629	0.07063	2644.7	2856.5	6.2893	0.05876	2624.0	2829.7	6.1764
250	0.08705	2663.3	2880.9	6.4107	0.08118	2750.8	2994.3	6.5412	0.06845	2738.8	2978.4	6.4484
300	0.09894	2762.2	3009.6	6.6459	0.09056	2844.4	3116.1	6.7450	0.07680	2836.0	3104.9	6.6601
350	0.10979	2852.5	3127.0	6.8424	0.09938	2933.6	3231.7	6.9235	0.08456	2927.2	3223.2	6.8428
400	0.12012	2939.8	3240.1	7.0170	0.10789	3021.2	3344.9	7.0856	0.09198	3016.1	3338.1	7.0074
450	0.13015	3026.2	3351.6	7.1768	0.11620	3108.6	3457.2	7.2359	0.09919	3104.5	3451.7	7.1593
500	0.13999	3112.8	3462.8	7.3254	0.12425	3285.5	3682.8	7.5103	0.11325	3282.5	3678.9	7.4357
600	0.15931	3288.5	3686.8	7.5979	0.14841	3467.0	3912.2	7.7590	0.12702	3464.7	3909.3	7.6855
700	0.17835	3469.3	3915.2	7.8455	0.16420	3654.3	4146.9	7.9885	0.14061	3652.5	4144.6	7.9156
800	0.19722	3656.2	4149.2	8.0744	0.17988	3847.9	4387.5	8.2028	0.15410	3846.4	4385.7	8.1304
900	0.21597	3849.4	4389.3	8.2882	0.19549	4047.7	4634.2	8.4045	0.16751	4046.4	4632.7	8.3324
1000	0.23466	4049.0	4635.6	8.4897	0.21105	4253.6	4886.7	8.5955	0.18087	4252.5	4885.6	8.5236
1100	0.25330	4254.7	4887.9	8.6804	0.22658	4465.3	5145.1	8.7771	0.19420	4464.4	5144.1	8.7053
1200	0.27190	4466.3	5146.0	8.8618	0.24207	4682.6	5408.8	8.9502	0.20750	4681.8	5408.0	8.8786
1300	0.29048	4683.4	5409.5	9.0349								

Ilustración A-6 Tabla de vapor sobrecalentado.

