



TECNOLÓGICO DE ESTUDIOS SUPERIORES DE ECATEPEC

**MAESTRÍA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y
ENERGÍAS RENOVABLES**

**Análisis Termodinámico de las Centrales Ultracríticas,
Supercríticas y Convencionales**

TESIS

que para obtener el grado de

Maestro en Eficiencia Energética y Energías Renovables

PRESENTA

Ing. Ladislao Eduardo Méndez Cruz

DIRECTORES DE TESIS

Dr. Raúl Lugo Leyte

Dr. Martín Salazar Pereyra

Ecatepec de Morelos, Estado de México, México, diciembre de 2019.



GOBIERNO DEL
ESTADO DE MÉXICO

DICTAMEN DE LIBERACIÓN DE PROYECTO
DE TESIS

FO-TESE-DA-90

TIT05-ANEXO PM



DIRECCIÓN ACADÉMICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECATRÓNICA E INDUSTRIAL
MAESTRÍA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍAS RENOVABLES

Fecha: 01 DE OCTUBRE DE 2019

Datos generales

Nombre del alumno:

MÉNDEZ

CRUZ

LADISLAO EDUARDO

Apellido paterno

Apellido materno

Nombres (s)

Matrícula: 201721505

PROYECTO: ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LAS CENTRALES ULTRACRÍTICAS, SUPERCRÍTICAS Y CONVENCIONALES

DIRECTORES: DR. RAÚL LUGO LEYTE Y DR. MARTÍN SALAZAR PEREYRA

Dictamen:

Con base en el registro No. POSG-MPEER/DIMMI/2019/01 correspondiente al periodo escolar 2019-2, asignado al proyecto de tesis ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE LAS CENTRALES ULTRACRÍTICAS, SUPERCRÍTICAS Y CONVENCIONALES y presentado por el alumno referido; y después de haber sido desarrolladas las actividades requeridas, el Comité Tutorial, conformado por los integrantes que firman al calce, ha determinado que SI (X) NO () han sido cubiertos en su totalidad los requisitos que permitan a esta División Académica liberar al alumno de los trámites académicos para tal efecto e iniciar el trámite de obtención de grado de maestría en la Unidad de Registro y Certificación de este Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec.

Observaciones:

NINGUNA




Comité tutorial


DR. RAÚL LUGO LEYTE


DR. MARTÍN SALAZAR PEREYRA


DR. AGUSTÍN MORA ORTEGA


M. EN WENCESLAO BONILLA BLANCAS
CUAUHTÉMOC

Elaboró:	Revisó y Visto Bueno:	Enterado:
 DR. AGUSTÍN MORA ORTEGA Coordinador de Posgrado	 M. EN C. HÉCTOR RODRÍGUEZ CARMONA Jefe de División	 M. EN C. ARMANDO ALCALDE MARTÍNEZ Director Académico

Agradecimientos

Al Dr. Martín Salazar Pereyra y Al Dr. Raúl Lugo Leyte, gracias por su apoyo, confianza y paciencia para poder concluir este trabajo de tesis.

A mis padres, Ladislao Méndez Jiménez y María Elena Cruz Mendiola, gracias por estar conmigo siempre, por ser mis guías y ejemplo, por brindarme su apoyo, confianza y paciencia a lo largo de toda mi vida.

A mis hermanos, Ximena y Daniel, con quienes crecí y con quienes he compartido los momentos más importantes de mi vida, gracias por su apoyo incondicional que me brindaron en todo momento.

A mi novia Verónica, gracias por estar conmigo en todo este proceso y por tu apoyo incondicional, vendrán cosas mejores.

A mis amigos del TESE, J-201 y J-204 y UAM-I, PP2 Y T041, gracias por acompañarme a lo largo de esta gran experiencia y por compartir todos mis logros y fracasos.

A mi tío Raúl, gracias por todas sus enseñanzas, regaños, consejos y sobre todo su apoyo incondicional.

A usted Dr. Martín, gracias por ser mi asesor, pero también ser una gran amistad, le agradezco todo el apoyo que me ha brindado y sus sabios consejos.

A los sinodales, gracias por su tiempo y sus valiosos comentarios para hacer de este, un mejor trabajo.

Índice

Índice de Figuras.....	III
Índice de Tablas.....	IV
Nomenclatura.....	V
Resumen.....	1
Abstract.....	3
Introducción.....	5
Objetivo General.....	9
Objetivos Particulares.....	9
Capítulo 1. Plantas de Generación de potencia de turbinas de vapor.....	11
1.1 Introducción.....	11
1.2 Descripción de los ciclos de vapor.....	12
1.3 Descripción del proceso al ciclo de vapor ultracrítico con 10 calentadores y un deareador.....	13
1.4 Descripción del proceso al ciclo de vapor supercrítico regenerativo 8 calentadores y un deareador.....	15
1.5 Descripción del proceso al ciclo de vapor supercrítico regenerativo 7 y 6 calentadores con un deareador.....	17
1.6 Condiciones de operación de los ciclos de vapor.....	21
Capítulo 2. La termodinámica del vapor.....	23
2.1 Introducción.....	23
2.2 Diagrama Temperatura – entropía del vapor de agua.....	23
2.3 Diagramas exergéticos del vapor de agua.....	29
2.4 Superficies del vapor de agua.....	32
Capítulo 3. Análisis termodinámico de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y convencionales.....	35
3.1 Introducción.....	35
3.2 Estados termodinámicos y fracciones de extracción en los ciclos de vapor....	36
3.3 Ciclos de vapor.....	36
3.4 Análisis de Primera Ley de la Termodinámica a los ciclos de vapor.....	38
3.4.1 Trabajo generado en la turbina de vapor.....	38
3.4.2 Calor suministrado en el ciclo de vapor.....	40
3.4.3 Eficiencia térmica.....	40
3.4.4 Consumo Térmico Unitario (CTU).....	41
3.4.5 Flujo de vapor.....	41

3.4.6 Consumo Específico de Vapor (CEV)	41
3.4.7 Flujo de combustible	41
3.4.8 Consumo Específico de Combustible (CEC).....	41
3.4.9 Flujo de gases de combustión en la Caldera y Generador de Vapor.....	42
3.5 Análisis de Segunda Ley de la Termodinámica a los ciclos de vapor	43
3.5.1 Generación de entropía en la turbina de vapor.....	44
3.5.2 Generación de entropía en las bombas.....	45
3.5.3 Generación de entropía en el condensador.....	45
3.5.4 Generación de entropía en el tren de calentamiento	45
3.5.5 Generación de entropía en la caldera y generador de vapor	45
3.6 Análisis exergético a los ciclos de vapor	46
3.6.1 Relación de Gouy-Stodola para un volumen de control	46
3.6.2 Exergía asociada con la transferencia de calor	46
3.6.3 Exergía asociada con una corriente estable de materia.....	47
3.6.4 Exergía física.....	47
3.6.5 Eficiencia exergética	50
3.7 Exergía en el proceso de expansión	51
3.8 Exergía en el proceso de expansión multietapa	54
Capítulo 4. Resultados y Discusión	57
4.1 Análisis de Primera Ley de la Termodinámica a los ciclos de vapor	57
4.2 Análisis exergético a los ciclos de vapor basado en la Segunda Ley de la Termodinámica	65
Capítulo 5. Conclusiones	73
Referencias.....	75
Anexo 1. Estados termodinámicos de las centrales subcríticas, supercríticas y ultracríticas	79
Anexo 2. Determinación de las fracciones másicas de las centrales ultracríticas, supercríticas y convencionales	89
Anexo 3. Tabla de estados termodinámicos para los ciclos ultracrítico, supercrítico y subcrítico	95

Índice de Figuras

Figura 1. Diagrama esquemático del ciclo de vapor ultracrítico.....	14
Figura 2. Diagrama esquemático del ciclo de vapor supercrítico.....	16
Figura 3. Diagrama esquemático del ciclo de vapor subcrítico, 7 calentadores.....	19
Figura 4. Diagrama esquemático del ciclo de vapor subcrítico, 6 calentadores.....	20
Figura 5. Diagrama Temperatura-entropía del vapor de agua.....	24
Figura 6. Comportamiento de la velocidad del vapor en función de la presión y temperatura.	25
Figura 7. Comportamiento del volumen específico en función de la presión y temperatura.	26
Figura 8. Comportamiento de la densidad en función de la presión y temperatura.	27
Figura 9. Comportamiento del cambio de fase del agua en la zona supercrítica.	28
Figura 10. Diagrama entalpía-entropía del vapor de agua.....	29
Figura 11. Diagrama exergía-entropía del vapor de agua.	30
Figura 12. Diagrama exergía-entalpía del vapor de agua.....	31
Figura 13. Trabajo motor desarrollado por el ciclo de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico.....	32
Figura 14. Superficie presión - volumen específico - temperatura del vapor de agua. ...	33
Figura 15. Vista de presión – volumen específico de la superficie del vapor de agua...	34
Figura 16. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor ultracrítico.....	36
Figura 17. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor supercrítico.....	37
Figura 18. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor, siete calentadores.	37
Figura 19. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor, seis calentadores.....	38
Figura 20. Volumen de control de la caldera ultracrítica.	42
Figura 21. Diagrama exergía-entalpía del ciclo de vapor ultracrítico.	48
Figura 22. Diagrama exergía-entalpía del ciclo de vapor supercrítico.....	49
Figura 23. Diagrama exergía entalpía del ciclo de vapor, siete calentadores.....	49
Figura 24. Diagrama exergía-entalpía del ciclo de vapor, seis calentadores.....	50
Figura 25. Diagrama esquemático de una turbina.	51
Figura 26. Diagrama Temperatura-entropía de un proceso de expansión.	51
Figura 27. Diagrama de Sankey del proceso de expansión en una turbina.	52
Figura 28. Diagrama Temperatura-entropía de un proceso de expansión multietapa. ...	54
Figura 29. Trabajo motor y eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada de la turbina ultracrítica.	57
Figura 30. Trabajo motor y eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada de la turbina supercrítica.	58
Figura 31. Trabajo motor y calidad de vapor en función de las condiciones de entrada de la turbina ultracrítica.	59
Figura 32. Trabajo motor y calidad de vapor en función de las condiciones de entrada de la turbina supercrítica.	59
Figura 33. Trabajo motor y eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada de la turbina subcrítica, siete calentadores.....	60
Figura 34. Trabajo motor y eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada de la turbina subcrítica, seis calentadores.	60

Figura 35. Trabajo motor y calidad de vapor en función de las condiciones de entrada de la turbina subcrítica, siete calentadores.....	61
Figura 36. Trabajo motor y calidad de vapor en función de las condiciones de entrada de la turbina subcrítica, siete calentadores.....	61
Figura 37. Flujo de vapor de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.....	62
Figura 38. Consumo Específico de Vapor de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.....	63
Figura 39. Flujo de combustible de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor..	63
Figura 40. Consumo Específico de Combustible de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.	64
Figura 41. Consumo Térmico Unitario de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.	64
Figura 42. Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor ultracrítico.	65
Figura 43. Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor supercrítico.	66
Figura 44. Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor subcrítico, siete calentadores...	67
Figura 45. Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor subcrítico, seis calentadores. ...	67
Figura 46. Comparación de dos escenarios del ciclo de vapor ultracrítico.	68
Figura 47. Variación de la η_{SIT} para el arreglo ultracrítico.....	69
Figura 48. Variación de la η_{SIT} para el arreglo supercrítico.	70
Figura 49. Variación de la η_{SIT} para el arreglo subcrítico, siete calentadores.	71
Figura 50. Variación de la η_{SIT} para el arreglo subcrítico, seis calentadores.	71
Figura 51. Eficiencia exergética total de expansión para los diferentes ciclos de vapor.	72
Figura 52. Eficiencia exergética y eficiencia térmica para los diferentes ciclos de vapor.	72
Figura 53. Volumen de control del tren de calentamiento del ciclo de vapor ultracrítico.	91

Índice de Tablas

Tabla 1. Condiciones de operación de los ciclos de vapor.	21
Tabla 2. Propiedades y condiciones de operación de los gases de combustión.....	43
Tabla 3. Estados termodinámicos del ciclo de vapor subcrítico, seis calentadores...	95
Tabla 4. Estados termodinámicos del ciclo de vapor subcrítico, siete calentadores.	96
Tabla 5. Estados termodinámicos del ciclo de vapor supercrítico.....	97
Tabla 6. Estados termodinámicos del ciclo de vapor ultracrítico.	98

Nomenclatura

Lista de símbolos

A	Área	[m ²]
C	Velocidad	[m/s]
CEC	Consumo Específico de Combustible	[kg _c /kWh]
CEV	Consumo Específico de Vapor	[kg _v /kWh]
CTU	Consumo Térmico Unitario	[kJ/kWh]
c_p	Calor específico a presión constante	[kJ/kgK]
ec	Energía Cinética específica	[m ² /s ²]
ep	Energía Potencial específica	[m ² /s ²]
h	Entalpía específica	[kJ/kg]
i	Flujo de irreversibilidades	[kW]
i	Irreversibilidad específica	[kJ/kg]
\dot{m}	Flujo másico	[kg/s]
P	Presión	[bar]
PCI	Poder Calorífico Inferior	[kJ/kg _c]
\dot{Q}	Flujo de calor	[kW]
q	Calor por unidad de masa	[kJ/kg]
R	Constante particular del gas	[kJ/kgK]
\dot{s}	Flujo de entropía	[kW/K]
s	Entropía específica	[kJ/kgK]
T	Temperatura	[°C o K]
v	Volumen específico	[m ³ /kg]
\dot{W}	Potencia	[kW]
w	Trabajo específico	[kJ/kg]
x	Calidad de vapor	[-]

Letras griegas

η	Eficiencia	[-]
ε	Exergía específica	[kJ/kg]
\dot{E}	Flujo de exergía	[kW]
Δ	Diferencia	[-]
ρ	Densidad	[kg/m ³]

Subíndices

<i>AP</i>	Alta Presión
<i>B</i>	Bomba
<i>BP</i>	Baja Presión
<i>c</i>	Combustible
<i>cond</i>	Condensación
<i>e</i>	Entrada
<i>exer</i>	Exergética
<i>ex</i>	Expansión
<i>f</i>	Líquido
<i>fa</i>	Flama Adiabática
<i>g</i>	Gas
<i>gen</i>	Generada
<i>gc</i>	Gases de combustión
<i>h</i>	Entalpía
<i>k</i>	Cinética
<i>m</i>	motor
<i>máx</i>	Máximo
<i>p</i>	Potencial
<i>PI</i>	Presión Intermedia
<i>q</i>	Química
<i>rec</i>	Recalentamiento
<i>s</i>	Salida
<i>sat</i>	Saturación
<i>SIT</i>	Isoentrópica de la Turbina
<i>sum</i>	Suministrado
<i>th</i>	Térmica
<i>TV</i>	Turbina de Vapor
<i>UC</i>	Ultracrítica
<i>v</i>	Vapor
<i>VC</i>	Volumen de Control
<i>0</i>	Medio ambiente
<i>1, ..., 45</i>	Estados termodinámicos

Abreviaturas

<i>AP</i>	Alta Presión
<i>BP</i>	Baja Presión
<i>C</i>	Calentador Cerrado

<i>CAB</i>	Cabezal
<i>DEAR</i>	Deareador
<i>EVAP</i>	Evaporador
<i>m</i>	Fracción másica
<i>PI</i>	Presión Intermedia
<i>LS</i>	Líquido Saturado
<i>VS</i>	Vapor Saturado Seco
<i>VSC</i>	Vapor Sobrecalentado

Resumen

En este trabajo se presenta un análisis termodinámico de las centrales de generación de potencia, que utilizan las configuraciones de los ciclos de vapor, ultracrítico, supercrítico y subcrítico regenerativo; las diferentes configuraciones que se analizan se describen en el Capítulo 1. Se inicia el análisis termodinámico con un estudio general de cada una de las diferentes configuraciones de los ciclos de vapor y posteriormente, se enfatiza dicho análisis únicamente a las turbinas de vapor, esto con el objetivo de hacer el análisis de la transformación y la degradación de la energía en cada una de las etapas de expansión, en función de parámetros tales como el grado de recalentamiento y de las irreversibilidades generadas.

El estudio se realiza a partir de diferentes condiciones de operación, las cuales se determinan en función de la información obtenida de los balances térmicos de algunas centrales térmicas que actualmente están en operación. A partir de estas condiciones de operación, se propone una generación de potencia constante para los diferentes ciclos de vapor, con el objetivo de realizar el análisis termodinámico.

Se inicia el análisis termodinámico a partir de un análisis energético a cuatro diferentes configuraciones de ciclos de vapor: ultracrítico, supercrítico y subcrítico regenerativo; esta última contempla los casos de un tren de calentamiento de siete y seis calentadores. Se determinan los principales parámetros de desempeño, tales como, el trabajo por etapa de expansión, trabajo total generado por la turbina de vapor, trabajo de las bombas, trabajo motor del ciclo, calor suministrado, eficiencia térmica, flujo de vapor, Consumo Específico de Vapor, flujo de combustible y Consumo Específico de Combustible.

Posteriormente se realiza un análisis exergético a las mismas configuraciones de los ciclos de vapor, basado en la Segunda Ley de la Termodinámica donde, inicialmente se determina la generación de entropía y posteriormente se cuantifican las irreversibilidades generadas en cada uno de los diferentes equipos y finalmente se determina la eficiencia exergética global de cada ciclo. Enseguida, se determinan las irreversibilidades generadas y la eficiencia exergética por cada una de las etapas de expansión en la turbina de vapor, y después se determina la eficiencia exergética total de expansión.

Los resultados obtenidos con base al análisis energético muestran que, la configuración en donde se requiere la menor cantidad de flujo de vapor para generar una potencia constante es el ciclo de vapor ultracrítico con 253 kg_v/s; y para las configuraciones de los ciclos de vapor subcríticos con siete y seis calentadores, el flujo de vapor necesario rebasa los 275 kg_v/s. Por lo tanto, en términos de la cantidad de flujo de combustible requerido para generar una cierta potencia, el mejor escenario se tiene también para el caso del ciclo ultracrítico un consumo de combustible menor a los 14 kg_c/s; por otro lado, para los ciclos subcríticos el flujo de combustible se incrementa hasta los 16 kg_c/s.

Respecto a los resultados obtenidos con base al análisis exergético, se muestra que el mayor porcentaje de irreversibilidades generadas corresponde al generador de vapor y la caldera ultracrítica con el 34.71 % y 29.11 %, respectivamente. Además, los sistemas de generación de energía con ciclos de vapor ultracríticos y supercríticos son los que presentan el mejor comportamiento global de acuerdo con el análisis energético y exergético.

Así mismo, los resultados obtenidos a partir del análisis exergético por etapa de expansión en la turbina de vapor muestran que, en las etapas de expansión de presión intermedia que se realizan después del primer y segundo recalentamiento se tienen las eficiencias exergéticas más altas; sin embargo, para el caso del ciclo supercrítico, ésta se tiene en la segunda etapa de expansión de la sección de alta presión.

Abstract

In this work a thermodynamic analysis is presented of power generation plants using steam, ultracritical, supercritical and regenerative subcritical cycle configurations; the different configurations analyzed are described in Chapter 1. The thermodynamic analysis begins with a general study of each of the different configurations of the steam cycles and, subsequently, this analysis is emphasized solely for the steam turbines, with the objective of analyzing the transformation and degradation of the energy in each of the expansion stages, depending on parameters such as the degree of overheating and the irreversibilities generated.

The study is based on different operating conditions, which are determined on the basis of information obtained from the thermal balances of some thermal power plants currently in operation. Based on these operating conditions, a constant power generation is proposed for the different steam cycles, in order to carry out the thermodynamic analysis.

The thermodynamic analysis begins with an energy analysis of four different configurations of steam cycles; ultracritical, supercritical and regenerative subcritical, the latter contemplating the cases of a heating train with seven and six heaters. The main performance parameters are determined, such as the work per expansion stage, total work generated by the steam turbine, pump work, cycle engine work, heat supplied, thermal efficiency, steam flow, Specific Steam Consumption, fuel flow and Specific Fuel Consumption.

Subsequently, an exergetic analysis is performed on the same configurations of the steam cycles, based on the Second Law of Thermodynamics where, initially the generation of entropy is determined and subsequently the irreversibilities generated in each of the different equipment's are quantified and finally the global exergetic efficiency of each cycle is determined. Next, the irreversibilities generated and the exergetic efficiency are determined for each of the expansion stages in the steam turbine, and then the total exergetic efficiency of expansion is determined.

The results obtained based on energy analysis show that the configuration where the least amount of steam flow is required to generate constant power is the ultracritical steam cycle with 253 kg_v/s, while for the subcritical steam cycle configurations with seven and six heaters, the required steam flow exceeds 275 kg_v/s. Therefore, in terms of the amount of fuel flow required to generate a certain amount of power, the best scenario is also for the case of the ultracritical cycle with an amount less than 14 kg_c/s; on the other hand, there is an increase of 2 kg_c/s for the subcritical cycles.

With respect to the results obtained based on exergetic analysis, it is shown that the highest percentage of irreversibilities generated corresponds to the steam generator and the ultracritical boiler with 34.71% and 29.11% respectively. In addition, the energy generation systems with ultracritical and supercritical steam cycles are the ones that present the best global behavior according to the energetic and exergetic analysis.