TABLE A-6

Superheated water (Continued)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 4.0 MPa (250.35°C)				<i>P</i> = 4.5 MPa (257.44°C)				<i>P</i> = 5.0 MPa (263.94°C)				
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696	0.04406	2599.7	2798.0	6.0198	0.03945	2597.0	2794.2	5.9737
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312	0.04733	2651.4	2864.4	6.1429	0.04144	2632.3	2839.5	6.0571
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639	0.05138	2713.0	2944.2	6.2854	0.04535	2699.0	2925.7	6.2111
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843	0.05842	2818.6	3081.5	6.5153	0.05197	2809.5	3069.3	6.4516
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714	0.06477	2914.2	3205.7	6.7071	0.05784	2907.5	3196.7	6.6483
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386	0.07076	3005.8	3324.2	6.8770	0.06332	3000.6	3317.2	6.8210
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922	0.07652	3096.0	3440.4	7.0323	0.06858	3091.8	3434.7	6.9781
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706	0.08766	3276.4	3670.9	7.3127	0.07870	3273.3	3666.9	7.2605
700	0.11098	3462.4	3906.3	7.6214	0.09850	3460.0	3903.3	7.5647	0.08852	3457.7	3900.3	7.5136
800	0.12292	3650.6	4142.3	7.8523	0.10916	3648.8	4140.0	7.7962	0.09816	3646.9	4137.7	7.7458
900	0.13476	3844.8	4383.9	8.0675	0.11972	3843.3	4382.1	8.0118	0.10769	3841.8	4380.2	7.9619
1000	0.14653	4045.1	4631.2	8.2698	0.13020	4043.9	4629.8	8.2144	0.11715	4042.6	4628.3	8.1648
1100	0.15824	4251.4	4884.4	8.4612	0.14064	4250.4	4883.2	8.4060	0.12655	4249.3	4882.1	8.3566
1200	0.16992	4463.5	5143.2	8.6430	0.15103	4462.6	5142.2	8.5880	0.13592	4461.6	5141.3	8.5388
1300	0.18157	4680.9	5407.2	8.8164	0.16140	4680.1	5406.5	8.7616	0.14527	4679.3	5405.7	8.7124
<i>P</i> = 6.0 MPa (275.59°C)				<i>P</i> = 7.0 MPa (285.83°C)				<i>P</i> = 8.0 MPa (295.01°C)				
Sat.	0.03245	2589.9	2784.6	5.8902	0.027378	2581.0	2772.6	5.8148	0.023525	2570.5	2758.7	5.7450
300	0.03619	2668.4	2885.6	6.0703	0.029492	2633.5	2839.9	5.9337	0.024279	2592.3	2786.5	5.7937
350	0.04225	2790.4	3043.9	6.3357	0.035262	2770.1	3016.9	6.2305	0.029975	2748.3	2988.1	6.1321
400	0.04742	2893.7	3178.3	6.5432	0.039958	2879.5	3159.2	6.4502	0.034344	2864.6	3139.4	6.3658
450	0.05217	2989.9	3302.9	6.7219	0.044187	2979.0	3288.3	6.6353	0.038194	2967.8	3273.3	6.5579
500	0.05667	3083.1	3423.1	6.8826	0.048157	3074.3	3411.4	6.8000	0.041767	3065.4	3399.5	6.7266
550	0.06102	3175.2	3541.3	7.0308	0.051966	3167.9	3531.6	6.9507	0.045172	3160.5	3521.8	6.8800
600	0.06527	3267.2	3658.8	7.1693	0.055665	3261.0	3650.6	7.0910	0.048463	3254.7	3642.4	7.0221
700	0.07355	3453.0	3894.3	7.4247	0.062850	3448.3	3888.3	7.3487	0.054829	3443.6	3882.2	7.2822
800	0.08165	3643.2	4133.1	7.6582	0.069856	3639.5	4128.5	7.5836	0.061011	3635.7	4123.8	7.5185
900	0.08964	3838.8	4376.6	7.8751	0.076750	3835.7	4373.0	7.8014	0.067082	3832.7	4369.3	7.7372
1000	0.09756	4040.1	4625.4	8.0786	0.083571	4037.5	4622.5	8.0055	0.073079	4035.0	4619.6	7.9419
1100	0.10543	4247.1	4879.7	8.2709	0.090341	4245.0	4877.4	8.1982	0.079025	4242.8	4875.0	8.1350
1200	0.11326	4459.8	5139.4	8.4534	0.097075	4457.9	5137.4	8.3810	0.084934	4456.1	5135.5	8.3181
1300	0.12107	4677.7	5404.1	8.6273	0.103781	4676.1	5402.6	8.5551	0.090817	4674.5	5401.0	8.4925
<i>P</i> = 9.0 MPa (303.35°C)				<i>P</i> = 10.0 MPa (311.00°C)				<i>P</i> = 12.5 MPa (327.81°C)				
Sat.	0.020489	2558.5	2742.9	5.6791	0.018028	2545.2	2725.5	5.6159	0.013496	2505.6	2674.3	5.4638
325	0.023284	2647.6	2857.1	5.8738	0.019877	2611.6	2810.3	5.7596				
350	0.025816	2725.0	2957.3	6.0380	0.022440	2699.6	2924.0	5.9460	0.016138	2624.9	2826.6	5.7130
400	0.029960	2849.2	3118.8	6.2876	0.026436	2833.1	3097.5	6.2141	0.020030	2789.6	3040.0	6.0433
450	0.033524	2956.3	3258.0	6.4872	0.029782	2944.5	3242.4	6.4219	0.023019	2913.7	3201.5	6.2749
500	0.036793	3056.3	3387.4	6.6603	0.032811	3047.0	3375.1	6.5995	0.025630	3023.2	3343.6	6.4651
550	0.039885	3153.0	3512.0	6.8164	0.035655	3145.4	3502.0	6.7585	0.028033	3126.1	3476.5	6.6317
600	0.042861	3248.4	3634.1	6.9605	0.038378	3242.0	3625.8	6.9045	0.030306	3225.8	3604.6	6.7828
650	0.045755	3343.4	3755.2	7.0954	0.041018	3338.0	3748.1	7.0408	0.032491	3324.1	3730.2	6.9227
700	0.048589	3438.8	3876.1	7.2229	0.043597	3434.0	3870.0	7.1693	0.034612	3422.0	3854.6	7.0540
800	0.054132	3632.0	4119.2	7.4606	0.048629	3628.2	4114.5	7.4085	0.038724	3618.8	4102.8	7.2967
900	0.059562	3829.6	4365.7	7.6802	0.053547	3826.5	4362.0	7.6290	0.042720	3818.9	4352.9	7.5195
1000	0.064919	4032.4	4616.7	7.8855	0.058391	4029.9	4613.8	7.8349	0.046641	4023.5	4606.5	7.7269
1100	0.070224	4240.7	4872.7	8.0791	0.063183	4238.5	4870.3	8.0289	0.050510	4233.1	4864.5	7.9220
1200	0.075492	4454.2	5133.6	8.2625	0.067938	4452.4	5131.7	8.2126	0.054342	4447.7	5127.0	8.1065
1300	0.080733	4672.9	5399.5	8.4371	0.072667	4671.3	5398.0	8.3874	0.058147	4667.3	5394.1	8.2819