Likewise, the results obtained from the exergetic analysis by expansion stage in the steam turbine show that, in the intermediate pressure expansion stages that take place after the first and second reheating, the highest exergetic efficiencies are obtained; however, in the case of the supercritical cycle, this is in the second expansion stage of the high pressure section.

Introducción

El aumento gradual de la demanda de energía en los últimos años debido a factores, tales como la industrialización, aumento en la densidad demográfica y la tendencia a una mejor calidad de vida, ha tenido una gran repercusión hacia el medio ambiente, así como una disminución en los recursos fósiles y el incremento del costo de los mismos. Sin embargo, actualmente existe una transición energética para encontrar nuevas formas de producción de energía a partir de fuentes renovables, los cuales, a pesar de tener una diversificación de diferentes tecnologías para la generación de energía, no resulta ser del todo una completa viabilidad.

De acuerdo con la Prospectiva del Sector Eléctrico 2018-2032, la demanda de la energía mundial fue de 708 TWh para el año 2017. Del total de generación mundial, las energías renovables concentraron el 25%, mientras que, el 75% de la generación continúa siendo a partir de combustibles fósiles. En el caso de México, el consumo de energía tiene un crecimiento medio anual del 2.6%, lo que representó una demanda de 293,127 GWh para ese mismo año. Así mismo, el Sector Eléctrico Nacional registró que el 78.9% de la generación eléctrica provino de tecnologías convencionales, por otro lado, la participación de las tecnologías limpias en conjunto solamente representó el 21.1%, De Energía, S. (2018). Por lo tanto, a partir de tecnologías convencionales, las turbinas de vapor son las más utilizadas para la generación de energía en plantas: ultracríticas y supercríticas (carboeléctricas), subcríticas (termoeléctricas convencionales), geotérmicas, ciclos combinados y en sistemas de cogeneración.

En México, la capacidad instalada de generación de energía eléctrica con turbinas de vapor representa aproximadamente el 60%. Esta perspectiva depende principalmente de las políticas energéticas que establecen el uso de gas natural y carbón mineral como combustibles. En las carboeléctricas para tener una reducción de inquemados y cenizas se utilizan precipitadores electrostáticos. Así mismo, como parte de la modernización y rehabilitación de las centrales termoeléctricas se les ha realizado el cambio de quemadores para gas natural y ya no utilizar combustóleo. Con estas acciones se garantiza una nueva generación limpia, NGL. A nivel mundial, países como China, India, Japón, Rusia, Países Bajos y USA cuentan con una generación de energía eléctrica importante a través de las centrales carboeléctricas, utilizando turbinas de vapor a condiciones supercríticas, Retzlaff y Ruegger, (1996). En la actualidad, estos países siguen incrementando su producción de energía con base al carbón, Yong Li et al (2018). Así mismo, Prieto y Paredes (2019) establecen que las nuevas tecnologías de energía nuclear con reactores de cuarta generación utilizarán ciclos de vapor supercríticos y ultracríticos. En México, la mayoría de las centrales termoeléctricas operan bajo el funcionamiento de los ciclos Rankine con sobrecalentamiento, recalentamiento y regeneración. Estas plantas trabajan con trenes de calentamiento de seis o siete calentadores, de los cuales uno es abierto y funciona como deareador y/o amortiguador. Los ciclos Rankine ultracríticos y supercríticos operan a condiciones superiores al punto crítico del agua. Generalmente se les denomina ciclos Rankine ultracríticos a las configuraciones que incluyen dos

recalentamientos y supercríticos a los que sólo incluyen un recalentamiento en la caldera ultracrítica.

Este tipo de ciclos se implementan con la finalidad de aumentar la eficiencia energética y la potencia generada con respecto a los ciclos subcríticos. Kotas (1985) establece la metodología exérgica de evaluación de las turbinas de vapor con multi-etapas de expansión, Dincer et al (2001) también han realizado estudios exérgicos a plantas de generación de potencia; sin embargo, no muestran las eficiencias exérgicas de las etapas de expansión características de las turbinas de vapor, de acuerdo a la configuración del sistema. Otros autores como Zhigang Zhao et al (2017), Hermann et al (2005), Khaliq et al (2004), Gholam et al (2016), Song et al (2002) han cuantificado las pérdidas de exérgía y las irreversibilidades que se producen en una central de generación de potencia específica. En este trabajo se analizan cuatro configuraciones de plantas de generación de potencia, enfocándose principalmente en las turbinas de vapor en función de la eficiencia isoentrópica, debido a que, a través de ésta se puede considerar de forma global las fallas ocasionadas por factores como corrosión, inestabilidades de flujo, ensuciamientos entre otros (Turgay et al, 2018).

R. Lugo et al. (2009), establecen que, en las centrales termoeléctricas convencionales, las turbinas de vapor contribuyen en la destrucción de la disponibilidad de energía en promedio del 4% y de éstas, el 51% se tienen en la sección de baja presión con respecto a la energía suministrada por el combustible. Dincer et al (2001) cuantifica 8% en promedio de pérdidas de disponibilidad de la energía en la turbina de vapor, con base al flujo de calor suministrado al generador de vapor. Salazar-Pereyra et al (2016) muestra un comparativo termodinámico de primera ley de las centrales ultracríticas y subcríticas, donde se establece la relevancia del criterio de elección de las presiones de recalentamiento para una central ultracrítica. Viera et al (2017) establecen que para minimizar las irreversibilidades asociadas al intercambio de calor en el tren de calentamiento en las centrales supercríticas y ultracríticas se requieren 8 y 10 calentadores, respectivamente, debido a la reducción de las fracciones de vapor extraídas de la turbina y al aumento de la temperatura de precalentamiento.

Así mismo, Çetin et al (2018) muestran que la República de Turquía depende en más del 50% de los combustibles fósiles para la generación de energía eléctrica, por tal motivo presenta un comparativo energético y exérgico de dos plantas supercríticas y ultracríticas, como posibles propuestas para abastecer la demanda de electricidad a bajo costo y menores impactos al medio ambiente con condiciones de operación límites de 300 bar y 600°C; obteniendo que la central ultracrítica con doble recalentamiento incrementa la eficiencia térmica y exérgica en 1.5% y 1.31%, respectivamente, al compararla con el funcionamiento de una supercrítica.

Además, de acuerdo con Retzlaff y Ruegger, (1996) establecen que, para avanzar en el desarrollo de la tecnología de las turbinas de vapor; se puede realizar mediante la posibilidad de mejorar las eficiencias mecánicas, en la reducción de las pérdidas aerodinámicas y de fugas a medida que el vapor se expande a través de la turbina. El segundo tipo de avance es la mejora en la eficiencia termodinámica al aumentar la temperatura y la presión a la que se opera la turbina. De éste dependerá el tipo turbina,

región de operación y el número de calentadores de la línea principal de agua. Por consiguiente, en este trabajo se realiza un análisis termodinámico que inicialmente se realiza en general a los cuatro ciclos de vapor y a continuación, solamente se enfoca al estudio termodinámico con base a la metodología desarrollada por (Kotas 1985) del análisis energético y exergético de las turbinas de vapor de los ciclos ultracríticos, supercríticos y subcríticos Rankine, para determinar la eficiencia exergética de expansión y global de la turbina en función de la eficiencia isoentrópica de la turbina.

A continuación, se presenta un resumen del contenido por cada capítulo que integra este trabajo.

En el capítulo uno se presenta una descripción de las configuraciones de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico, y subcrítico regenerativo, este último con las configuraciones de siete y seis calentadores de línea respectivamente; se muestran los diagramas esquemáticos con los cuales se realiza el análisis termodinámico. Así mismo se describen las condiciones de operación de cada una de las configuraciones, dicha información se toma de los balances térmicos de centrales que actualmente se encuentran en operación.

En el capítulo dos se realiza un estudio del comportamiento de las propiedades termodinámicas, en función de parámetros de operación de las diferentes plantas que se abordan en este trabajo, principalmente presión y temperatura. Este estudio se hace a partir del desarrollo de diferentes diagramas como, temperatura – entropía, entalpía – entropía, exergía – entropía y exergía – entalpía.

En el capítulo tres se realiza el análisis termodinámico a los ciclos de vapor ultracríticos, supercríticos y subcríticos, se hace un análisis de la Primera Ley de la Termodinámica para evaluar los parámetros de desempeño tales como el trabajo motor, calor suministrado, eficiencia térmica, entre otros. A continuación, se realiza un análisis exergético con base en la Segunda Ley de la Termodinámica, se evalúan las irreversibilidades y la eficiencia exergética del ciclo total. Finalmente se realiza un estudio en cada una de las etapas de expansión de la turbina de vapor a partir de las irreversibilidades y de la eficiencia exergética por etapa, y también se determina la eficiencia exergética total de expansión en la turbina de vapor.

En el capítulo cuatro se presentan los resultados obtenidos del análisis energético y exergético desarrollado en el capítulo tres; y finalmente, en el capítulo cinco se presentan las conclusiones obtenidas del desarrollo de este trabajo.

Objetivo General

Este trabajo de investigación tiene como objetivo general, realizar un análisis energético y exergético a las centrales de generación de energía que utilizan las configuraciones de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico regenerativo.

Objetivos Particulares

- Realizar un análisis paramétrico a las configuraciones de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores.
- Determinas la eficiencia térmica global de los ciclos de vapor.
- Determinar la eficiencia exergética global de los cuatro ciclos de vapor.

Capítulo 1. Plantas de Generación de potencia de turbinas de vapor

1.1 Introducción

La generación de energía a partir de combustibles fósiles continuará siendo una pieza clave para el desarrollo de la economía mundial. En el caso del carbón, se prevé que el consumo mundial se mantendrá por encima de los 4 mil millones de toneladas equivalente al año. En este sentido, la tecnología de las centrales ultracríticas y supercríticas (que utilizan como combustible principalmente el carbón) son actualmente una de las mejores opciones para la generación de potencia, debido a la característica del doble recalentamiento que poseen. Sin embargo, este tipo de centrales son una de las principales fuentes de contaminación del aire, incluidas las emisiones de gases de efecto invernadero, SO_x, NO_x, partículas sólidas finas y otros contaminantes, (Zhigang Zhao et al, 2017). Por lo tanto, mejorar la eficiencia de conversión de energía de las centrales eléctricas de carbón es muy importante para reducir el consumo de este combustible y las emisiones de gases contaminantes.

El desarrollo de nuevas técnicas de generación de energía con carbón de alta calidad, es el medio más viable para el ahorro de energía. Este tipo de centrales, técnicamente pueden incrementar la presión y temperatura de entrada a la turbina de alta presión por encima del punto crítico del agua y por lo tanto se puede tener uno o dos recalentamientos, lo cual no solamente cumple con la restricción de que la calidad del vapor sea mayor a 0.88 en la última etapa de expansión en la turbina de vapor de baja presión, sino que también existe un incremento en la eficiencia térmica de la central. En centrales de tecnología supercrítica, únicamente tiene un recalentamiento, frecuentemente se usan parámetros tales como una presión de 25 MPa y temperaturas de vapor vivo y de recalentamiento de 600°C. Sin embargo, estos parámetros son incrementados a presiones que llegan hasta 30 MPa y 600°C para configuraciones donde existen dos recalentamientos (centrales ultracríticas), y con esto se mejora la eficiencia térmica en un 2.4%. Aunque en un futuro se pretende instalar centrales de generación de potencia con presiones de 35 MPa y temperaturas mayores a los 700°C, esto depende del desarrollo de nuevos materiales con una mayor resistencia a temperaturas de vapor muy elevadas, así como tener la capacidad de resistir problemas de corrosión, (Zhigang Zhao et al 2017 y Liu et al, 2018).

Se tienen estudios del incremento de la eficiencia térmica entre 1 y 2%, al pasar de una central que sólo tiene un recalentamiento, a una configuración de doble recalentamiento. Durante la década de los 50's, en Estados Unidos se construyeron 2 unidades con doble recalentamiento, generando una potencia de 325 MW cada una, convirtiéndose en las primeras centrales del mundo. Japón también construyó dos centrales de 700 MW con doble recalentamiento utilizando como combustible, el gas natural licuado, las cuales entraron en operación en 1989 y 1990. En China, existen en operación unidades supercríticas y ultracríticas. Este tipo de centrales se desarrollan bajo altos parámetros

operativos, a una presión y temperatura de vapor vivo de 30 MPa y 620 °C. Las unidades de generación de energía en China han experimentado la transición de supercríticas a ultracríticas, lo que ha resultado benéfico debido a una mejora continua en la eficiencia térmica y la disminución del consumo de carbón. Además, China no es el único país que ha estado funcionando con éxito bajo este tipo de tecnología, Europa, Estado Unidos y Japón también lo han hecho durante varios años. En los últimos años, se ha realizado un estudio detallado sobre el desempeño de la turbina de vapor y la configuración del tren de calentamiento. Se mostró que para una central con doble recalentamiento a menudo adoptan un sistema de extracción de vapor de 10 etapas para aumentar la eficiencia térmica del ciclo de todo el sistema, (Zhang et al, 2019).

Si bien, en México, la participación de las centrales termoeléctricas convencionales ha sido de suma importancia para la generación de energía a lo largo del tiempo, desde el año 2017 han tenido un decrecimiento de 1.2% anual; así mismo, se pretende que para el año 2032 exista un retiro de la capacidad instalada teniendo solamente una participación del 3.9%. Sin embargo, actualmente se tiene la participación de este tipo de centrales termoeléctricas convencionales en un 14.7%, por lo tanto, cobra relevancia el estudio de este tipo de plantas para la generación de energía. Así mismo, en México se tienen solamente tres centrales carboeléctricas, que representan el 7% de la capacidad total instalada. La primera conocida como Petacalco, ubicada en el estado de Guerrero; este complejo inició sus operaciones en el año de 1993, tiene una configuración que cuenta con doble recalentamiento y una capacidad de 2,100 MW. La segunda planta es José López Portillo ubicada en el estado de Coahuila con capacidad de 1,200 MW. Finalmente, la tercer central carboeléctrica se conoce como Carbón II, ubicada en el estado de Coahuila, cuya capacidad es de 1,400 MW. Por lo tanto, es posible la construcción de este tipo de centrales con doble recalentamiento, en función de la evolución tecnológica, (Prodesen, 2018).

En la sección 1.2, se describen de manera general las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor; en este caso se realiza la descripción con base al ciclo de vapor ultracrítico, debido a que ésta central es la de mayor robustez en términos de número de equipos que la conforma, en comparación de las cuatro. Posteriormente se hace una descripción del ciclo de vapor supercrítico y finalmente el caso de los dos ciclos de vapor subcrítico con siete y seis calentadores.

1.2 Descripción de los ciclos de vapor

En la Figura 1 se muestra el diagrama esquemático de un ciclo de vapor ultracrítico regenerativo, con una caldera ultracrítica con dos recalentamientos, un condensador, un tren de calentamiento de 10 calentadores, de los cuales 9 de ellos son cerrados con cascada hacia atrás y únicamente uno abierto, el cual se denomina deareador, DEAR. Se tiene una turbina de alta presión, así como dos cuerpos de turbinas de vapor de presión intermedia y dos de baja presión, todas ellas acopladas a un generador eléctrico. Además, se tienen dos bombas, la primer bomba para elevar la presión del fluido desde las condiciones del condensador hasta la presión del DEAR, y la segunda bomba es para elevar la presión del agua hasta las condiciones de entrada a la turbina de vapor.

Para el caso del ciclo de vapor supercrítico, en la Figura 2 se muestra el diagrama esquemático, en donde se muestra que existe una similitud a la configuración mostrada en la Figura 1 ya que, posee una caldera supercrítica, en la cual únicamente existe un recalentamiento, se tiene un condensador, un tren de calentamiento de 8 calentadores cerrados y uno abierto (DEAR). En este caso existe sólo una sección de la turbina de vapor de alta y media presión, y la turbina de baja presión es de tipo espejo. Así mismo, existen dos bombas, nuevamente una de baja y otra de alta presión.

Finalmente, en las Figura 3 y 4 se muestran los diagramas esquemáticos de los ciclos de vapor subcríticos regenerativos con un tren de calentamiento de 7 y 6 calentadores, éstos también tienen la configuración de ser calentadores cerrados con cascada hacia atrás y solamente un calentador abierto (DEAR). En ambas configuraciones, la forma de la producción de vapor es diferente con respecto a las centrales ultracríticas y supercríticas, debido a que las condiciones de operación de este tipo de centrales son menores al punto crítico del agua, por lo tanto, se tiene la producción de vapor a partir de un generador de vapor. Las secciones de la turbina de vapor se tienen una de alta, media y baja presión, las cuales son acopladas a un generador eléctrico.

1.3 Descripción del proceso al ciclo de vapor ultracrítico con 10 calentadores y un deareador

En la Figura 1 se muestra que el vapor sobrecalentado (temperatura y presión de vapor vivo) proveniente de la caldera ultracrítica, ingresa en la sección de la TAP en donde se expande hasta la presión de extracción del calentador cerrado, C1, y se extrae una fracción de vapor m_2 . Enseguida el flujo de vapor restante, se expande nuevamente hasta el final de la turbina de alta presión, estado 3, generando una cierta cantidad de trabajo en la TAP. A continuación, se utiliza una fracción de vapor m_3 para realizar el precalentamiento del agua en el C2 y la otra parte del flujo de vapor es recalentado hasta las mismas condiciones de temperatura de vapor vivo, estado 4. Este flujo de vapor recalentado ingresa al primer cuerpo de la TPI y se expande hasta el estado 5, en donde se extrae una fracción de vapor m_5 para alimentar al calentador cerrado, C3.

La cantidad de vapor restante, se expande hasta el estado 6 donde, una cierta cantidad de vapor es extraída y dirigida hacia el C4; la fracción de vapor restante $1-m_2-m_3-m_5-m_6$ se hace pasar a través de la caldera en donde es recalentado nuevamente hasta las condiciones de la temperatura de vapor vivo, estado 7. El vapor se expande en el segundo cuerpo de la TPI, en donde se realizan dos extracciones de vapor, m_8 y m_9 , para poder alimentar al C5 y Deareador. En el calentador abierto (deareador) se mezclan las fracciones de vapor de las extracciones en la TAP y TPI, $m_2+m_3+m_5+m_6+m_8$ y sale el flujo total del ciclo de vapor como líquido saturado, estado 21. Finalmente, el flujo de vapor restante se expande en la última sección de la turbina de vapor de presión intermedia, TPI, hasta el estado 10, en donde una fracción de vapor va hacia el C6. El resto de la fracción del vapor continúa expandiéndose hasta las condiciones de operación del condensador y también se sigue teniendo una cierta cantidad de trabajo motor. Se continúan extrayendo fracciones de vapor para alimentar a los calentadores cerrados, C6, C7 y C8.

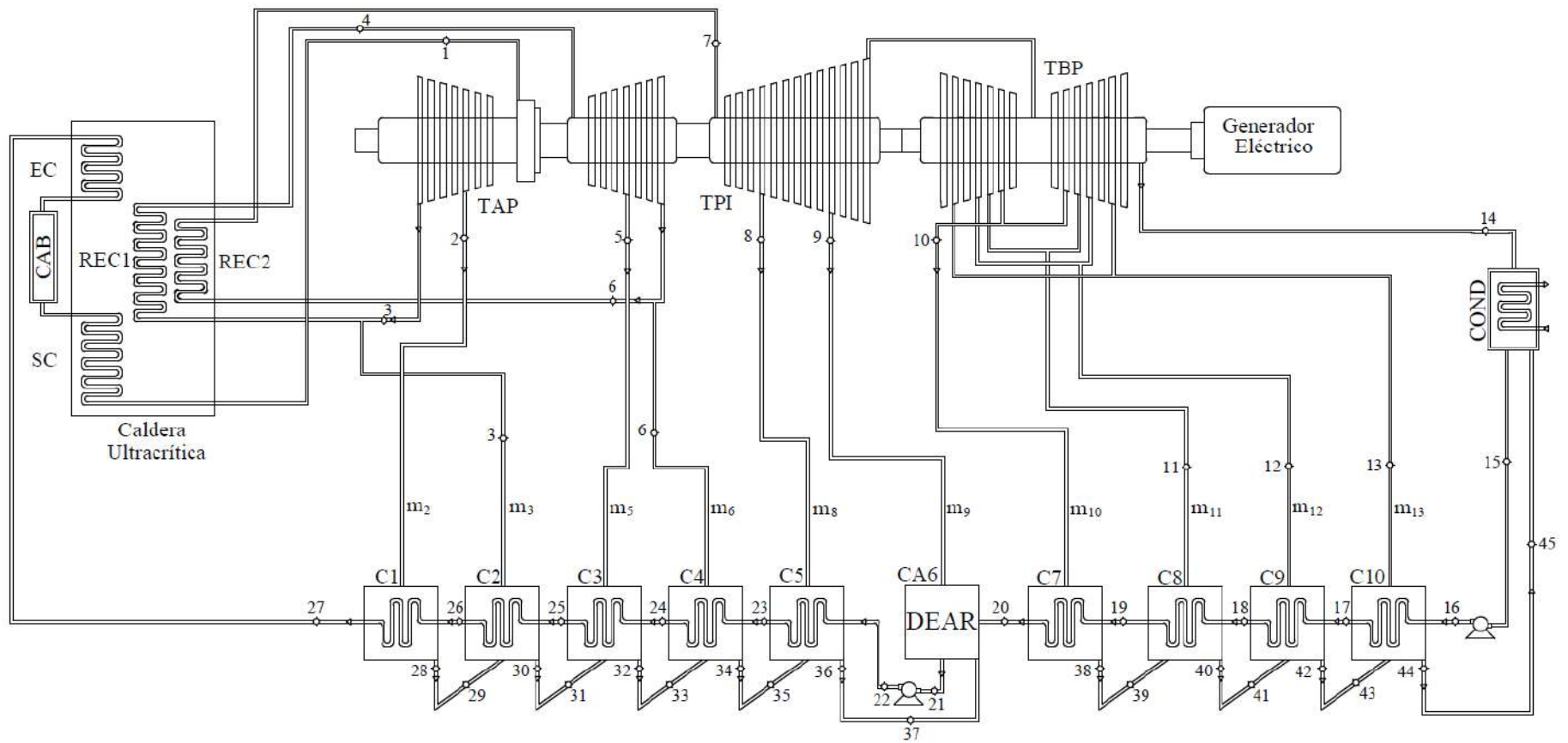


Figura 1. Diagrama esquemático del ciclo de vapor ultracrítico.