Ilustración A-6 Tabla de vapor sobrecalentado

TABLE A-6

Superheated water (Concluded)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 15.0 MPa (342.16°C)				<i>P</i> = 17.5 MPa (354.67°C)				<i>P</i> = 20.0 MPa (365.75°C)				
Sat.	0.010341	2455.7	2610.8	5.3108	0.007932	2390.7	2529.5	5.1435	0.005862	2294.8	2412.1	4.9310
350	0.011481	2520.9	2693.1	5.4438	0.012463	2684.3	2902.4	5.7211	0.009950	2617.9	2816.9	5.5526
400	0.015671	2740.6	2975.7	5.8819	0.015204	2845.4	3111.4	6.0212	0.012721	2807.3	3061.7	5.9043
450	0.018477	2880.8	3157.9	6.1434	0.017385	2972.4	3276.7	6.2424	0.014793	2945.3	3241.2	6.1446
500	0.020828	2998.4	3310.8	6.3480	0.019305	3085.8	3423.6	6.4266	0.016571	3064.7	3396.2	6.3390
550	0.022945	3106.2	3450.4	6.5230	0.021073	3192.5	3561.3	6.5890	0.018185	3175.3	3539.0	6.5075
600	0.024921	3209.3	3583.1	6.6796	0.022742	3295.8	3693.8	6.7366	0.019695	3281.4	3675.3	6.6593
650	0.026804	3310.1	3712.1	6.8233	0.024342	3397.5	3823.5	6.8735	0.021134	3385.1	3807.8	6.7991
700	0.028621	3409.8	3839.1	6.9573	0.027405	3599.7	4079.3	7.1237	0.023870	3590.1	4067.5	7.0531
800	0.032121	3609.3	4091.1	7.2037	0.030348	3803.5	4334.6	7.3511	0.026484	3795.7	4325.4	7.2829
900	0.035503	3811.2	4343.7	7.4288	0.033215	4010.7	4592.0	7.5616	0.029020	4004.3	4584.7	7.4950
1000	0.038808	4017.1	4599.2	7.6378	0.036029	4222.3	4852.8	7.7588	0.031504	4216.9	4847.0	7.6933
1100	0.042062	4227.7	4858.6	7.8339	0.038806	4438.5	5117.6	7.9449	0.033952	4433.8	5112.9	7.8802
1200	0.045279	4443.1	5122.3	8.0192	0.041556	4659.2	5386.5	8.1215	0.036371	4655.2	5382.7	8.0574
1300	0.048469	4663.3	5390.3	8.1952								
<i>P</i> = 25.0 MPa				<i>P</i> = 30.0 MPa				<i>P</i> = 35.0 MPa				
375	0.001978	1799.9	1849.4	4.0345	0.001792	1738.1	1791.9	3.9313	0.001701	1702.8	1762.4	3.8724
400	0.006005	2428.5	2578.7	5.1400	0.002798	2068.9	2152.8	4.4758	0.002105	1914.9	1988.6	4.2144
425	0.007886	2607.8	2805.0	5.4708	0.005299	2452.9	2611.8	5.1473	0.003434	2253.3	2373.5	4.7751
450	0.009176	2721.2	2950.6	5.6759	0.006737	2618.9	2821.0	5.4422	0.004957	2497.5	2671.0	5.1946
500	0.011143	2887.3	3165.9	5.9643	0.008691	2824.0	3084.8	5.7956	0.006933	2755.3	2997.9	5.6331
550	0.012736	3020.8	3339.2	6.1816	0.010175	2974.5	3279.7	6.0403	0.008348	2925.8	3218.0	5.9093
600	0.014140	3140.0	3493.5	6.3637	0.011445	3103.4	3446.8	6.2373	0.009523	3065.6	3399.0	6.1229