Por lo tanto, el vapor que ingresa al COND que viene de la turbina de vapor es $1-m_2-m_3-m_5-m_6-m_8-m_9-m_{10}-m_{11}-m_{12}-m_{13}$. Por parte de las extracciones de vapor dirigidas a los calentadores cerrados de baja presión, es decir, las fracciones $m_8+m_9+m_{10}$ se mezclan en el COND, entonces a la salida de este equipo se tienen condiciones de líquido saturado con un flujo de $1-m_2-m_3-m_5-m_6$, estado 12. El flujo de agua proveniente del condensador, se bombea a la presión del deareador y existe un proceso de suministro de calor a presión constante. Se incrementa la temperatura del flujo de agua al pasar por los calentadores cerrados de baja presión, desde C8 hasta C6.

El flujo de agua que sale del C7 como estado 20, ingresa al Deareador bajo condiciones de líquido saturado y se mezcla con la extracción del flujo de vapor m_9 y la suma de las corrientes $m_2+m_3+m_5+m_6+m_8$. Por lo tanto, en el estado 21 sale el flujo de agua total como líquido saturado y es nuevamente bombeado hasta la presión de vapor vivo, es decir, a la presión de entrada de la TAP. Se tiene un precalentamiento de la línea principal a través de los cinco calentadores y con ello se incrementa la temperatura hasta la temperatura de saturación de la primera extracción de la TAP, estado 27.

Los flujos de extracción que son dirigidos a los calentadores cerrados, después de ceder su energía salen como líquido saturado. Después se estrangulan de manera isoentálpica hasta la presión que le corresponde al calentador que le antecede. Es decir, del C1 el estado 28 se encuentra como líquido saturado con un flujo m_2 , el cual se estrangula hasta la presión del C2, estado 29, donde se mezclan los flujos m_2+m_3 . De esta manera se realizan los procesos posteriores.

1.4 Descripción del proceso al ciclo de vapor supercrítico regenerativo 8 calentadores y un deareador

En la Figura 2 se muestra el diagrama esquemático del ciclo de vapor supercrítico regenerativo con un tren de calentamiento de 8 calentadores, siete de estos calentadores son cerrados y uno es abierto (DEAR). El vapor sobrecalentado del estado 1 ingresa a la TAP en donde se expande hasta el estado 2 en la TAP generando una cierta cantidad de trabajo. Se extrae una fracción de vapor m_2 , que alimenta al calentador C1 y la parte restante del vapor ($1-m_2$) es enviada nuevamente a la caldera para ser recalentado hasta la misma temperatura del estado 1. El flujo de vapor recalentado se expande en la TPI generando otra cierta cantidad de trabajo; a lo largo de la expansión en este equipo se tienen tres extracciones, m_4 , m_5 , y m_6 , respectivamente, las cuales alimentan a los calentadores cerrados C2, C3 y C4. Finalmente se expande el flujo de vapor restante en la TBP en donde se adiciona una tercera cantidad de trabajo generado. También se extrae una cierta cantidad de vapor m_7 para alimentar al deareador, y los tres últimos m_8 , m_9 , y m_{10} , para los calentadores cerrados, C6, C7 y C8.

Entonces, el flujo de vapor que se condensa en el condensador desde la TBP es $1-m_2-m_4-m_5-m_6-m_7-m_8-m_9-m_{10}$, el flujo de vapor que proviene de los tres calentadores cerrados de baja presión es $m_8+m_9+m_{10}$. Por lo tanto, a la salida del COND, estado 12, se tienen condiciones de líquido saturado con un flujo de $1-m_2-m_4-m_5-m_6-m_7$.

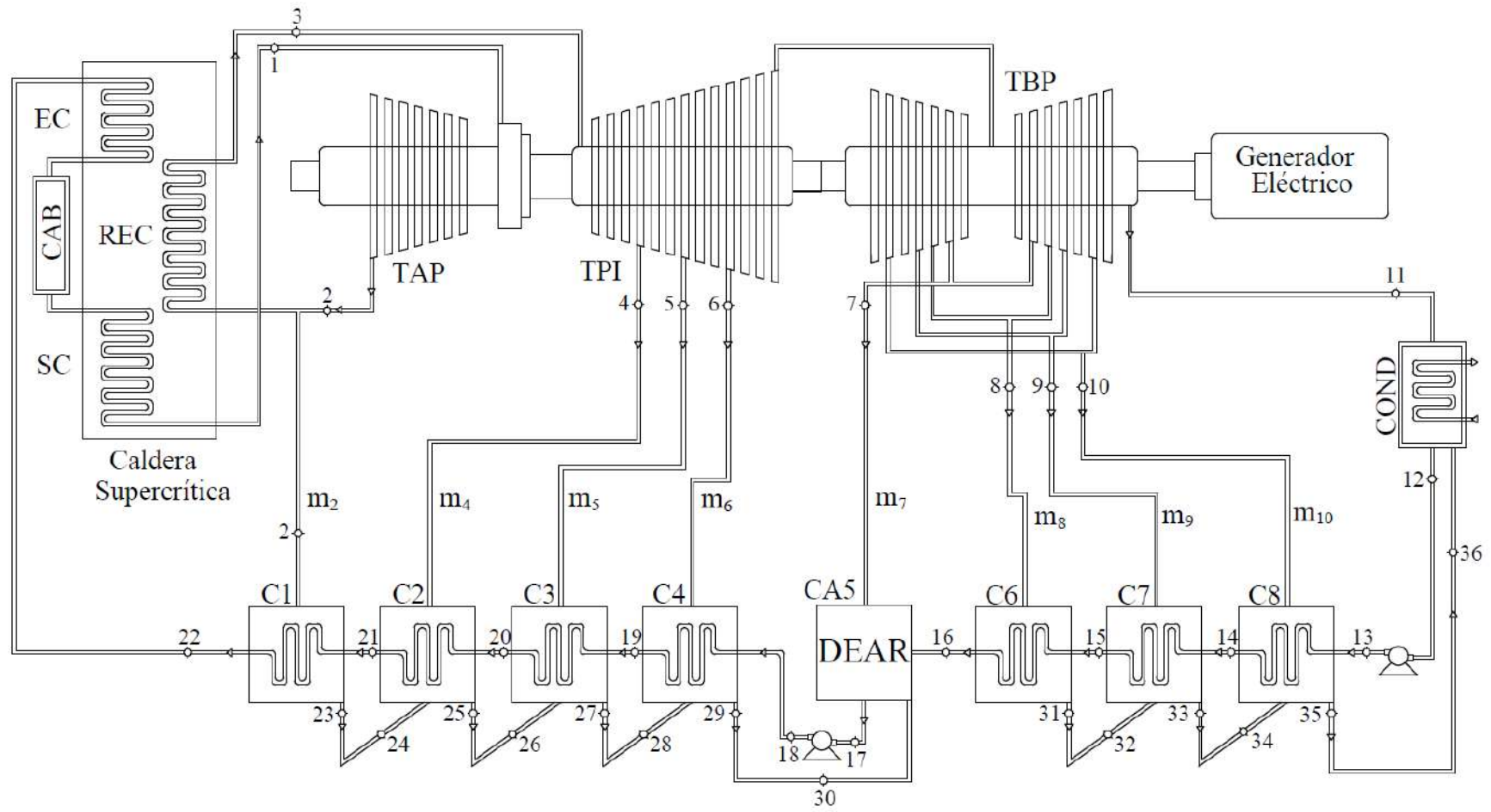


Figura 2. Diagrama esquemático del ciclo de vapor supercrítico.

A continuación, el flujo se bombea hasta la presión del deareador; se considera un proceso de suministro de calor a presión constante el cual ocurre a partir de la transferencia de calor que ceden los calentadores C8, C7 y C6 y sale como líquido saturado, estado 16. El líquido que pasa a través de los calentadores C6, C7 y C8, entra al deareador y se mezcla con dos corrientes provenientes de la primera extracción de la TBP y la suma de los flujos $m_2+m_4+m_5+m_6$. A la salida del calentador abierto se tienen condiciones de líquido saturado, estado 17, y nuevamente el flujo total. Se bombea hasta la presión de entrada a la TAP. El flujo pasa a través de los calentadores C4, C3, C2 y C1, para incrementar su temperatura hasta el estado 22, esto ocurre a partir de la transferencia de calor de las extracciones de vapor en las secciones de la TAP y TPI hacia la línea principal.

Los flujos de extracción que son dirigidos a los calentadores cerrados, después de ceder su energía salen como líquido saturado. Después se estrangulan de manera isoentálpica hasta la presión que le corresponde al calentador que le antecede, es decir, del C1, el estado 23 se encuentra como líquido saturado con un flujo m_2 , el cual se estrangula hasta la presión del C2, estado 24, donde se mezclan los flujos m_2+m_3 . De esta manera se realizan los procesos posteriores.

1.5 Descripción del proceso al ciclo de vapor supercrítico regenerativo 7 y 6 calentadores con un deareador

Se describen los ciclos de vapor subcríticos regenerativos con un tren de calentamiento de siete y seis calentadores. En el caso del ciclo de vapor con siete calentadores se muestra en la Figura 3, este está constituido por un tren de calentamiento de seis calentadores cerrados y un deareador. Se tiene vapor sobrecalentado a la entrada de la TAP en el estado 1; sin embargo, las condiciones de la presión del fluido son inferiores al punto crítico del agua. Existe una similitud con respecto a los procesos en la turbina de vapor de la Figura 2, ya que el vapor sobrecalentado del estado 1 se expande en la TAP hasta el estado 2, donde existe una primera extracción para suministrar calor en el C1. La parte restante del vapor entra al generador de vapor y se recalienta hasta la misma temperatura del estado 1 en el REC, e ingresa en la sección de la TPI donde se expande hasta la presión de entrada en la TBP. En el proceso de expansión, se extrae vapor para alimentar a dos calentadores cerrados y uno abierto, C2, el deareador y C4. Finalmente, el fluido restante se expande en la TBP hasta las condiciones de operación del condensador. Se extraen tres flujos a lo largo de la expansión los cuales alimentan a los calentadores cerrados de baja presión C5, C6 y C7.

El flujo que sale de la TBP e ingresa al COND es $1-m_2-m_4-m_5-m_6-m_7-m_8-m_9$ y el flujo que también ingresa al COND desde el C7 con el estado 32, es $m_6+m_7+m_8+m_9$. Por lo tanto, la fracción $1-m_2-m_4-m_5$ sale como líquido saturado, estado 11. El flujo se bombea hasta la presión del DEAR y existe un suministro de calor a través de los calentadores cerrados C7, C6, C5 y C4 y sale como líquido saturado, estado 16. El fluido se mezcla en el DEAR con la corriente del estado 5, m_5 , y las dos fracciones m_2+m_4 . El flujo total sale como líquido saturado, estado 17, el cual nuevamente es bombeado hasta la presión de vapor vivo. El fluido pasa a través de los calentadores C1 y C2 para

incrementar su temperatura hasta el estado 20. El flujo ingresa al generador de vapor a través del EC en donde se incrementa la temperatura hasta la temperatura de saturación y sale como líquido saturado e ingresa enseguida al domo, estado a. Parte del líquido saturado sale del domo e ingresa al EVAP en donde existe un cambio de fase, es decir, sale como vapor saturado seco y nuevamente entra al domo, estado b. Finalmente, parte del vapor saturado entra al SC y sale como vapor sobrecalentado, es decir, se incrementa la temperatura hasta la temperatura de vapor vivo y nuevamente entra a la TAP, estado 1.

Las fracciones de extracción que son dirigidas a los calentadores cerrados, después de ceder su energía salen como líquido saturado y posteriormente se estrangulan de manera isoentálpica hasta la presión que le corresponde al calentador que le antecede. En el caso de los calentadores C1 y C2 los flujos correspondientes son enviados al Deareador. Por otro lado, las fracciones que son dirigidos a los calentadores C4, C5, C6 y C7 ingresan a la parte del COND.

Finalmente, en la Figura 4 se muestra la última configuración, es un ciclo de vapor regenerativo subcrítico con seis calentadores. La configuración mostrada es similar a la Figura 3 ya que, se tiene un suministro de calor bajo el mismo tipo de generador de vapor constituido por 4 intercambiadores de calor, EC, EV, SC y REC. También se tienen tres secciones en la turbina de vapor, un COND y dos bombas. Sin embargo, la diferencia radica en el número de calentadores cerrados que se encuentran localizados antes del DEAR, los cuales son solamente tres, C4, C5 y C6. Como se verá más adelante, al tener una menor cantidad de intercambiadores de calor en el tren de calentamiento, se verá afectada la temperatura de precalentamiento del agua de la línea de agua principal y se verá afectada con una disminución en la temperatura antes de ingresar al generador de vapor, en comparación con la configuración de siete calentadores.

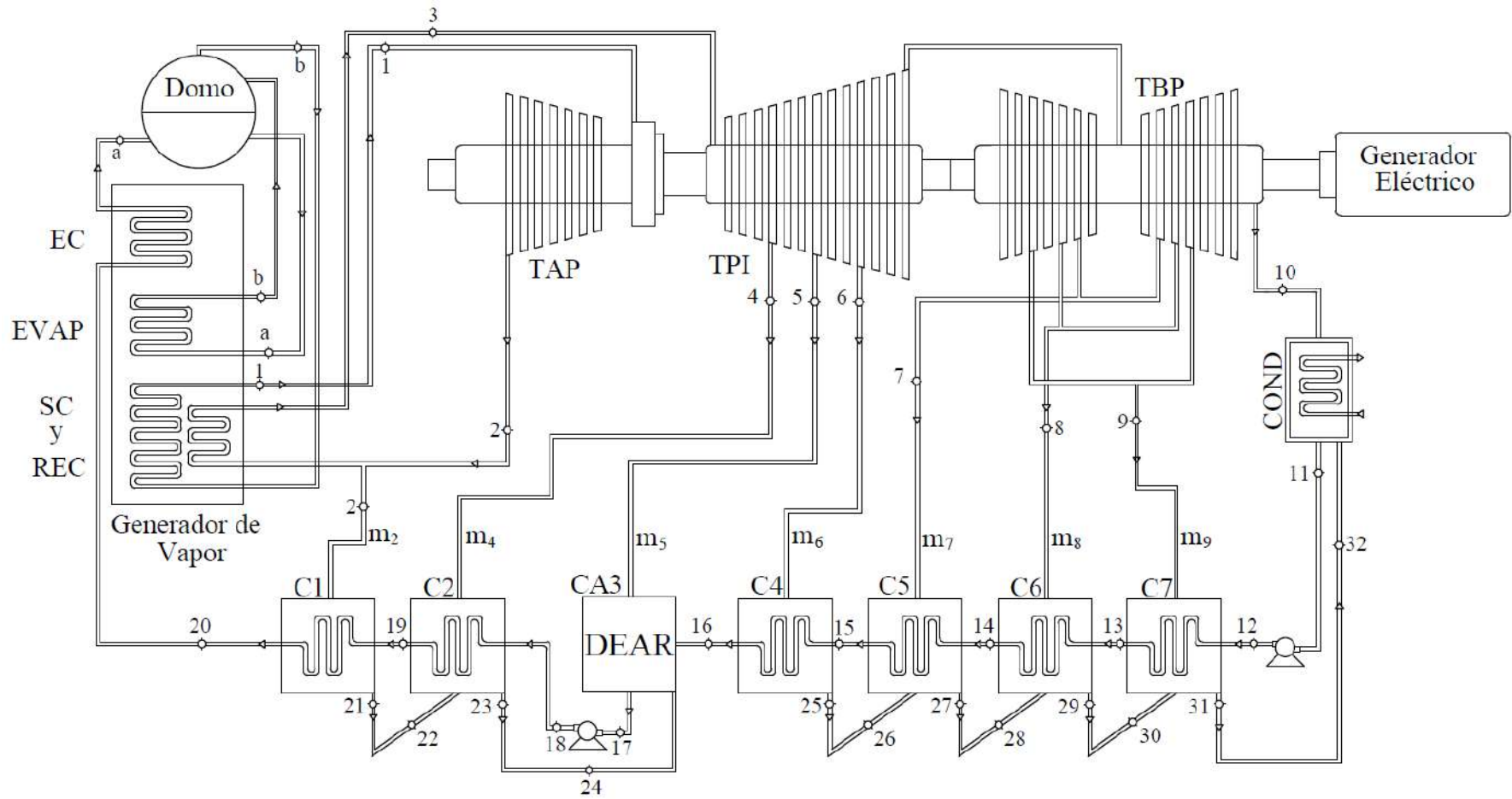


Figura 3. Diagrama esquemático del ciclo de vapor subcrítico, 7 calentadores.

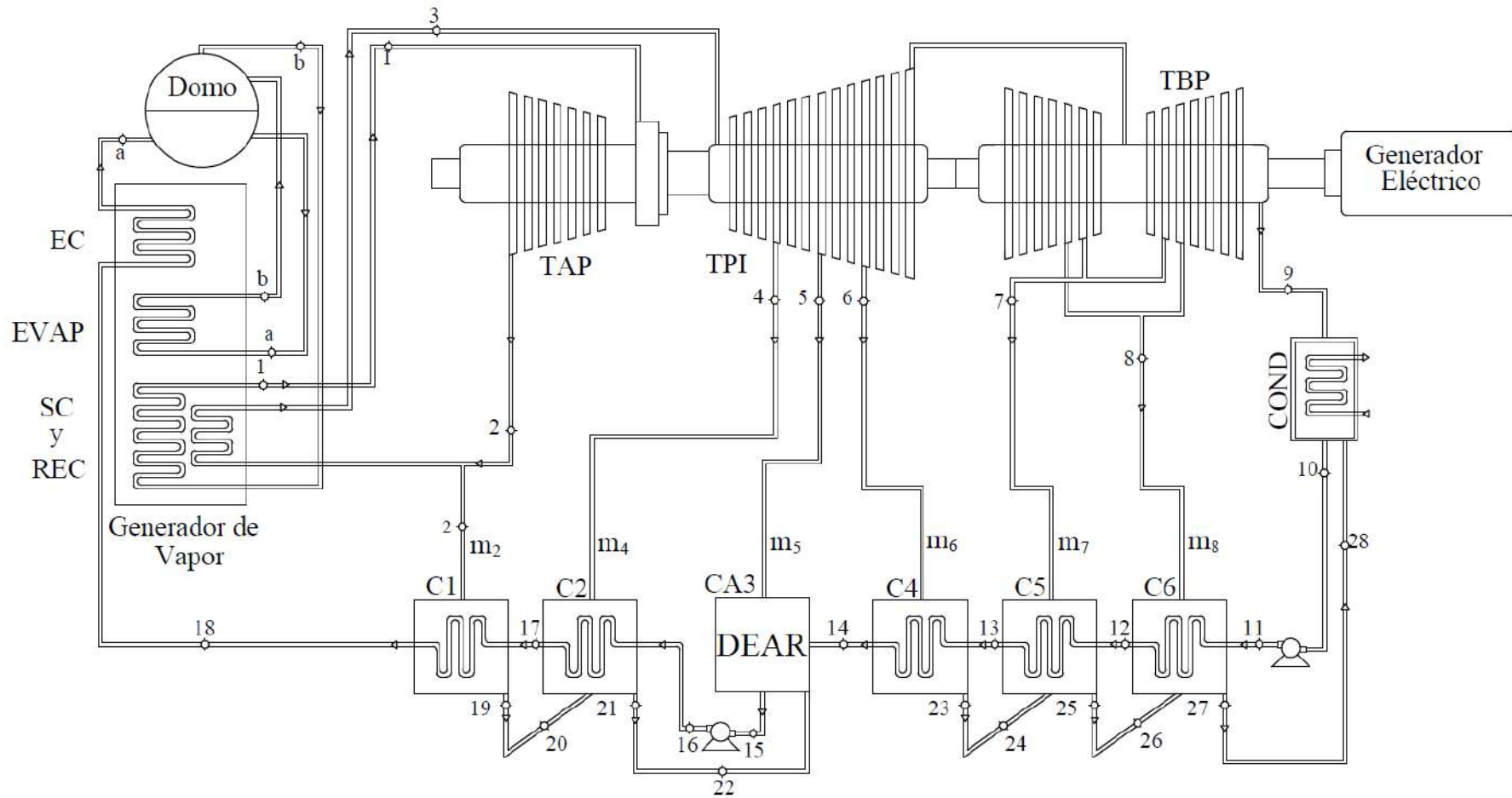


Figura 4. Diagrama esquemático del ciclo de vapor subcrítico, 6 calentadores.

1.6 Condiciones de operación de los ciclos de vapor

En la Tabla 1 se muestran las condiciones de operación de las centrales de vapor. Estas condiciones de operación se obtienen de los balances térmicos de las centrales que se encuentran actualmente en operación. Para el caso de los ciclos de vapor ultracrítico y supercrítico, se considera una misma temperatura y presión de vapor vivo. Así mismo, para el caso de las centrales subcríticas con siete y seis calentadores se consideran condiciones de operación de presión y temperatura a la entrada de la turbina de vapor de alta presión similares. Además, también se considera que la presión del condensador, la eficiencia de la turbina de vapor y la eficiencia de la bomba, sea la misma para los cuatro ciclos de vapor.

Bajo las configuraciones de las centrales ultracríticas y supercríticas, en México se tienen instaladas 3 centrales carboeléctricas que operan bajo condiciones por encima del punto crítico del agua, y por lo tanto pueden generar una potencia de 350 MW con tan solo una unidad. Por otro lado, también existen diversas centrales termoeléctricas convencionales con un tren de calentamiento que pueden tener siete o seis calentadores y las cuales operan bajo un ciclo Rankine subcrítico regenerativo, sin embargo, este tipo de centrales únicamente pueden generar una potencia en promedio por cada unidad de 125 MW.

Por lo tanto, en este trabajo se considera una generación de potencia constante de 350 MW, que debe generarse bajo cualquiera de los cuatro diferentes tipos de centrales. Entonces, para el caso de las centrales subcríticas con siete y seis calentadores, se deben considerar tres unidades en conjunto para generar la potencia demandada; para el caso de las centrales supercrítica y ultracrítica, se considera solamente una unidad.

Tabla 1. Condiciones de operación de los ciclos de vapor.

	Tipo de Central			
	Subcrítica 6CAL	Subcrítica 7CAL	Supercrítica 8 CAL	Ultracrítica 10 CAL
T_{v1} , [°C]	538		600	
P_{v1} , [bar]	124.85		300	
P_{rec} , [bar]	31.21		1er, 130.22 2do, 32	75
P_{cond} , [bar]	0.11			
η_{SIT} , [-]	0.9			
η_B , [-]	0.8			
DTT_{AP} , [°C]	0			
DTT_{BP} , [°C]	2.5			
\dot{W}_{TV} , [MW]	125 x 3		350	

Capítulo 2. La termodinámica del vapor

2.1 Introducción

El requerimiento del agua como fluido de trabajo para su utilización en el campo industrial hace que un estudio termodinámico tenga gran relevancia, principalmente el estudio del comportamiento de las propiedades termodinámicas: presión, temperatura, entalpía, entropía y volumen específico. En este trabajo de tesis se realiza un estudio de los cambios de estas propiedades, teniendo como fluido de trabajo al vapor de agua a las condiciones de operación de las configuraciones de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico regenerativo.

2.2 Diagrama Temperatura – entropía del vapor de agua

En la Figura 5 a partir del diagrama Temperatura – entropía del vapor de agua, se muestran las propiedades de presión, entalpía, volumen específico y calidad de vapor. A partir de las condiciones de operación, para el caso de los ciclos de vapor ultracrítico y supercrítico de 300 bar, y los ciclos subcríticos con siete y seis calentadores a 124.8 bar, puntos A y B respectivamente. Este tipo de turbinas de vapor, tienen un rango de temperaturas de entrada a la turbina de vapor de alta presión, teniendo una temperatura mínima de 500 °C y una temperatura como máxima de 600 °C, por lo tanto, dentro de estos parámetros existe el rango de operación de entrada a la turbina de vapor de alta presión. Por otro lado, bajo los parámetros de operación mostrados en la Tabla 1, la región delimitada por las presiones de 90 a 27 bar, puntos C y D respectivamente, representa a la región de recalentamiento para las cuatro diferentes configuraciones de los ciclos de vapor en el mismo intervalo de temperaturas de 500°C a 600°C.

Por lo tanto, en ambas regiones se encuentra la máxima cantidad de energía de los ciclos de vapor, en donde, se muestra que la máxima cantidad de entalpía, no se tiene necesariamente bajo las condiciones de entrada a la turbina de vapor de alta presión, ya que, para el caso del ciclo de vapor ultracrítico, la presión de vapor vivo es de 300 bar y la temperatura máxima de 600°C, la entalpía que se tiene es de 3,445 kJ/kg; y para el primer y segundo recalentamiento se registra un incremento de la entalpía de 190 y 240 kJ/kg, respectivamente. Sin embargo, existen plantas de generación con configuraciones ultracríticas que trabajan con temperaturas de hasta 620°C y 300 bar a la entrada de la turbina. Este incremento de temperatura no aumenta la cantidad de la energía del vapor, pero sí en las etapas de expansión después de los recalentamientos.

Además, se pretende que en un futuro y con la dependencia del desarrollo de nuevos materiales con una mayor resistencia a temperaturas altas, se logre incrementar las condiciones del vapor a la entrada de la turbina hasta 350 bar de presión y una temperatura de 700 °C, logrando obtener entalpías a la entrada de la turbina de vapor de alta presión superiores a los 3,700 kJ/kg. Esto tiene como consecuencia que la zona correspondiente

al recalentamiento, tenga cantidades de energía aún mayores, hasta 200 kJ/kg de incremento y que permite integrar un segundo recalentamiento.

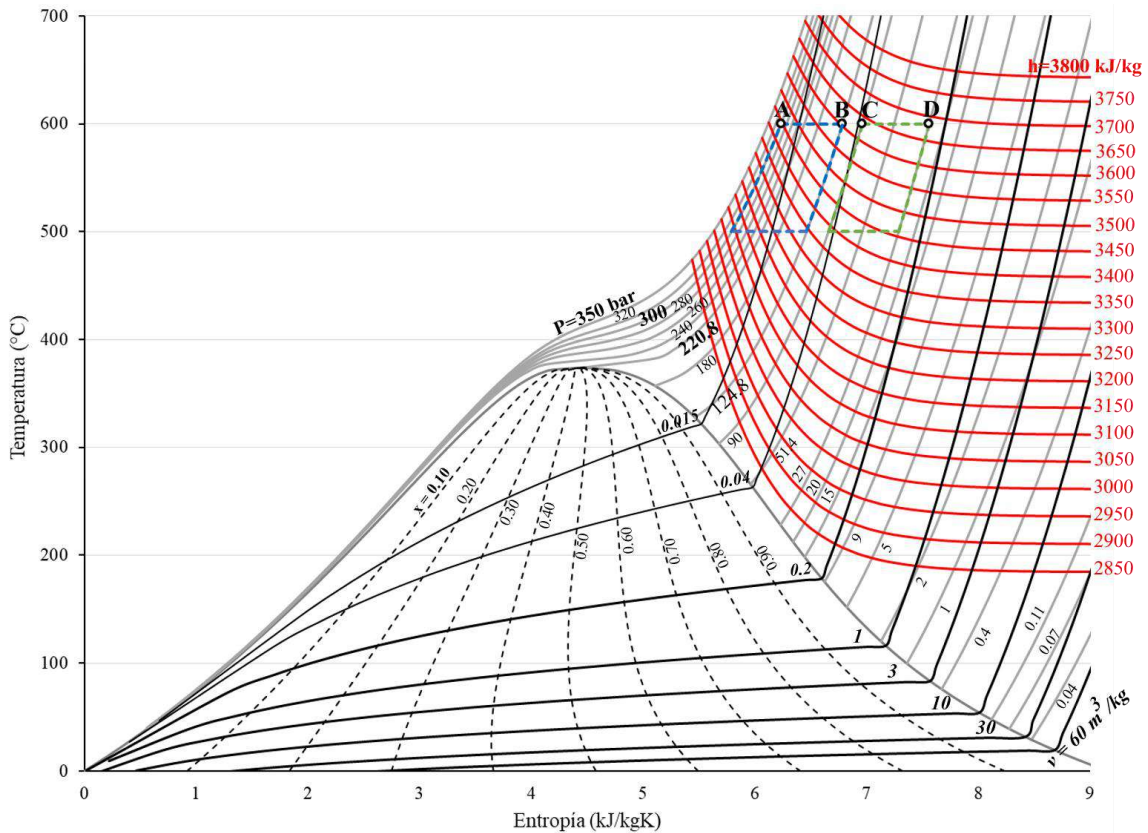


Figura 5. Diagrama Temperatura-entropía del vapor de agua.

Así mismo, el volumen específico tiene un cambio gradual con respecto a las condiciones de entrada de la turbina de vapor de alta presión y también las condiciones de recalentamiento para los cuatro ciclos de vapor analizados. Bajo los parámetros correspondientes a la región de entrada a la turbina de alta presión de 300 y 124.8 bar existe un incremento del volumen específico de 0.0114 a 0.0274 m³/kg, es decir, de 240%. Así mismo, al analizar con base al inverso de esta propiedad, es decir, con respecto a la densidad se tiene que, existe un cambio sustancial debido al incremento de las presiones, se tiene una disminución de 87.4 a 36.5 kg/m³, al pasar de las condiciones a las cuales operan las plantas ultracrítica y supercrítica con respecto al caso de las dos plantas subcríticas.

Realizando un análisis del comportamiento del volumen específico o la densidad con base en la ecuación de continuidad, se puede mostrar los cambios de las velocidades del vapor a las diferentes presiones. Por lo tanto, a partir de la ecuación de continuidad promediada,

$$\dot{m} = \rho A C \quad (2.1)$$

Entonces, la velocidad del vapor en función del flujo másico, el área y la densidad se puede determinar de la siguiente manera

$$C = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (2.2)$$

En la **Error! Reference source not found.** se muestran las propiedades del vapor en función de diferentes presiones y temperaturas, para un diámetro y un flujo de vapor constante. Se muestra que, para presiones inferiores a la presión del punto crítico, los grandes cambios de velocidad se deben al cambio de fase de líquido a vapor.

En la región de líquido comprimido y teniendo como límite las condiciones de líquido saturado, los cambios de la velocidad en función del incremento de la temperatura son prácticamente nulos; por ejemplo, para las condiciones de presión de 120 bar, la temperatura de saturación es de 324.77 °C y la velocidad que se tiene bajo las condiciones de líquido saturado es de 5.46 m/s, mientras que, para la misma presión pero a una temperatura de 300 °C, la velocidad del vapor disminuye a 4.99 m/s, por lo tanto, en esta región de líquido los cambios de la velocidad son mínimos. Sin embargo, al pasar de líquido saturado a vapor saturado seco, la velocidad tiene un cambio radical; realizando el análisis para la misma presión de 120 bar, la velocidad pasa de 5.46 m/s a 51.4 m/s, por lo tanto, es necesario poder controlar de alguna manera este incremento de la velocidad.

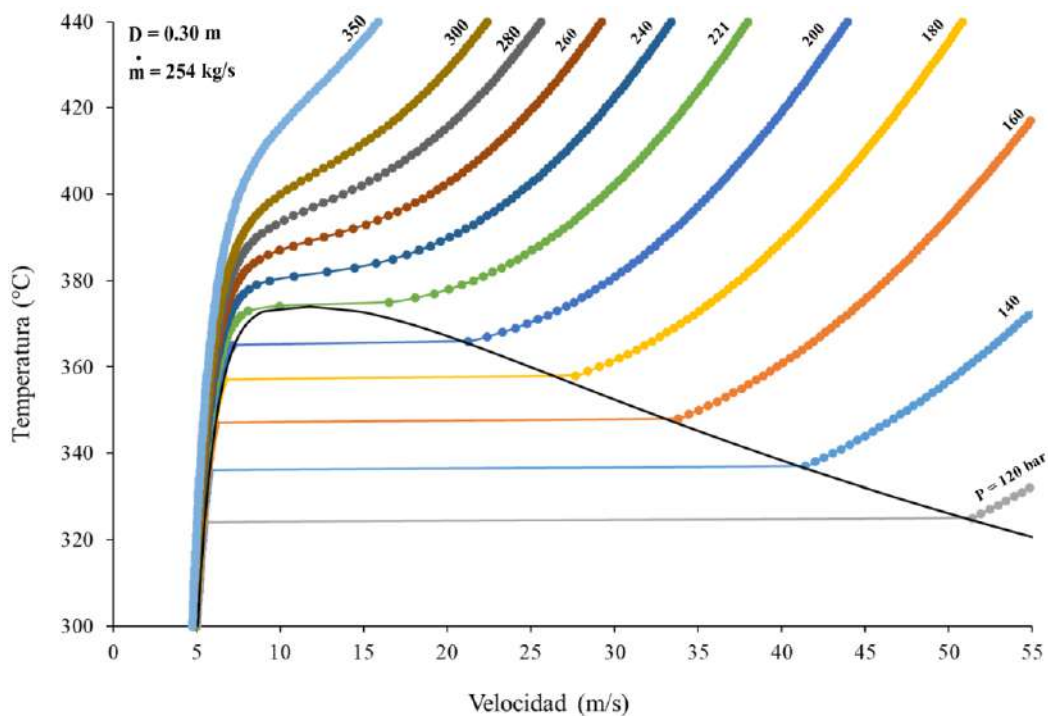


Figura 6. Comportamiento de la velocidad del vapor en función de la presión y temperatura.

En el punto crítico es donde se tienen los mínimos cambios de velocidad debidos al cambio de fase del vapor, $C_f = 9.94$ a $C_g = 16.50$ m/s. Por lo tanto, las centrales de potencia de vapor que operan bajo las condiciones de presión inferiores a las del punto crítico, utilizan generadores de vapor, Figuras 3 y 4, los cuales además de tener los cuatro principales intercambiadores de calor, también tiene un domo. El domo es un elemento

de protección o amortiguador, además de tener la función de expulsar los gases incondensables que pueda tener la corriente principal del vapor, también funciona como un equipo para controlar estos cambios de velocidades del vapor; por lo tanto, la función que tiene el domo en el proceso de suministro de calor en el generador de vapor es de suma importancia.

En la región supercrítica del vapor, los cambios de velocidad son más graduales, es decir, el cambio de fase que se presenta no genera gradientes de velocidad equivalentes al del cambio de fase en el punto crítico. El cambio de fase se observa gráficamente en el cambio de pendiente de las isobaras supercríticas. En esos intervalos de temperatura se deben colocar cabezales en las calderas supercríticas y ultracríticas como sistemas de protección de la línea principal del vapor, Figura 9.

En las isobaras de la Figura 6, cada punto representa un incremento de temperatura de un grado Celsius, por consiguiente, en un intervalo de presión de 221 bar a 350 bar, se muestra que los cambios en las velocidades son cada vez más graduales a medida que se incrementa la presión, es decir, las distancias entre los puntos son cada vez menores. Para la presión de 240 bar, existe una zona de separación de los puntos distinta a lo largo de toda la curva, esta diferencia se da dentro del rango de temperaturas de 380 a 387°C, teniendo en el caso del cambio de velocidades, un incremento máximo de 1.95 m/s y un mínimo de 0.80 m/s por cada grado centígrado.

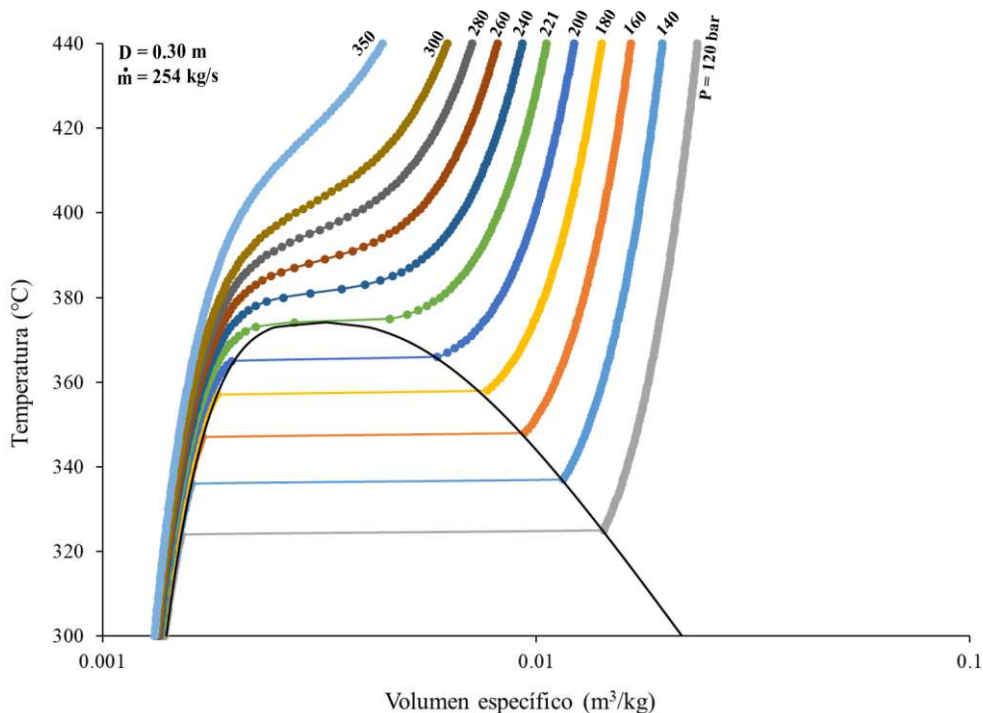


Figura 7. Comportamiento del volumen específico en función de la presión y temperatura.

Entonces, para las condiciones de operación actuales y a las que se pretende alcanzar en un futuro de las centrales ultracríticas y supercríticas, de 300 y 350 bar, se puede mostrar que, con respecto al cambio de velocidades resulta ser de forma gradual, lo que representa también un cambio ordenado del volumen específico y por lo tanto, la

generación de vapor resulta ser más sencilla de controlar, es decir, en comparación con las centrales de vapor convencionales que operan por debajo del punto crítico, las cuales requieren un domo como componente de amortiguamiento y seguridad para el control del vapor, las centrales ultracríticas y supercríticas solamente requieren un cabezal para realizar el cambio de líquido a vapor. Este comportamiento del volumen específico se puede ver a partir de la Figura 7.

Si se realiza una comparación de la relación de velocidades, en una central de potencia convencional, la relación de C_g/C_f es de 9.41 para una presión de 120 bar y de 5.66 para 160 bar. Sin embargo, con respecto a una central ultracrítica se tiene que existe una relación de velocidades de prácticamente 1 por cada grado Celsius en la zona de transición de líquido a vapor para las presiones de 300 y 350 bar.

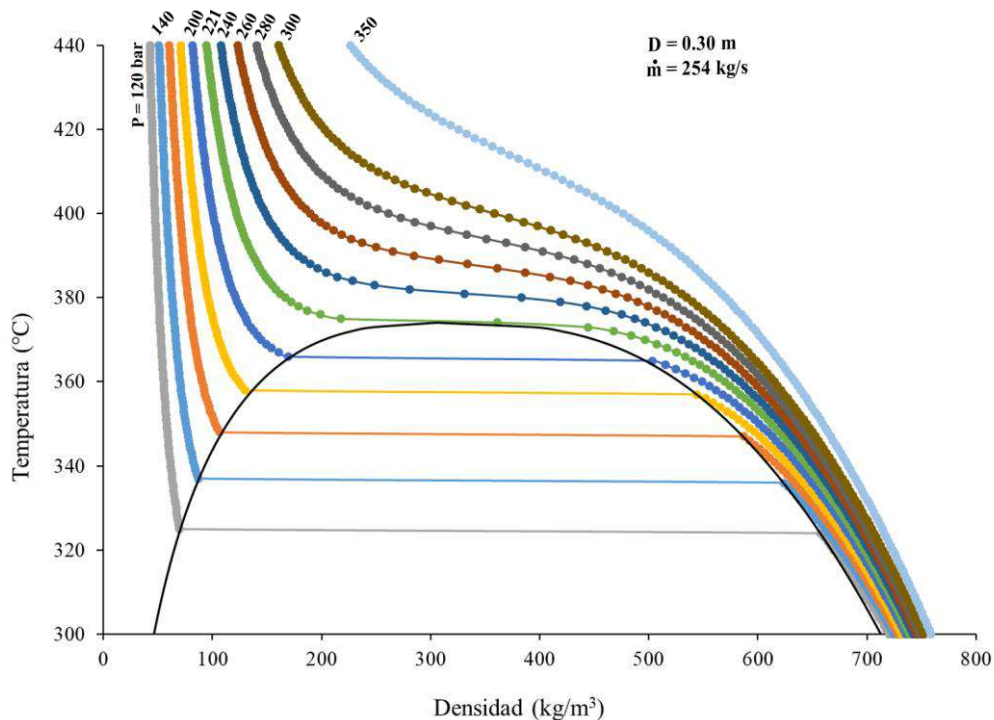


Figura 8. Comportamiento de la densidad en función de la presión y temperatura.