650	0.015430	3251.9	3637.7	6.5243	0.012590	3221.7	3599.4	6.4074	0.010565	3190.9	3560.7	6.3030
700	0.016643	3359.9	3776.0	6.6702	0.013654	3334.3	3743.9	6.5599	0.011523	3308.3	3711.6	6.4623
800	0.018922	3570.7	4043.8	6.9322	0.015628	3551.2	4020.0	6.8301	0.013278	3531.6	3996.3	6.7409
900	0.021075	3780.2	4307.1	7.1668	0.017473	3764.6	4288.8	7.0695	0.014904	3749.0	4270.6	6.9853
1000	0.023150	3991.5	4570.2	7.3821	0.019240	3978.6	4555.8	7.2880	0.016450	3965.8	4541.5	7.2069
1100	0.025172	4206.1	4835.4	7.5825	0.020954	4195.2	4823.9	7.4906	0.017942	4184.4	4812.4	7.4118
1200	0.027157	4424.6	5103.5	7.7710	0.022630	4415.3	5094.2	7.6807	0.019398	4406.1	5085.0	7.6034
1300	0.029115	4647.2	5375.1	7.9494	0.024279	4639.2	5367.6	7.8602	0.020827	4631.2	5360.2	7.7841
<i>P</i> = 40.0 MPa				<i>P</i> = 50.0 MPa				<i>P</i> = 60.0 MPa				
375	0.001641	1677.0	1742.6	3.8290	0.001560	1638.6	1716.6	3.7642	0.001503	1609.7	1699.9	3.7149
400	0.001911	1855.0	1931.4	4.1145	0.001731	1787.8	1874.4	4.0029	0.001633	1745.2	1843.2	3.9317
425	0.002538	2097.5	2199.0	4.5044	0.002009	1960.3	2060.7	4.2746	0.001816	1892.9	2001.8	4.1630
450	0.003692	2364.2	2511.8	4.9449	0.002487	2160.3	2284.7	4.5896	0.002086	2055.1	2180.2	4.4140
500	0.005623	2681.6	2906.5	5.4744	0.003890	2528.1	2722.6	5.1762	0.002952	2393.2	2570.3	4.9356
550	0.006985	2875.1	3154.4	5.7857	0.005118	2769.5	3025.4	5.5563	0.003955	2664.6	2901.9	5.3517
600	0.008089	3026.8	3350.4	6.0170	0.006108	2947.1	3252.6	5.8245	0.004833	2866.8	3156.8	5.6527
650	0.009053	3159.5	3521.6	6.2078	0.006957	3095.6	3443.5	6.0373	0.005591	3031.3	3366.8	5.8867
700	0.009930	3282.0	3679.2	6.3740	0.007717	3228.7	3614.6	6.2179	0.006265	3175.4	3551.3	6.0814
800	0.011521	3511.8	3972.6	6.6613	0.009073	3472.2	3925.8	6.5225	0.007456	3432.6	3880.0	6.4033
900	0.012980	3733.3	4252.5	6.9107	0.010296	3702.0	4216.8	6.7819	0.008519	3670.9	4182.1	6.6725
1000	0.014360	3952.9	4527.3	7.1355	0.011441	3927.4	4499.4	7.0131	0.009504	3902.0	4472.2	6.9099
1100	0.015686	4173.7	4801.1	7.3425	0.012534	4152.2	4778.9	7.2244	0.010439	4130.9	4757.3	7.1255
1200	0.016976	4396.9	5075.9	7.5357	0.013590	4378.6	5058.1	7.4207	0.011339	4360.5	5040.8	7.3248
1300	0.018239	4623.3	5352.8	7.7175	0.014620	4607.5	5338.5	7.6048	0.012213	4591.8	5324.5	7.5111

Ilustración A-6 Tabla de vapor sobrecalentado

TABLE A-7

Compressed liquid water

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
	<i>P</i> = 5 MPa (263.94°C)				<i>P</i> = 10 MPa (311.00°C)				<i>P</i> = 15 MPa (342.16°C)			
Sat.	0.0012862	1148.1	1154.5	2.9207	0.0014522	1393.3	1407.9	3.3603	0.0016572	1585.5	1610.3	3.6848
0	0.0009977	0.04	5.03	0.0001	0.0009952	0.12	10.07	0.0003	0.0009928	0.18	15.07	0.0004
20	0.0009996	83.61	88.61	0.2954	0.0009973	83.31	93.28	0.2943	0.0009951	83.01	97.93	0.2932
40	0.0010057	166.92	171.95	0.5705	0.0010035	166.33	176.37	0.5685	0.0010013	165.75	180.77	0.5666
60	0.0010149	250.29	255.36	0.8287	0.0010127	249.43	259.55	0.8260	0.0010105	248.58	263.74	0.8234
80	0.0010267	333.82	338.96	1.0723	0.0010244	332.69	342.94	1.0691	0.0010221	331.59	346.92	1.0659
100	0.0010410	417.65	422.85	1.3034	0.0010385	416.23	426.62	1.2996	0.0010361	414.85	430.39	1.2958
120	0.0010576	501.91	507.19	1.5236	0.0010549	500.18	510.73	1.5191	0.0010522	498.50	514.28	1.5148
140	0.0010769	586.80	592.18	1.7344	0.0010738	584.72	595.45	1.7293	0.0010708	582.69	598.75	1.7243
160	0.0010988	672.55	678.04	1.9374	0.0010954	670.06	681.01	1.9316	0.0010920	667.63	684.01	1.9259
180	0.0011240	759.47	765.09	2.1338	0.0011200	756.48	767.68	2.1271	0.0011160	753.58	770.32	2.1206
200	0.0011531	847.92	853.68	2.3251	0.0011482	844.32	855.80	2.3174	0.0011435	840.84	858.00	2.3100
220	0.0011868	938.39	944.32	2.5127	0.0011809	934.01	945.82	2.5037	0.0011752	929.81	947.43	2.4951
240	0.0012268	1031.6	1037.7	2.6983	0.0012192	1026.2	1038.3	2.6876	0.0012121	1021.0	1039.2	2.6774
260	0.0012755	1128.5	1134.9	2.8841	0.0012653	1121.6	1134.3	2.8710	0.0012560	1115.1	1134.0	2.8586
280					0.0013226	1221.8	1235.0	3.0565	0.0013096	1213.4	1233.0	3.0410
300					0.0013980	1329.4	1343.3	3.2488	0.0013783	1317.6	1338.3	3.2279
320									0.0014733	1431.9	1454.0	3.4263
340									0.0016311	1567.9	1592.4	3.6555
	<i>P</i> = 20 MPa (365.75°C)				<i>P</i> = 30 MPa				<i>P</i> = 50 MPa			
Sat.	0.0020378	1785.8	1826.6	4.0146	0.0009857	0.29	29.86	0.0003	0.0009767	0.29	49.13	-0.0010
0	0.0009904	0.23	20.03	0.0005	0.0009886	82.11	111.77	0.2897	0.0009805	80.93	129.95	0.2845
20	0.0009929	82.71	102.57	0.2921	0.0009951	164.05	193.90	0.5607	0.0009872	161.90	211.25	0.5528
40	0.0009992	165.17	185.16	0.5646	0.0010042	246.14	276.26	0.8156	0.0009962	243.08	292.88	0.8055
60	0.0010084	247.75	267.92	0.8208	0.0010155	328.40	358.86	1.0564	0.0010072	324.42	374.78	1.0442
80	0.0010199	330.50	350.90	1.0627	0.0010290	410.87	441.74	1.2847	0.0010201	405.94	456.94	1.2705
100	0.0010337	413.50	434.17	1.2920	0.0010445	493.66	525.00	1.5020	0.0010349	487.69	539.43	1.4859
120	0.0010496	496.85	517.84	1.5105	0.0010623	576.90	608.76	1.7098	0.0010517	569.77	622.36	1.6916
140	0.0010679	580.71	602.07	1.7194	0.0010823	660.74	693.21	1.9094	0.0010704	652.33	705.85	1.8889
160	0.0010886	665.28	687.05	1.9203	0.0011049	745.40	778.55	2.1020	0.0010914	735.49	790.06	2.0790
180	0.0011122	750.78	773.02	2.1143	0.0011304	831.11	865.02	2.2888	0.0011149	819.45	875.19	2.2628
200	0.0011390	837.49	860.27	2.3027	0.0011595	918.15	952.93	2.4707	0.0011412	904.39	961.45	2.4414
220	0.0011697	925.77	949.16	2.4867	0.0011927	1006.9	1042.7	2.6491	0.0011708	990.55	1049.1	2.6156
240	0.0012053	1016.1	1040.2	2.6676	0.0012314	1097.8	1134.7	2.8250	0.0012044	1078.2	1138.4	2.7864
260	0.0012472	1109.0	1134.0	2.8469	0.0012770	1191.5	1229.8	3.0001	0.0012430	1167.7	1229.9	2.9547
280	0.0012978	1205.6	1231.5	3.0265	0.0013322	1288.9	1328.9	3.1761	0.0012879	1259.6	1324.0	3.1218
300	0.0013611	1307.2	1334.4	3.2091	0.0014014	1391.7	1433.7	3.3558	0.0013409	1354.3	1421.4	3.2888
320	0.0014450	1416.6	1445.5	3.3996	0.0014932	1502.4	1547.1	3.5438	0.0014049	1452.9	1523.1	3.4575
340	0.0015693	1540.2	1571.6	3.6086	0.0016276	1626.8	1675.6	3.7499	0.0014848	1556.5	1630.7	3.6301
360	0.0018248	1703.6	1740.1	3.8787	0.0018729	1782.0	1838.2	4.0026	0.0015884	1667.1	1746.5	3.8102