Si se hace una relación del cambio de velocidades para la condición de presiones que se localizan por encima del punto crítico, Figura 6, y la zona de transición delimitada por la zona “abc” mostrada en la Figura 9, es posible establecer el cambio de líquido comprimido a vapor sobrecalentado. Con base en la relación de velocidades que existe en el intervalo de temperaturas de 380 a 387°C para una presión de 240 bar, se puede mostrar que no existe un cambio gradual con respecto al volumen específico o también la densidad, Figura 8. Se muestra que el cambio en la relación de velocidades comienza a darse para un volumen específico de 0.0022 m³/kg o bien una densidad de 454.54 kg/m³ teniendo una temperatura de 379 °C. Al incrementarse la temperatura de un grado Celsius, el cambio que existe con respecto a la densidad resulta tener una disminución hasta 383.20 kg/m³. Por lo tanto, en dicho intervalo de temperaturas resulta tener una disminución de la densidad del vapor, ya que, al llegar a los 387 °C la densidad decae hasta 183.62 kg/m³; es decir, en un rango de temperaturas de 7°C, la densidad disminuye en 59.60% y,

posterior a dicho intervalo, nuevamente la densidad resulta tener una disminución de forma gradual.

Es por ello que, al ir incrementando la presión, la variación en las velocidades con respecto a la zona de puntos que se encuentran más dispersos, tiende a disminuir y, por lo tanto, la zona de transición tiende a cerrarse. De esta manera, también se puede observar que, la zona de transición se da en una diferencia de temperaturas de 25°C, esto es, desde una temperatura mínima que corresponde a la del punto crítico y una temperatura máxima de 400 °C. Por lo tanto, corresponde a un rango de presiones que van desde una presión ligeramente superior a la presión del punto crítico, hasta la presión máxima de operación de 350 bar.

Es por ello que, el equipo de protección para las calderas de tipo supercríticas y ultracríticas denominado cabezal

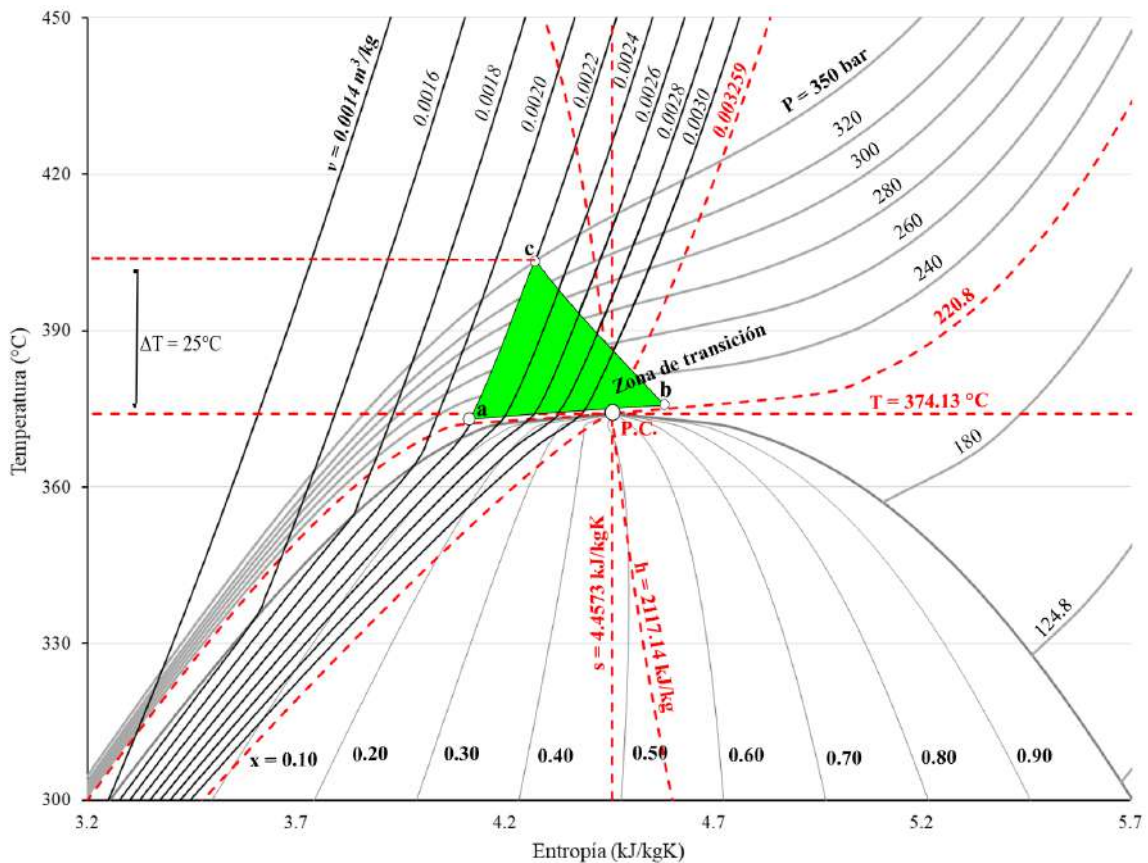


Figura 9. Comportamiento del cambio de fase del agua en la zona supercrítica.

2.3 Diagramas exergeticos del vapor de agua

En la Figura 10 se muestra el diagrama entalpía – entropía del vapor de agua. Para las condiciones de operación de las centrales convencionales, la presión promedio es de 124 bar y para las plantas ultracríticas es de 300 bar y con rangos de temperatura de 500°C a 600°C. En esta región, el vapor contiene menos cantidad de energía al mantener constante la temperatura y al aumentar la presión, región contenida entre los puntos A y B. La región contenida entre los puntos C y D muestran el intervalo de presión y temperatura del primer y segundo recalentamiento, donde se tiene que la cantidad de energía se incrementa y es en esta zona donde se tienen la mayor entalpía, debido al incremento del volumen específico, sin embargo, también se incrementa considerablemente la entropía en aproximadamente 0.8 kJ/kg K. En la misma Figura 10 se muestra que el mayor contenido de la calidad de la energía se tiene a mayor presión y temperatura, debido al mayor ordenamiento de la energía por la reducción del volumen y mínima generación entropía en el estado termodinámico.

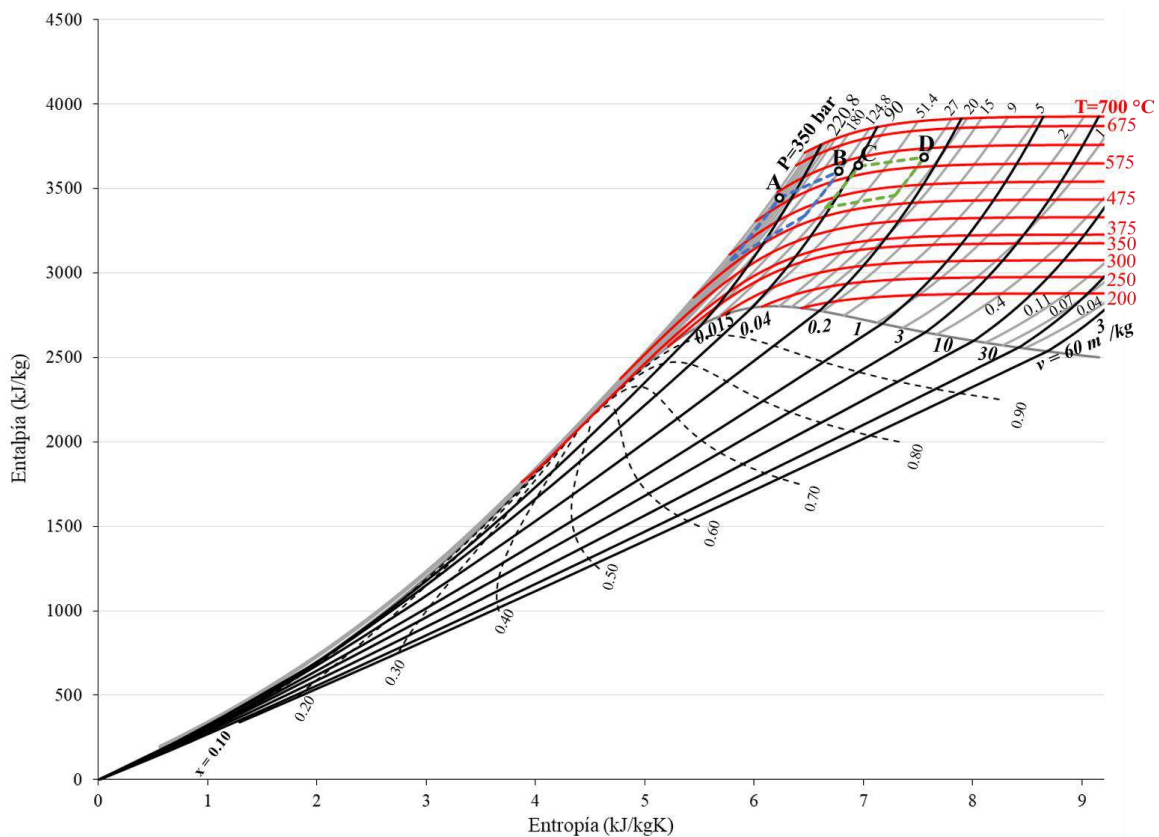


Figura 10. Diagrama entalpía-entropía del vapor de agua.

La región en donde se tiene la mayor calidad de la energía corresponde a las condiciones del vapor a la entrada de la turbina de alta presión, como se muestra para las presiones de 300 y 124.8 bar, la exergía permanece casi de manera constante de aproximadamente 1741.26 kJ/kg. Sin embargo, bajo las nuevas condiciones a las cuales se pretende operar las centrales ultracríticas, una presión de 350 bar y 700 °C se logra incrementar la cantidad de la calidad de la energía hasta 1,950 kJ/kg.

Para las temperaturas de operación de las turbinas de alta presión se tiene que el máximo contenido de exergía se tiene en la vecindad de las presiones de 120 a 160 bar Figura 9. Sin embargo, el beneficio de tener una mayor presión en la sección de la turbina de alta es que al expandir y recalentar el vapor, se recupera la disponibilidad de la energía a presiones cercanas a 100 bar, puntos C y D.

En la Figura 12 se muestran las regiones de las condiciones de operación, éstas se encuentran en la vecindad de la máxima calidad de la energía. Se muestra el diagrama Exergía – entalpía del comportamiento del vapor de agua, donde se grafican las isobaras hasta 350 bar, isocóricas e isotérmicas. Así mismo se muestran las mismas zonas correspondientes a las condiciones de entrada a la turbina de vapor de alta presión y también la zona de recalentamiento, zona A-B y C-D, respectivamente. Dichas regiones corresponden a las zonas de máxima cantidad (entalpía) y calidad de la energía (exergía) de los ciclos convencionales de vapor. En el caso de las condiciones de entrada a la turbina de alta presión, existe un incremento de la calidad de la energía solamente de 10 kJ/kg, es decir, básicamente la disponibilidad de la energía es la misma para cualquier caso de los ciclos de vapor; por otro lado sí existe una diferencia con base a la cantidad de la energía ya que, como se mostró en la Figura 5 a medida que se tiene una menor presión existe un incremento de la entalpía, de aproximadamente 150 kJ/kg. Sin embargo, para el caso de la zona correspondiente a las presiones de recalentamiento, se muestra que el incremento de la entalpía se reduce a solamente 50 kJ/kg y la exergía disminuye en más de 100 kJ/kg. Por lo tanto, se puede mostrar que a medida que se tiene una menor presión y también una menor temperatura, el valor de la entalpía tiende a tener un incremento mínimo y sin embargo, la exergía siempre será cada vez menor.

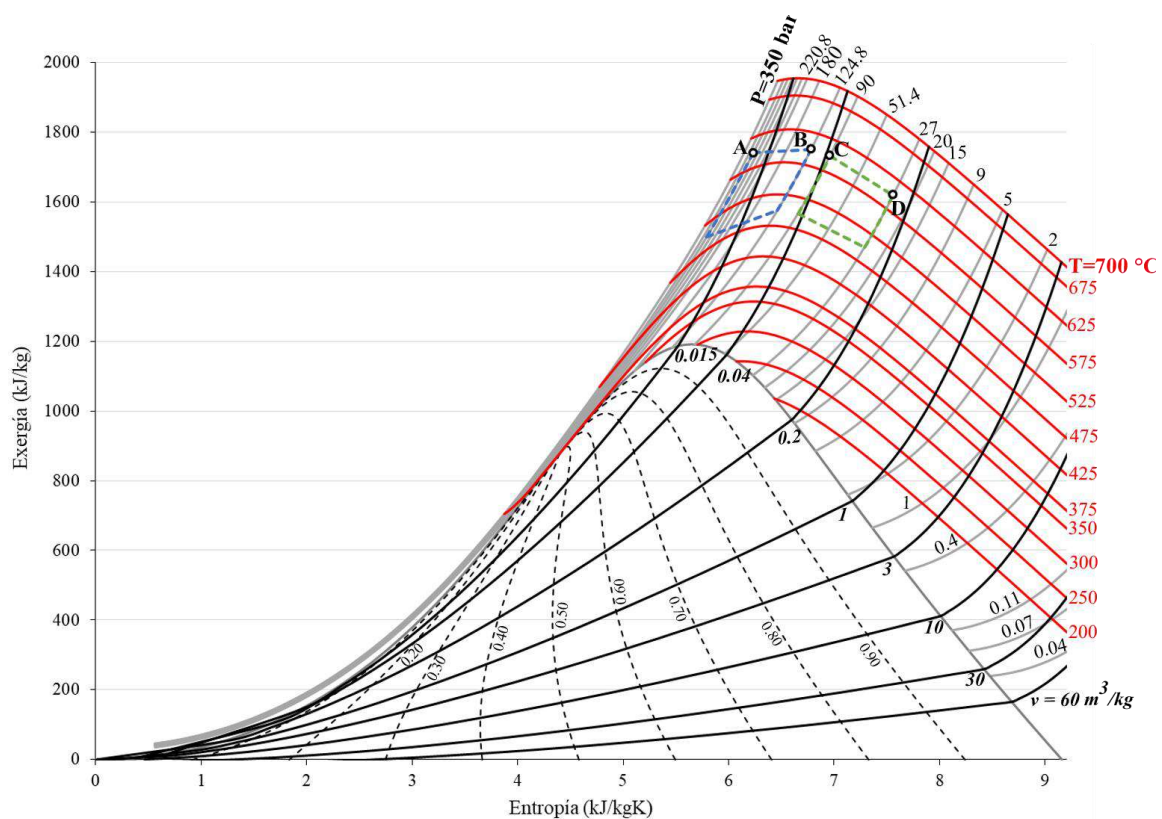


Figura 11. Diagrama exergía-entropía del vapor de agua.

Finalmente, el análisis realizado bajo las Figuras anteriores pretende hacer comprender el comportamiento que se tiene del vapor bajo las diferentes condiciones de operación, principalmente a partir de las propiedades de presión y temperatura. Pero también se mostró el análisis del volumen específico y de las propiedades que tienen que ver con la calidad y cantidad de energía contenida. Sin embargo, es necesario también visualizar el comportamiento del trabajo desarrollado bajo cada una de las condiciones de operación de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico regenerativo.

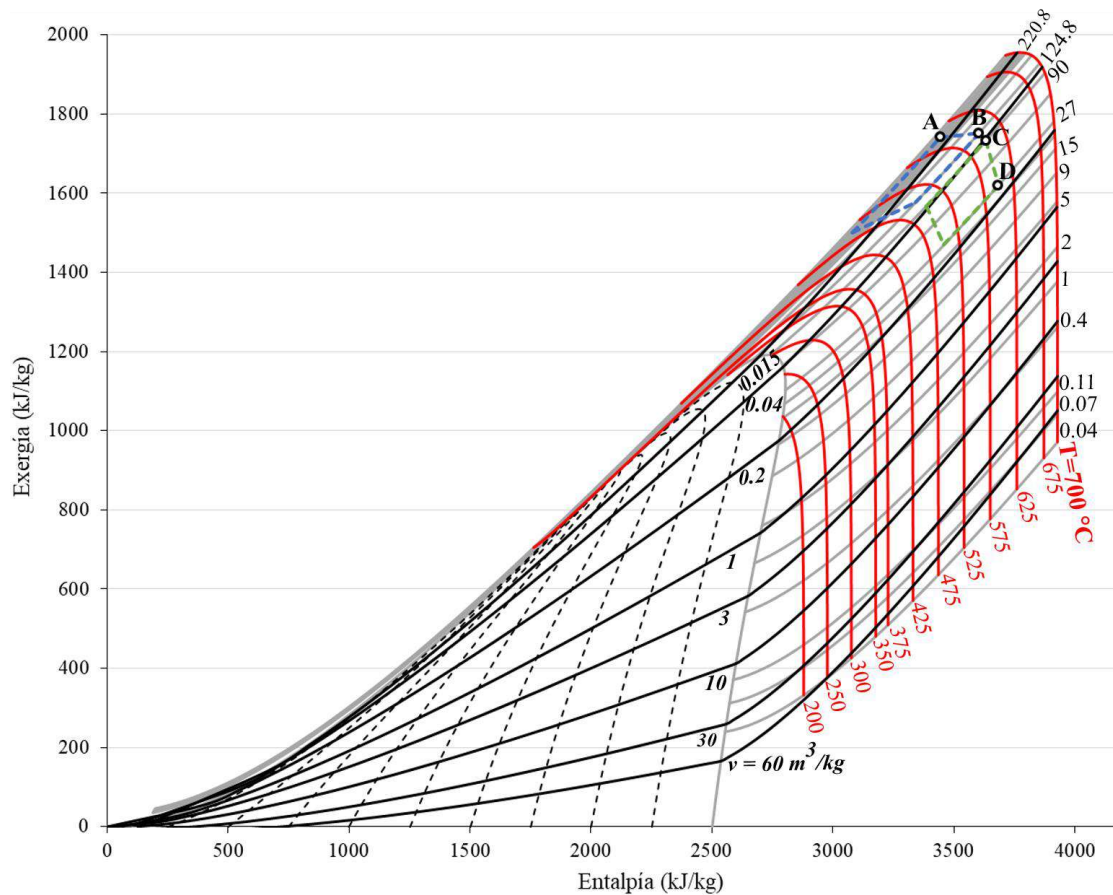


Figura 12. Diagrama exergía-entalpía del vapor de agua.

Por lo tanto, en la Figura 13 se muestra que, a partir de las condiciones de cada una de las configuraciones de las centrales, de presión y temperatura de entrada a la turbina de vapor de alta presión, las presiones y temperaturas de recalentamiento y la presión a la salida de la turbina de baja presión, es decir, la presión de condensación, se muestra el trabajo motor desarrollado a partir del área bajo la curva. Se puede mostrar que prácticamente, el mayor trabajo desarrollado es de la central que opera bajo las condiciones ultracríticas, mientras que, por parte del ciclo supercrítico se realiza una menor cantidad de trabajo; esta diferencia de trabajos es a partir de que en el ciclo de vapor ultracrítico se tiene un doble recalentamiento, mientras que, en el ciclo supercrítico únicamente existe un recalentamiento.

Finalmente, el ciclo de vapor subcrítico es donde se realiza la menor cantidad de trabajo, debido principalmente a que la presión de entrada a la turbina de alta presión está por debajo del punto crítico y además de que la temperatura es menor a 600 °C. Sin embargo, se puede mostrar que haciendo una comparación de las presiones ultracrítica y subcrítica a la entrada de la turbina de alta presión, la cantidad de energía contenida es prácticamente la misma de 3443.94 kJ/kg.

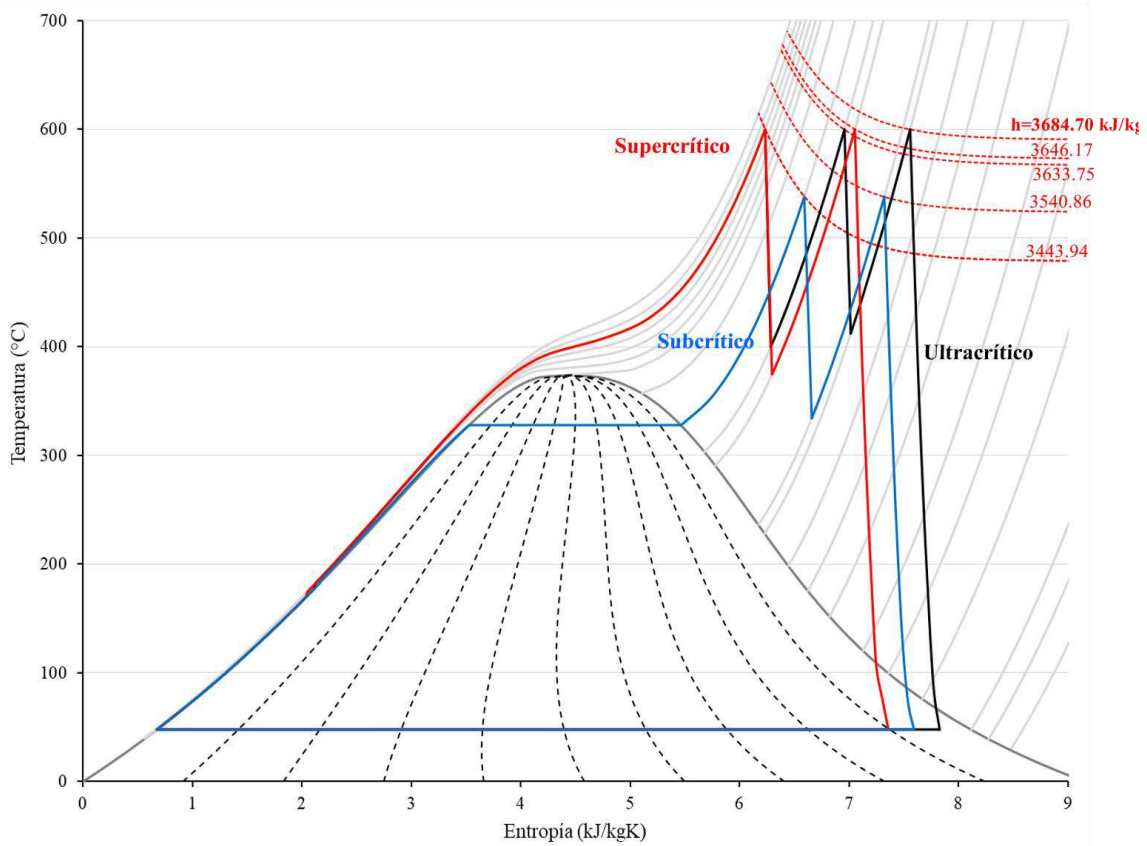


Figura 13. Trabajo motor desarrollado por el ciclo de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico.

2.4 Superficies del vapor de agua

En la Figura 14 se muestra el comportamiento de las propiedades del vapor de agua a partir de la superficie presión- volumen específico- temperatura. Se muestra el comportamiento del vapor en función del volumen específico para diferentes presiones y temperaturas en donde, para las condiciones de mínima presión de 0.11 bar y para las condiciones límite de presión y temperatura correspondientes al punto crítico, se muestra que los cambios del volumen específico son mínimos en la zona de líquido, sin embargo, en el cambio de fase es donde se comienza a presentar un incremento del volumen específico, teniendo una relación del volumen específico de vapor con respecto al volumen específico de líquido de 13,269 para el caso de una presión de 0.11 bar y para una presión de 120 bar una relación de 9.34. Por lo tanto, esta relación de volúmenes en el cambio de fase, se reduce a medida que se incrementa la presión, teniendo una relación de volumen de uno en la zona del punto crítico.

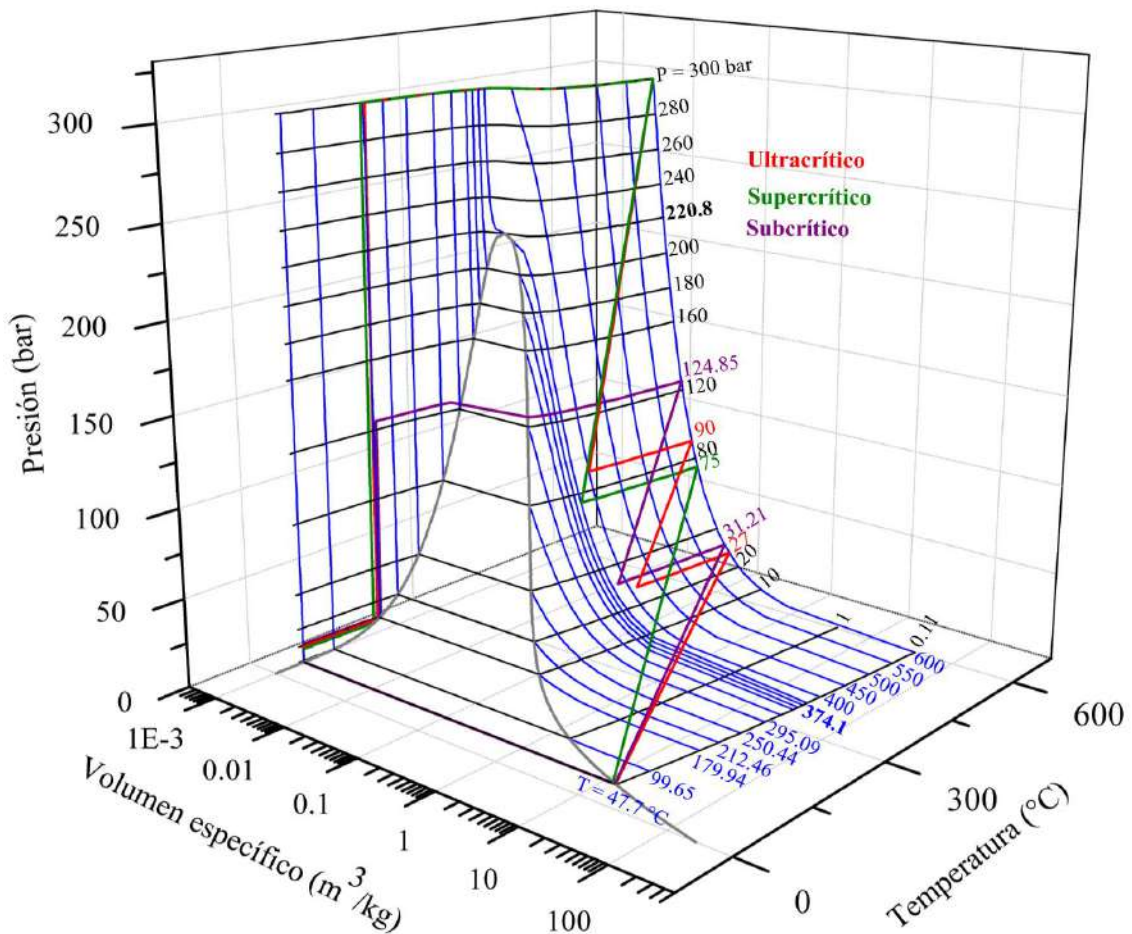


Figura 14. Superficie presión - volumen específico - temperatura del vapor de agua.

Como se mostró en la Figura 13, el trabajo desarrollado por cada una de las configuraciones de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico, se puede observar a través del área bajo la curva. En la Figura 14 también se muestra el trabajo desarrollado para las mismas configuraciones, en donde a partir de las principales condiciones de operación, los cambios en el volumen específico con respecto a las expansiones que se tienen en los cuerpos de la turbina de vapor de alta, intermedia y baja presión son diferentes en cada sección.

La relación de volúmenes en la expansión que corresponde a la sección de la turbina de alta presión, expansión a-b, representó una relación de volúmenes de 2.61 para el caso del ciclo de vapor ultracrítico, mientras que, para el caso de los ciclos de vapor supercrítico y subcrítico, esta relación de volúmenes se incrementó teniendo valores de 3.03 y 3.06, respectivamente.

Además, la relación de volúmenes se incrementa en la expansión del vapor en el cuerpo de la turbina de presión intermedia, sección c-d, en 3.96, 6.17 y 7.31 para las configuraciones ultracrítica, supercrítica y subcrítica respectivamente. Sin embargo, las mayores relaciones de volumen se presentan en la expansión de la turbina de vapor de baja presión, es decir, en la expansión que se tiene desde e-f para el caso ultracrítico y para el caso supercrítico y subcrítico, c-d, teniendo valores de 21.93, 37.47 y 14.42,

respectivamente. Por lo tanto, al incrementarse esta relación en el cambio del volumen, también se incrementa el trabajo total desarrollado en esta última sección de la turbina, teniendo la mayor contribución de la generación de trabajo total.

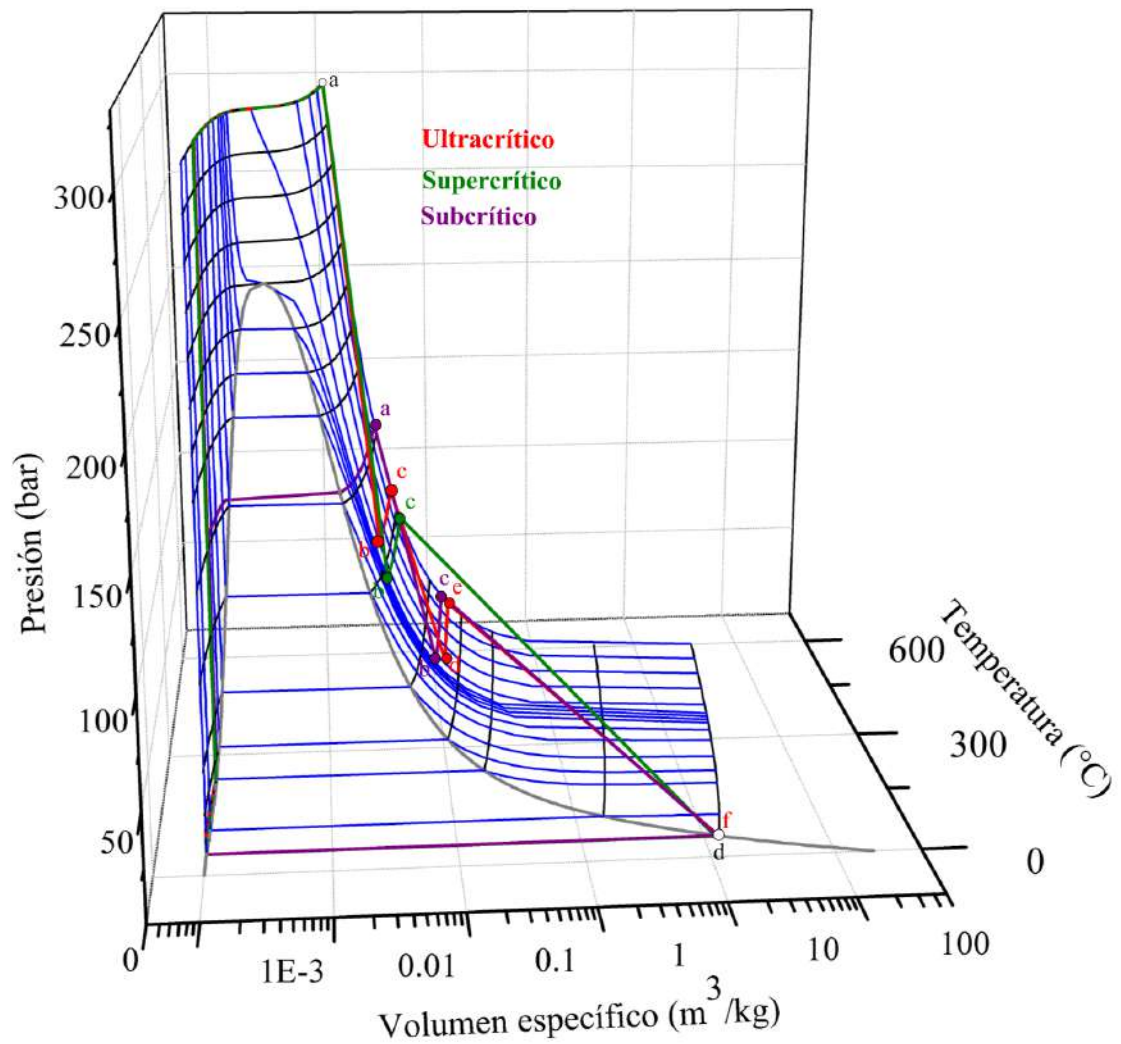


Figura 15. Vista de presión – volumen específico de la superficie del vapor de agua.

Capítulo 3. Análisis termodinámico de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y convencionales

3.1 Introducción

Las centrales térmicas de generación de potencia que dependen principalmente de combustibles fósiles, tienen un gran reto debido a la actual problemática energética y ambiental. En su mayoría, este tipo de plantas están diseñadas bajo el desempeño energético obtenido a partir del análisis de la primera ley de la termodinámica. Sin embargo, en casi todos los casos, un análisis energético no es la herramienta más adecuada para realizar un diagnóstico de un mal funcionamiento que exista en una central ya que, un análisis de este tipo solamente cuantifica la cantidad de energía que posee un sistema. Por lo tanto, existe otro criterio para la evaluación de sistemas energéticos basado en la segunda ley de la termodinámica, también denominado análisis exergético. Este análisis es un método apropiado para el diseño, evaluación y optimización de centrales térmicas, con ello se busca identificar los componentes dentro del sistema en donde se produzcan altas ineficiencias, es decir, se tengan altas pérdidas de energía y por lo tanto encontrar la manera de mejorar los procesos en dichos componentes con el principal propósito de incrementar la eficiencia del sistema (Dincer et al, 2001).

La Primera Ley de la Termodinámica se define como la conservación de la energía, los cambios de energía que existan en el sistema siempre estarán en equilibrio. Por otro lado, la exergía se define como el máximo trabajo disponible que se puede obtener de una corriente energética, teniendo como estado de referencia parámetros ambientales (Kotas, 1985). En este tipo de procesos, la exergía que entra a un sistema, siempre es mayor a la exergía que sale, esta diferencia del cambio de exergías se debe principalmente a las irreversibilidades causadas por el sistema, las cuales se definen también como destrucción de exergía. Por lo tanto, a partir de la Primera Ley de la Termodinámica se puede cuantificar la cantidad de energía contenida en un sistema, mientras que la exergía es la forma de poder medir la cantidad, pero también la calidad de la energía que se tenga en el propio sistema. Los ciclos de vapor operan bajo un ciclo Rankine, usados en una amplia gama de plantas de generación de energía; centrales termoeléctricas, carboeléctricas, ciclos combinados, nucleoelectricas, entre otras. Este ciclo de vapor consta de cuatro principales componentes, un generador de vapor, una turbina de vapor, un condensador y una bomba; sin embargo, adicionar una serie de más equipos ayuda a mejorar la eficiencia del ciclo, lo cual se ve reflejado en distintos parámetros de operación (Ahmadi et al, 2019).

En este capítulo se realiza un estudio del análisis termodinámico a los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico regenerativos con diez, ocho, siete y seis calentadores de línea respectivamente. Se hace un estudio del análisis energético a partir de diferentes parámetros de operación, flujo de vapor, Consumo Específico de Vapor,

trabajo motor, calor suministrado, eficiencia térmica, Consumo Térmico Unitario, flujo de combustible y Consumo Específico de Combustible. A continuación, se realiza un análisis exergético en donde a partir de la Segunda Ley de la Termodinámica, se determinan las expresiones para encontrar las irreversibilidades generadas en los equipos de las diferentes configuraciones. Así mismo se determina la eficiencia exergética de cada uno de los ciclos de vapor. Finalmente, se realiza un estudio al proceso de expansión en las turbinas de vapor a partir de las irreversibilidades internas del proceso de expansión por etapa, la eficiencia exergética de expansión en cada etapa y finalmente la eficiencia exergética total de expansión en la turbina de vapor.

3.2 Estados termodinámicos y fracciones de extracción en los ciclos de vapor

En el Anexo 1 se muestra el desarrollo de un diagrama de flujo alimentado a partir de las condiciones de operación mostradas en la Tabla 1, esto es para determinar los estados termodinámicos de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores. Por otro lado, en el Anexo 2 se muestra la metodología para determinar las fracciones másicas de extracción en todo el cuerpo de la turbina de vapor para las cuatro diferentes configuraciones.

3.3 Ciclos de vapor

En la Figura 16 se muestra el diagrama temperatura-entropía del ciclo de vapor ultracrítico. Se muestra que se tienen dos recalentamientos en la caldera ultracrítica, un total de 11 expansiones de expansiones en las tres secciones de la turbina de vapor, dos procesos de bombeo, baja y alta presión, además se tienen diez calentadores de línea de los cuales 9 son cerrados y uno es abierto también denominado deaerador.

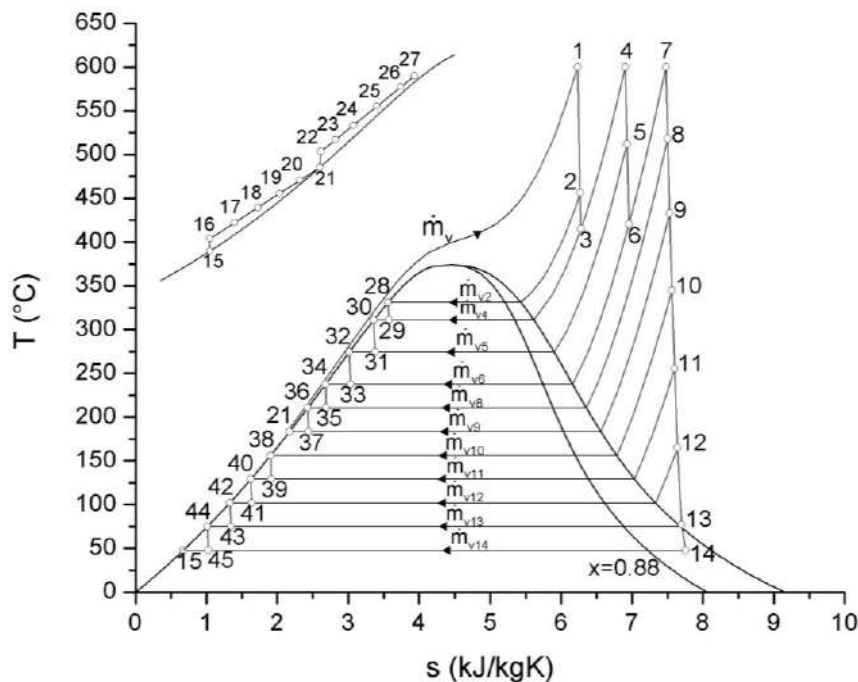


Figura 16. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor ultracrítico.

En la Figura 17 se muestra el diagrama temperatura-entropía del ciclo de vapor supercrítico, en este caso se tiene únicamente un recalentamiento en la caldera supercrítica, 9 etapas de expansión a lo largo de la turbina de vapor, un tren de calentamiento de 8 calentadores en donde siete son cerrados y uno abierto, el deaerador. También se tienen dos procesos de bombeo, baja y alta presión, en el proceso de bombeo de alta presión se eleva la presión hasta superar la presión del punto crítico.

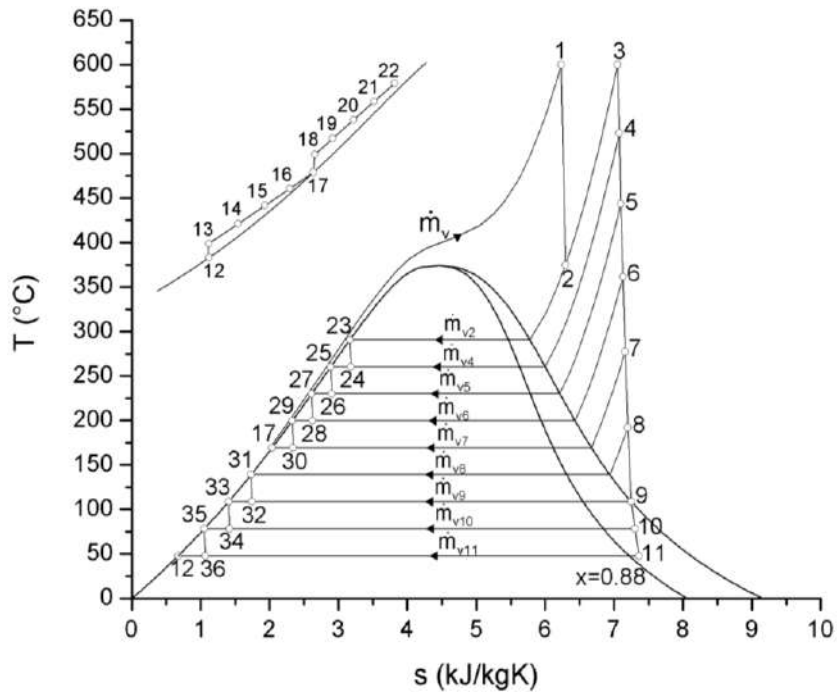


Figura 17. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor supercrítico.

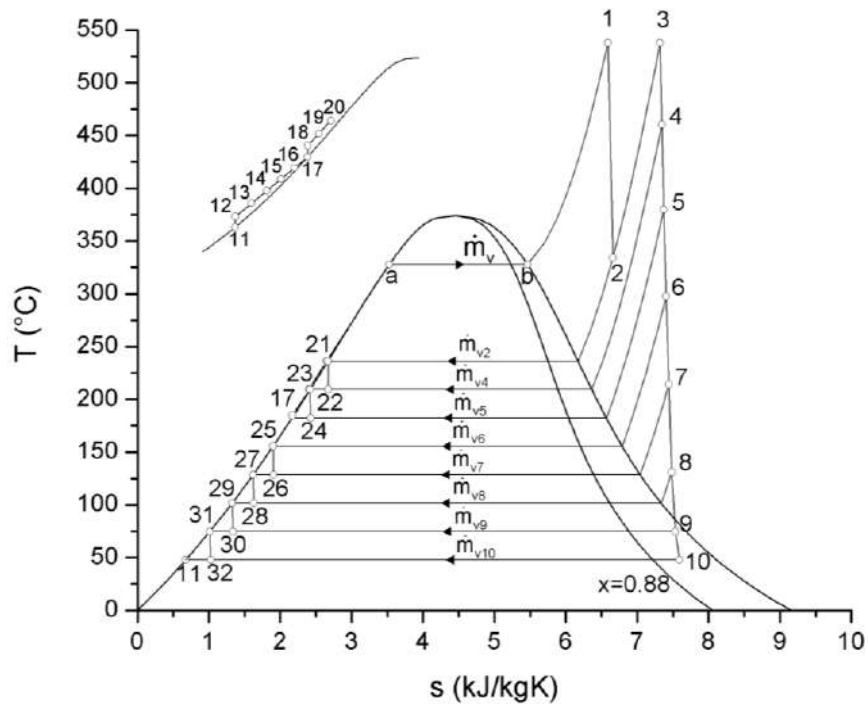


Figura 18. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor, siete calentadores.