Ilustración A-7 Tabla líquido comprimido.

TABLE A-17

Ideal-gas properties of air

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° 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						

Ilustración A-17. Propiedades de los gases ideales 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° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° 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).

Ilustración A-17. Propiedades de los gases ideales a presión atmosférica.

TABLE A-18

Ideal-gas properties of nitrogen, N₂

<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° 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

Ilustración A-18. Propiedades del nitrógeno como gas ideal.

TABLE A-18

Ideal-gas properties of nitrogen, N_2 (Concluded)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° 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.

Ilustración A-18. Propiedades del nitrógeno como gas ideal.

TABLE A-19

Ideal-gas properties of oxygen, O₂

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° 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

Ilustración A-19. Propiedades del oxígeno como gas ideal.

TABLE A-19

Ideal-gas properties of oxygen, O_2 (Concluded)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° 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	273.981
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

Ilustración A-19. Propiedades del oxígeno como gas ideal.

TABLE A-20

Ideal-gas properties of carbon dioxide, CO₂

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° 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	20,135	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

Ilustración A-20. Propiedades del dióxido de carbono como gas ideal.

TABLE A-20

Ideal-gas properties of carbon dioxide, CO₂ (Concluded)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° 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

Ilustración A-20. Propiedades del dióxido de carbono como gas ideal.

TABLE A-23

Ideal-gas properties of water vapor, H₂O

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° 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

Ilustración A-23. Propiedades del vapor de agua como gas ideal.

TABLE A-23

Ideal-gas properties of water vapor, H₂O (Concluded)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° 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

Ilustración A-23. Propiedades del vapor de agua como gas ideal.

TABLE A-26

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

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

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

TABLE A-27

Properties of some common fuels and hydrocarbons

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

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

Ilustración A-27. Propiedades de los combustibles más comunes.