Finalmente, en la Figura 18 y 19 se muestran los diagramas temperatura-entropía de los ciclos de vapor subcríticos de siete y seis calentadores de línea respectivamente, en ambos casos existe, un calentador abierto, deaerador. También existe solamente un recalentamiento en el generador de vapor y dos procesos de bombeo. Así mismo, todos los ciclos tienen una restricción en la operación de la turbina de vapor, en la última etapa de expansión, la calidad del vapor debe ser mayor o igual a 0.88.

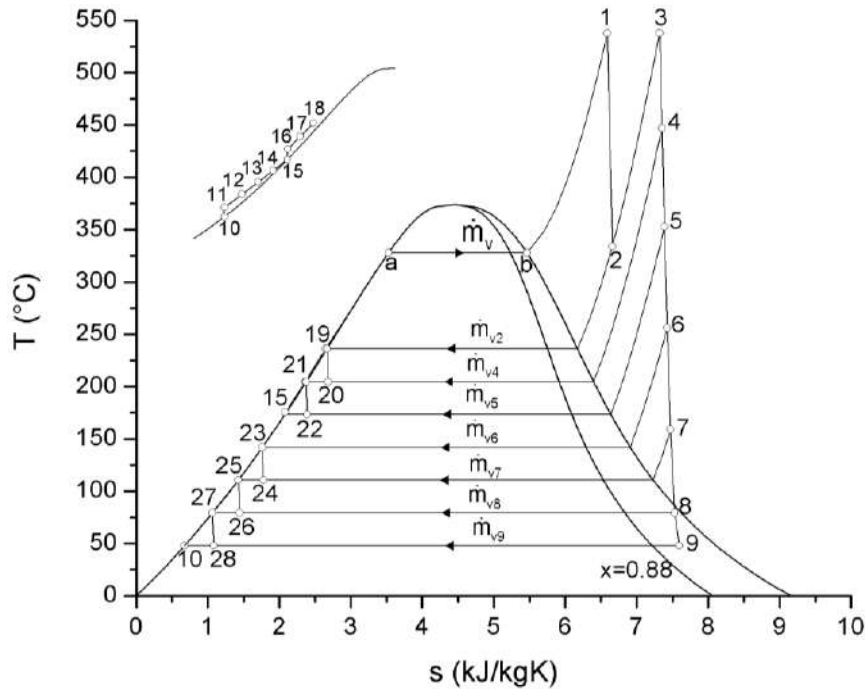


Figura 19. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de vapor, seis calentadores.

Las presiones y temperaturas de las turbinas de vapor de las centrales ultracríticas y supercríticas se encuentran en un intervalo de 241 a 310 bar y de 538°C a 600°C. En las termoeléctricas con la configuración de ciclo Rankine con sobrecalentamiento, recalentamiento y precalentamiento de la línea principal de agua, las turbinas a la entrada tienen un rango de operación de presión y temperatura de vapor vivo de 120 a 160 bar y de 538 a 560 °C.

3.4 Análisis de Primera Ley de la Termodinámica a los ciclos de vapor

3.4.1 Trabajo generado en la turbina de vapor

A partir de la ecuación de la Primera Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos y considerando que el sistema opera bajo estado estacionario, despreciando los cambios de energía cinética y potencial se tiene lo siguiente.

El trabajo total generado por unidad de masa, en las secciones de la turbina de vapor de alta, intermedia y baja presión se expresa de la siguiente manera de masa se expresa de la siguiente manera

$$w_{TV} = \sum w_{TVAP} + \sum w_{TVPI} + \sum w_{TVBP} \quad (3.1)$$

por lo tanto, el trabajo específico de la turbina de vapor en las secciones de alta presión se define de la siguiente manera con base en las Figuras 16 a 19

$$w_{TVAP1} = (h_1 - h_2) \quad (3.2)$$

Para el arreglo ultracrítico, la segunda etapa de expansión de alta presión, está definida entre los estados 2 y 3

$$w_{TVAP2} = (1 - m_2)(h_2 - h_3) \quad (3.3)$$

En el ciclo supercrítico, después del recalentamiento se tiene la segunda expansión de alta presión

$$w_{TVAP2} = (1 - m_2)(h_3 - h_4) \quad (3.4)$$

El trabajo específico generado en las siguientes secciones de la turbina de vapor, se obtiene con la siguiente expresión

$$w_{TV_i} = \left(1 - m_2 - \sum_{i=4}^n m_i \right) (h_n - h_{n+1}) \quad (3.5)$$

de acuerdo al número de etapas adicionales de expansión de intermedia y de baja presión. Por ejemplo, para el ciclo ultracrítico, la ec. (3.5), se debe de evaluar para 9 etapas de expansión, del estado 4 al 6 y del estado 7 al 14.

Para el caso de los ciclos subcríticos, las etapas de expansión de presión intermedia y de baja se evalúan con la siguiente expresión

$$w_{TV_i} = \left(1 - \sum_{i=2}^n m_i \right) (h_n - h_{n+1}) \quad (3.6)$$

donde i representa la fracción masa extraída a la turbina de vapor; n indica el estado termodinámico inicial del proceso de expansión. Esta expresión no aplica para los procesos de recalentamiento de vapor, es decir, $m_3=0$ para el caso de los ciclos de vapor mostrados en las Figura 16. Para el ciclo de vapor ultracrítico mostrado en la Figura 16, las fracciones másicas m_3 y m_7 son igual a cero.

Los ciclos de vapor convencionales y supercríticos presentan en su arreglo dos bombas, alta y baja presión, por consiguiente, el trabajo suministrado a las bombas es

$$w_B = w_{BBP} + w_{BAP} \quad (3.7)$$

de manera generalizada, el trabajo de bombeo es

$$w_B = \left(1 - \sum_{i=2}^n m_i\right) (h_j - h_{j+1}) + (h_k - h_{k+1}) \quad (3.8)$$

donde i implica el número de la fracción de vapor suministrada al deareador; j representa el estado a la salida del condensador y k es el estado termodinámico de la salida del agua de alimentación principal del deareador o calentador abierto. Por lo tanto, el trabajo motor obtenido del ciclo de vapor es

$$w_m = w_{TV} - w_B \quad (3.9)$$

3.4.2 Calor suministrado en el ciclo de vapor

El calor suministrado en la caldera ultracrítica por unidad de masa cuantifica la cantidad de energía adicionada en el economizador + sobrecalentador, primer y segundo recalentador, se calcula usando la expresión siguiente

$$q_{sum,UC} = (h_1 - h_{27}) + (1 - m_2 - m_4)(h_4 - h_3) + (1 - m_2 - m_4 - m_5 - m_6)(h_7 - h_6) \quad (3.10)$$

El calor suministrado por unidad de masa, de manera generalizada para los ciclos de vapor supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores. De acuerdo a las Figuras 1, 2 y 3, el primer término de la ec. (3.11), para el ciclo supercrítico agrupa los equipos de economizador + sobrecalentador y el ciclo subcrítico es el economizador + evaporador + sobrecalentador

$$q_{sum,i} = (h_1 - h_n) + (1 - m_2)(h_3 - h_2) \quad (3.11)$$

donde i , implica el calor suministrado a cualquiera de los tres ciclos de vapor y n representa el estado termodinámico a la salida del calentador cerrado C1.

3.4.3 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica se define como la potencia motor generada por el ciclo de vapor con respecto al flujo de calor suministrado en la caldera ultracrítica, supercrítica o generador de vapor, por lo tanto

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}_v q_{sum}} \quad (3.12)$$

3.4.4 Consumo Térmico Unitario (CTU)

El CTU se define como la cantidad de energía necesaria para generar un kWh, y es el inverso de la eficiencia térmica

$$CTU = \frac{3600}{\eta_{th}} \quad (3.13)$$

3.4.5 Flujo de vapor

El flujo de vapor generado en la caldera ultracrítica para las configuraciones de los ciclos de vapor ultracrítico y supercrítico, y en el generador de vapor para los ciclos de vapor subcríticos con siete y seis calentadores, todo ello para generar una cierta cantidad de potencia constante se determina a partir de la siguiente expresión

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{W}_m}{w_m} \quad (3.14)$$

por lo tanto, los flujos de extracción en la turbina de vapor de manera generalizada son

$$\dot{m}_i = \dot{m}_v \cdot m_i \quad (3.15)$$

donde i corresponde al estado termodinámico del flujo de extracción.

3.4.6 Consumo Específico de Vapor (CEV)

El CEV se define como la cantidad de vapor requerida para generar un kWh

$$CEV = \frac{3600 \dot{m}_v}{\dot{W}_m} \quad (3.16)$$

3.4.7 Flujo de combustible

El flujo de combustible requerido para generar una cierta cantidad de potencia constante, está definida de la siguiente manera

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v \cdot q_{sum}}{PCI} \quad (3.17)$$

3.4.8 Consumo Específico de Combustible (CEC)

El CEC se define como el flujo de combustible requerido para generar un kWh

$$CEC = \frac{3600 \cdot \dot{m}_c}{\dot{W}_m} \quad (3.18)$$

3.4.9 Flujo de gases de combustión en la Caldera y Generador de Vapor

Para el caso del ciclo de vapor ultracrítico, se realiza un balance de energía en la caldera ultracrítica a partir de un volumen de control mostrado en la Figura 20.

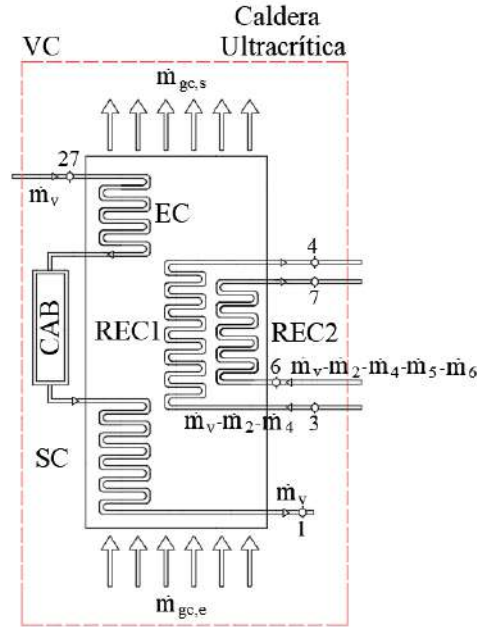


Figura 20. Volumen de control de la caldera ultracrítica.

Por lo tanto, el flujo de calor cedido por los gases de combustión desde la entrada hasta la salida de la caldera ultracrítica, es igual al flujo de calor suministrado en la línea de vapor del economizador, sobrecalentador, recalentador uno y recalentador dos

$$\dot{Q}_{sum,UC} = \dot{Q}_{sum,gc} \quad (3.19)$$

en donde el flujo de calor suministrado con respecto a la corriente de vapor es

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sum,UC} = & \dot{m}_v (h_1 - h_{27}) + (\dot{m}_v - \dot{m}_2 - \dot{m}_4)(h_4 - h_3) \\ & + (\dot{m}_v - \dot{m}_2 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6)(h_7 - h_6) \end{aligned} \quad (3.20)$$

y el flujo de calor suministrado por la corriente de los gases de combustión es

$$\dot{Q}_{sum,gc} = \dot{m}_{gc} (h_{gc_e} - h_{gc_s}) \quad (3.21)$$

Sí, se considera como gas ideal a los gases de combustión que entran a la caldera ultracrítica, la entalpía de los gases se determina de la siguiente manera

$$h_{gc} = c_{p_{gc}} T_{gc} \quad (3.22)$$

Por lo tanto, la ec. (3.21) se puede reescribir de la siguiente manera

$$\dot{Q}_{sum,gc} = \dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_{gc_e} - T_{gc_s}) \quad (3.23)$$

Igualando las ecs. (3.20) y (3.23), el flujo de gases de combustión en la caldera ultracrítica es

$$\dot{m}_{gc} = \frac{\dot{m}_v (h_1 - h_{27}) + (\dot{m}_v - \dot{m}_2 - \dot{m}_4)(h_4 - h_3) + (\dot{m}_v - \dot{m}_2 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6)(h_7 - h_6)}{c_{p_{gc}} (T_{gc_e} - T_{gc_s})} \quad (3.24)$$

Por otra parte, el flujo de calor correspondiente a la corriente de vapor con respecto a los ciclos de vapor supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores es

$$\dot{Q}_{sum,i} = \dot{m}_v (h_1 - h_n) + (\dot{m}_v - \dot{m}_2)(h_3 - h_2) \quad (3.25)$$

donde i, representa el flujo de calor de la corriente de vapor de cualquiera de los tres ciclos de vapor y el valor de n representa, el estado termodinámico a la salida del calentador cerrado C1. Por lo tanto, igualando a las ecs. (3.26) y (3.28), el flujo de los gases de combustión es

$$\dot{m}_{gc,i} = \frac{\dot{m}_v (h_1 - h_n) + (\dot{m}_v - \dot{m}_2)(h_3 - h_2)}{c_{p_{gc}} (T_{gc_e} - T_{gc_s})} \quad (3.26)$$

En la Tabla 2 se muestran las propiedades y condiciones de operación de los gases de combustión, obtenidas de R. Lugo et al (2009); además se consideran las mismas condiciones para el caso de las cuatro configuraciones propuestas.

Tabla 2. Propiedades y condiciones de operación de los gases de combustión.

$T_{gc_e}, [^{\circ}\text{C}]$	900	$c_{p_{gc}} [\text{kJ/kgK}]$	1.324
$T_{gc_s}, [^{\circ}\text{C}]$	400	PCI (kJ/kg _c)	50,120

3.5 Análisis de Segunda Ley de la Termodinámica a los ciclos de vapor

La ecuación de la Segunda Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos es

$$\left(\frac{dS}{dt} \right)_{vc} + \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e = \int_A \frac{\left(\frac{\dot{Q}}{A} \right)}{T} dA + \int_V \frac{\left(\frac{\dot{W}_L}{V} \right)}{T} dV \quad (3.27)$$

Considerando que no existe acumulación de entropía dentro del volumen de control, la producción de entropía es

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \int_A \frac{\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)}{T} dA \quad (3.28)$$

3.5.1 Generación de entropía en la turbina de vapor

Considerando que la turbina de vapor sea un sistema adiabático, la generación de entropía en un proceso de expansión a partir de la ec. (3.28) es

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e \quad (3.29)$$

Por lo tanto, la generación de entropía para las tres secciones de la turbina de vapor es

$$\dot{S}_{gen_{TV}} = \sum \dot{S}_{gen_{TVAP}} + \sum \dot{S}_{gen_{TVPI}} + \sum \dot{S}_{gen_{TVBP}} \quad (3.30)$$

La producción de entropía en las secciones de alta presión con base en las Figuras 9, 10, 11 y 12 es

$$\dot{S}_{gen_{1-2}} = \dot{m}_v (s_2 - s_1) \quad (3.31)$$

Para el caso del ciclo de vapor ultracrítico, la segunda etapa de expansión de alta presión es

$$\dot{S}_{gen_{2-3}} = (\dot{m}_v - \dot{m}_2)(s_3 - s_2) \quad (3.32)$$

En el ciclo de vapor supercrítico la segunda etapa de expansión de alta presión se presenta después del proceso de recalentamiento, es decir,

$$\dot{S}_{gen_{3-4}} = (\dot{m}_v - \dot{m}_2)(s_4 - s_3) \quad (3.33)$$

La producción de entropía para las siguientes expansiones en la turbina de vapor para el caso de los ciclos ultracrítico y supercrítico, se obtienen a partir de la siguiente expresión

$$\dot{S}_{gen_{i-i+1}} = \left(\dot{m}_v - \dot{m}_2 - \sum_{i=4}^n \dot{m}_i \right) (s_{n+1} - s_n) \quad (3.34)$$

Para el caso de los ciclos subcríticos, la producción de entropía en las siguientes etapas de expansión de presión intermedia y de baja, se determinan con la siguiente expresión

$$\dot{S}_{gen_{i-i+1}} = \left(\dot{m}_v - \sum_{i=4}^n \dot{m}_i \right) (s_{n+1} - s_n) \quad (3.35)$$

3.5.2 Generación de entropía en las bombas

A partir de la ec. (3.28) y considerando a las bombas como sistemas adiabáticos, la producción de entropía en el proceso de bombeo es

$$\dot{S}_{gen_B} = \dot{S}_{gen_{BBP}} + \dot{S}_{gen_{BAP}} \quad (3.36)$$

de manera generalizada, la producción de entropía total en el proceso de bombeo es

$$\dot{S}_{gen_B} = \left(\dot{m}_v - \sum_{i=2}^n \dot{m}_i \right) (s_{j+1} - s_j) + (s_{k+1} - s_k) \quad (3.37)$$

donde n implica el número de la fracción de vapor suministrada al deareador; j representa el estado a la salida del condensador y k es el estado termodinámico de la salida del agua de alimentación principal del deareador.

3.5.3 Generación de entropía en el condensador

La producción de entropía en el condensador es

$$\dot{S}_{gen_{COND}} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_{cond}} \quad (3.38)$$

3.5.4 Generación de entropía en el tren de calentamiento

La generación de entropía para cada uno de los intercambiadores de calor correspondientes al tren de calentamiento y para los cuatro ciclos de vapor es la siguiente

$$\dot{S}_{gen_{Ci}} = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e \quad (3.39)$$

3.5.5 Generación de entropía en la caldera y generador de vapor

Finalmente, la generación de entropía en la caldera y generador de vapor se determina a partir de la siguiente manera

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{gc_s} (s_{gc_s} - s_{gc_e}) + \sum \dot{m}_v s_s - \sum \dot{m}_v s_e \quad (3.40)$$

En donde el cambio de entropías correspondientes a los gases de combustión, se determinan a partir de la siguiente expresión

$$s_{gc_s} - s_{gc_e} = c_{p_{gc}} \ln \frac{T_{gc_e}}{T_{gc_s}} - R_{gc} \ln \frac{P_{gc_e}}{P_{gc_s}} \quad (3.41)$$

Considerando que la presión de los gases de combustión a la entrada de la caldera o generador de vapor, sea la misma con respecto a la presión de salida, el cambio de entropías es

$$s_{gc_s} - s_{gc_e} = c_{p_{gc}} \ln \frac{T_{gc_e}}{T_{gc_s}} \quad (3.42)$$

3.6 Análisis exergético a los ciclos de vapor

El análisis exergético es una herramienta sumamente importante que proporciona mayor información acerca del desempeño de los sistemas térmicos. En los procesos termodinámicos que intervienen en las máquinas térmicas, generalmente no toda la exergía se utiliza, es decir, parte de ella simplemente se pierde, a la cual se le denomina irreversibilidades. Por lo tanto, identificar y disminuir esta cantidad de exergía perdida en los procesos es de suma importancia y por ello es necesario realizar un análisis exergético basado en la Segunda Ley de la Termodinámica.

3.6.1 Relación de Gouy-Stodola para un volumen de control

La relación de Gouy-Stodola establece que la irreversibilidad en un proceso es el producto de la producción de entropía de todos los sistemas que participan en el proceso y la temperatura ambiente, por lo tanto

$$\dot{i} = T_0 \left(\sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \sum \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \right) \quad (3.43)$$

en donde, los primeros dos primeros que son igual a la relación de producción de entropía asociada con el flujo de materia de entrada y salida para un volumen de control, y el tercer término corresponde a la sumatoria de los flujos de entropía debidos a pérdidas de calor dentro del mismo volumen de control. Por lo tanto, el flujo de irreversibilidades para cada uno de los componentes i que integran a los cuatro ciclos de vapor es

$$\dot{I}_i = T_0 \dot{S}_{gen,i} \quad (3.44)$$

3.6.2 Exergía asociada con la transferencia de calor

La exergía de una transferencia de calor en la superficie de control se determina a partir del máximo trabajo que puede ser obtenido usando al medio ambiente como un depósito de energía térmica de grado cero, es decir, usar al medio ambiente como un sumidero. Por lo tanto, para la relación de transferencia de calor y una temperatura en la superficie de control, la relación máxima de conversión de energía térmica a trabajo es

$$\dot{W}_{máx} = \dot{Q} \tau \quad (3.45)$$

donde

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (3.46)$$

En donde τ es la temperatura exergética adimensional y es referida a la eficiencia de Carnot, para el caso especial cuando el medio ambiente con temperatura T_0 es usado como depósito de baja temperatura. Por lo tanto, la exergía asociada con la transferencia de calor es llamada como flujo de exergía térmica y se denota para un análisis de sistemas abiertos como

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.47)$$

3.6.3 Exergía asociada con una corriente estable de materia

Por definición, la exergía de una corriente de materia es igual a la máxima cantidad de trabajo obtenido, cuando la corriente es llevada desde las condiciones del estado inicial hasta las condiciones del estado muerto, a partir de procesos durante los cuales la corriente interactúa únicamente con el medio ambiente. La exergía de una corriente de materia, se puede dividir en distintos componentes. En ausencia de efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y tensión superficial, la exergía es

$$\dot{E} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_f + \dot{E}_q \quad (3.48)$$

o bien, por unidad de masa

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_k + \mathcal{E}_p + \mathcal{E}_f + \mathcal{E}_q \quad (3.49)$$

donde, los dos primeros términos, la exergía cinética y potencial están asociados con altos grados de energía. Es por ello que las energías cinética y potencial de una corriente de una sustancia, son formas de energía ordenada y por lo tanto se pueden transformar en su totalidad en trabajo. Por lo tanto, cuando es evaluada en relación con el medio ambiente, ambas energías son iguales a la exergía cinética y potencial.

Por otro lado, los dos últimos términos, la exergía física y química tienen bajo grado de energía. Debido a su naturaleza desordenada y dependiente de la entropía de estas formas de energía, los componentes de la exergía se pueden determinar considerando la corriente y el medio ambiente.

3.6.4 Exergía física

El primer componente de la exergía derivada de una forma de energía desordenada es la exergía física, la cual se define de manera formal como, la exergía física es igual a la máxima cantidad de trabajo obtenido cuando la corriente de alguna sustancia es llevada desde el estado inicial hasta el estado del medio ambiente definido por P_0 y T_0 , por

procesos físicos involucrando únicamente interacciones térmicas con el medio ambiente. Por lo tanto, la exergía física se expresa de la siguiente manera

$$\dot{E}_f = \dot{m}[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (3.50)$$

Para el caso del balance exergético de las cuatro configuraciones, únicamente se toma en cuenta el término de la exergía física, y a partir de la ecuación (3.50) se determina la exergía en cada estado termodinámico en donde, T_0 , h_0 y s_0 son propiedades que definen al estado de referencia.

En las Figuras 21 a 24 se muestran los diagramas exergía-entalpía para las configuraciones de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcríticos con 7 y 6 calentadores, respectivamente.

Al comparar el comportamiento de los cuatro ciclos de vapor se muestra que la disponibilidad de la energía correspondiente al estado 1 únicamente aumenta en 100 kJ/kg al pasar de una presión de 124 a 300 bar. Sin embargo, la disponibilidad de la energía si se incrementa en los estados de las siguientes etapas de expansión. Para el ciclo ultracrítico se tienen los estados termodinámicos de 1 a 9, con la calidad de la energía mayor a 1100 kJ/kg que se utilizan en 6 etapas de expansión; por otra parte, el ciclo supercrítico tiene los primeros 5 estados por encima de este valor y se utilizan en 3 etapas de expansión.

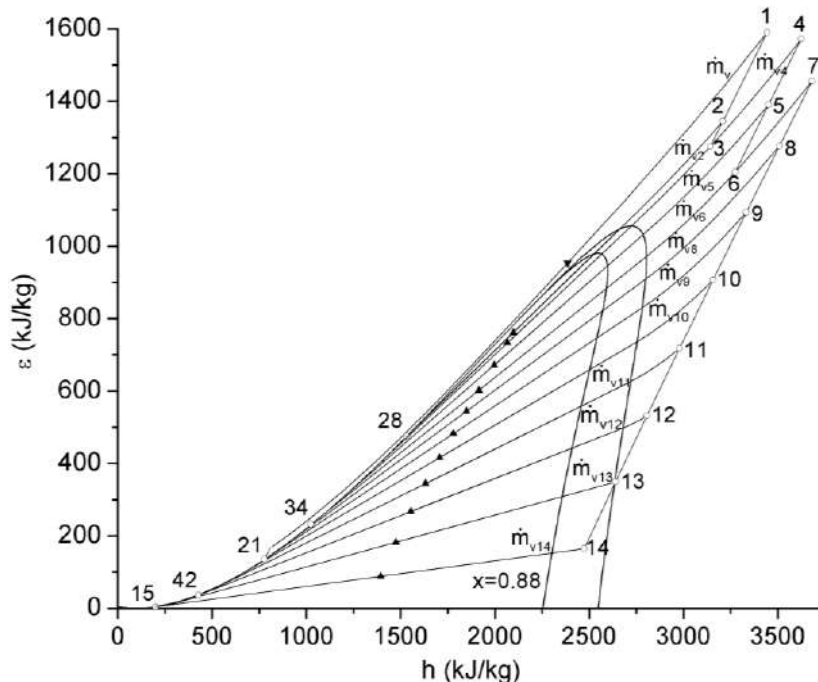


Figura 21. Diagrama exergía-entalpía del ciclo de vapor ultracrítico.

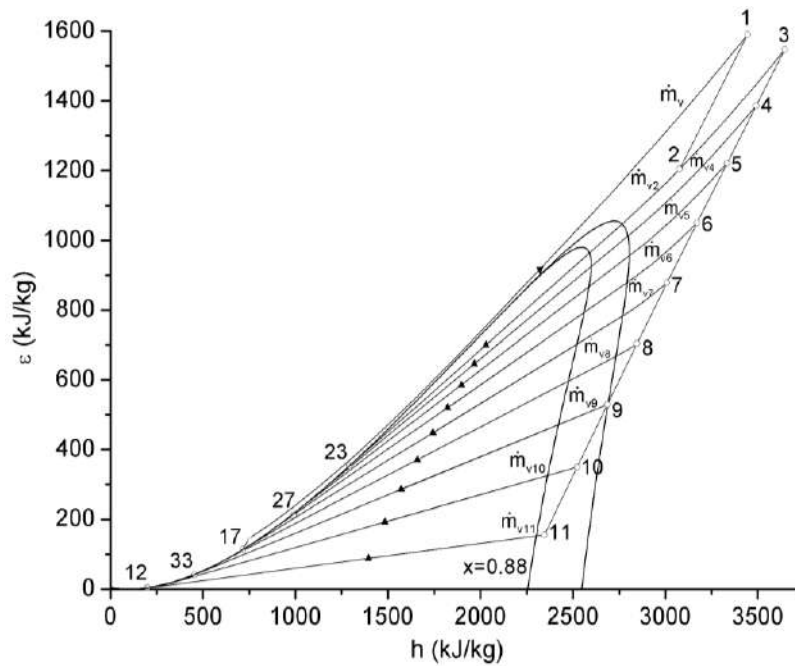


Figura 22. Diagrama exergía-entalpía del ciclo de vapor supercrítico.

En el caso de los ciclos subcríticos se muestran sólo 4 estados y dos etapas de expansión, donde se puede obtener mayor generación de trabajo útil. En estas etapas de los ciclos se aprovecha entre el 40% al 50% de la energía para generar trabajo útil. En las etapas de expansión de baja presión (las 3 últimas etapas), se tienen valores de exergía menores a 750 kJ/kg, y es donde se muestran las mayores pérdidas de trabajo útil, al comparar los valores de exergía y de entalpía, es decir en promedio se puede aprovechar el 25% de la energía para generar trabajo. Con respecto a la línea de bombeo no se muestran grandes cambios en la exergía debido a su condición de estado líquido y de incompresibilidad.

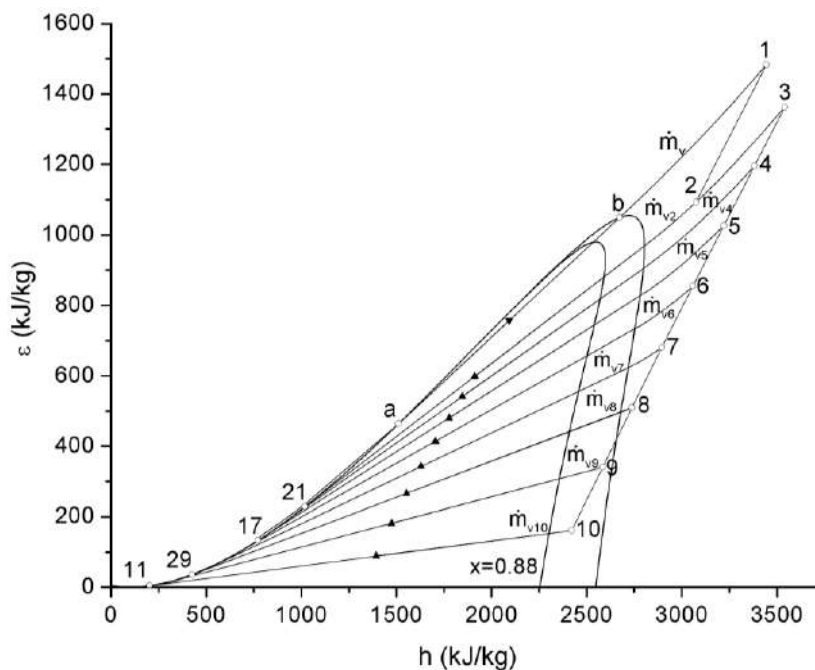


Figura 23. Diagrama exergía entalpía del ciclo de vapor, siete calentadores.

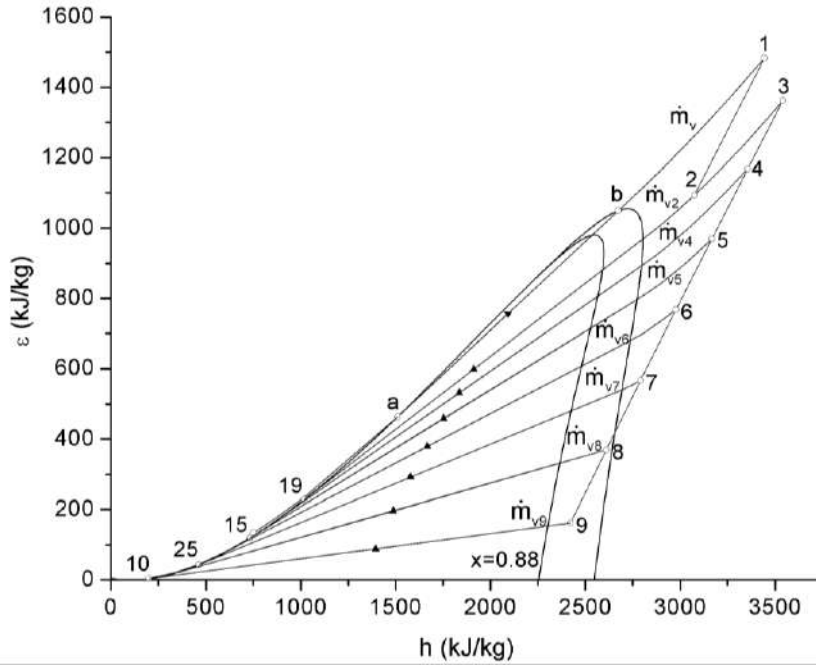


Figura 24. Diagrama exergía-entalpía del ciclo de vapor, seis calentadores.

3.6.5 Eficiencia exergética

A partir del análisis exergético es posible cuantificar las pérdidas reales que ocurren en un proceso, es decir, existe la posibilidad de cuantificar la cantidad de exergía destruida o la disminución de trabajo disponible del recurso energético utilizado. Si se realiza un balance de energía en un volumen de control, se puede determinar lo siguiente

$$\Delta \dot{E}_e = \Delta \dot{E}_s + \dot{I} \quad (3.51)$$

donde $\Delta \dot{E}_e$ son todas las exergías de entrada, $\Delta \dot{E}_s$ hace referencia a todas las exergías de salida del sistema y \dot{I} corresponden a las irreversibilidades generadas en el proceso, por lo tanto

$$\frac{\Delta \dot{E}_s}{\Delta \dot{E}_e} \leq 1 \quad (3.52)$$

La relación de exergía de salida con respecto a la exergía de entrada es menor a uno, es decir, dicha relación dependerá del grado de irreversibilidades que ocurran en el proceso. Por lo tanto, esta relación también se puede definir como eficiencia exergética

$$\eta_{exer} = \frac{\Delta \dot{E}_s}{\Delta \dot{E}_e} \quad (3.53)$$

Para el caso de estudio de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores, la eficiencia exergética es

$$\eta_{exer} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}_c PCI \left(1 - \frac{T_0}{T_{fa}}\right)} \quad (3.54)$$

3.7 Exergía en el proceso de expansión

A continuación, se desarrolla una metodología basada en Kotas (1985), para determinar la eficiencia exergética del proceso de expansión por cada etapa, y también se determina una expresión para calcular la eficiencia exergética total del proceso de expansión, sección 3.8.

El proceso de expansión en una turbina tiene como propósito, generar una cierta cantidad de trabajo motor, en la Figura 25 se muestra el diagrama esquemático de una turbina, en donde a partir de la superficie de control, el fluido de trabajo se expande desde las condiciones de entrada, estado 1, hasta el final de la expansión como estado 2 generando un trabajo de flecha.

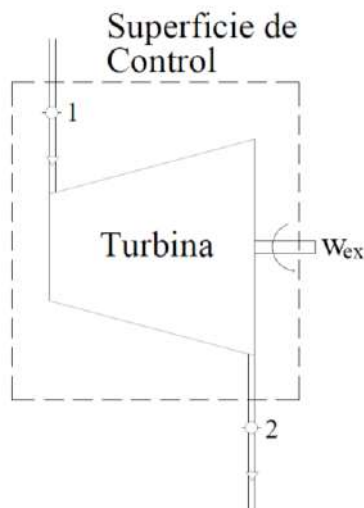


Figura 25. Diagrama esquemático de una turbina.

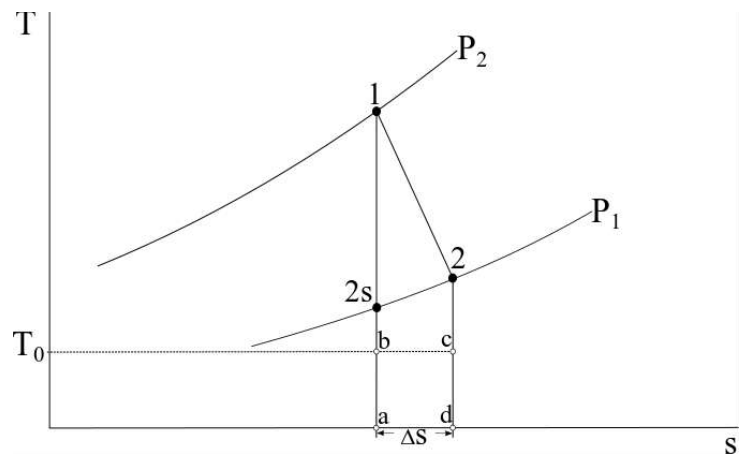


Figura 26. Diagrama Temperatura-entropía de un proceso de expansión.

Así mismo, en la Figura 26 se muestra a partir de un diagrama Temperatura-entropía el proceso de expansión isentrópico y real. Se muestra que existe una generación de entropía al pasar del trabajo de expansión isentrópico al trabajo real el cual, a partir de la relación de Gouy-Stodola y considerando que la turbina sea un sistema adiabático, se determina la irreversibilidad del proceso de expansión, es decir

$$i = T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.55)$$

o bien de manera gráfica a partir de la misma figura, también se muestra la irreversibilidad generada por el proceso de expansión a partir del área denotada por las letras “abcd”.

Se realiza un balance de exergía en la turbina a través de la superficie de control de la Figura 25, por lo tanto

$$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 = \dot{W}_{ex} + \dot{I} \quad (3.56)$$

o bien, por unidad de masa

$$\varepsilon_1 - \varepsilon_2 = w_{ex} + i \quad (3.57)$$

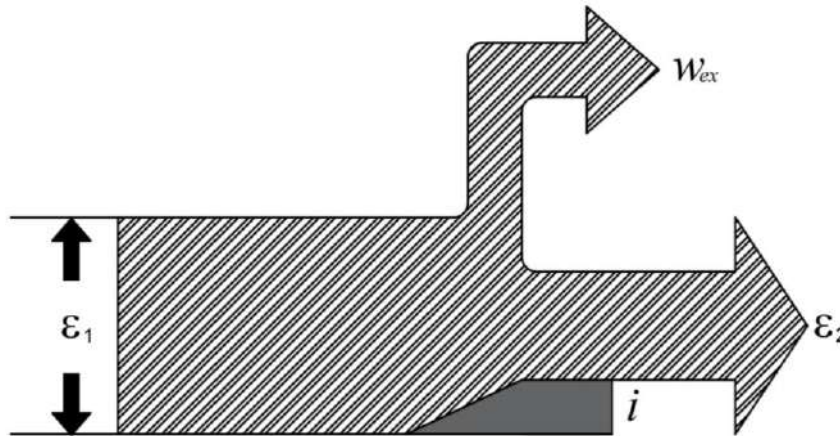


Figura 27. Diagrama de Sankey del proceso de expansión en una turbina.

Debido a que la salida deseada por la turbina es un trabajo mecánico, se requiere que la entrada sea un cambio de exergía de la corriente y dado que en el proceso de expansión siempre implicará un cierto grado de irreversibilidad, una parte de la energía de salida necesariamente será disipada. Por lo tanto, teniendo identificadas las corrientes de energía de entrada a la turbina como el cambio de exergías y , la energía de salida como el trabajo de expansión, a partir de la eficiencia exergética de la ecuación (3.53) se tiene lo siguiente

$$\eta_{exer} = \frac{w_{ex}}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \quad (3.58)$$

o bien

$$\eta_{exer} = \frac{h_1 - h_2}{(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)} \quad (3.59)$$

A partir de la eficiencia isoentrópica en la turbina se tiene

$$\eta_{SIT} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.60)$$

o bien, reescribiendo a la eficiencia isoentrópica de la siguiente manera

$$\eta_{SIT} = \frac{h_1 - h_2}{(h_1 - h_2) + (h_2 - h_{2s})} \quad (3.61)$$

donde $(h_2 - h_{2s})$ se define como el grado de recalentamiento y en la Figura 26 se muestra a partir del área por $2_s 2_{cb} 2_s$ el trabajo perdido o grado de recalentamiento, y se define de la manera siguiente

$$r = (h_2 - h_{2s}) \quad (3.62)$$

Por lo tanto, el trabajo de expansión real $(h_1 - h_2)$ en función del grado de recalentamiento y la eficiencia isoentrópica de la turbina es

$$(h_1 - h_2) = \frac{r \eta_{SIT}}{(1 - \eta_{SIT})} \quad (3.63)$$

Sustituyendo la ec. (3.63) en la ec. (3.61)

$$\eta_{exer} = \frac{\frac{r \eta_{SIT}}{(1 - \eta_{SIT})}}{\frac{r \eta_{SIT}}{(1 - \eta_{SIT})} + i} \quad (3.64)$$

Finalmente, la eficiencia exergética en función de la irreversibilidad, el grado de recalentamiento y la eficiencia isoentrópica de la turbina es

$$\eta_{exer} = \frac{\eta_{SIT}}{\frac{i}{r} + \eta_{SIT} \left(1 - \frac{i}{r}\right)} \quad (3.65)$$

La relación que se tiene entre la eficiencia exergética y la eficiencia isoentrópica es el cociente de la irreversibilidad y el grado de recalentamiento. A partir de la Figura 26, el grado de recalentamiento también se puede expresar de la siguiente manera

$$r = \bar{T}_2 (s_2 - s_1) \quad (3.66)$$

en donde la temperatura \bar{T}_2 es

$$\bar{T}_2 = \frac{T_{2s} + T_2}{2} \quad (3.67)$$

Por lo tanto, a partir de las ecs. (3.65) y (3.55), la relación del grado de recalentamiento y la irreversibilidad se puede expresar de la siguiente manera

$$\frac{r}{i} \approx \frac{\bar{T}_2}{T_0} \quad (3.68)$$

3.8 Exergía en el proceso de expansión multietapa

La relación entre la eficiencia exergética por etapa y la eficiencia exergética total, a menudo se requiere cuando se analiza el desempeño de una turbina multietapa. Cuando se ocupa el concepto de la eficiencia isoentrópica como un criterio de desempeño, esta relación de una turbina con eficiencias iguales, η_{SIT} , viene dada por la siguiente expresión

$$\eta_{TOTAL} = \eta_{SIT} r \quad (3.69)$$

en donde η_{TOTAL} es la eficiencia isoentrópica total y r es el factor de recalentamiento, que depende tanto de las propiedades del fluido de trabajo, así como de la magnitud de la eficiencia isoentrópica de cada etapa de expansión. En la Figura 28 se muestra un diagrama temperatura-entropía de un proceso de expansión multietapa, se muestra el grado de recalentamiento en las tres diferentes etapas de expansión a partir del área sombreada con color negro, azul y verde; a medida que se tenga una mayor temperatura al final de la etapa de expansión, mayor es el grado de recalentamiento, mientras que a medida que la temperatura al final de la expansión sea menor, el grado de recalentamiento también será menor.

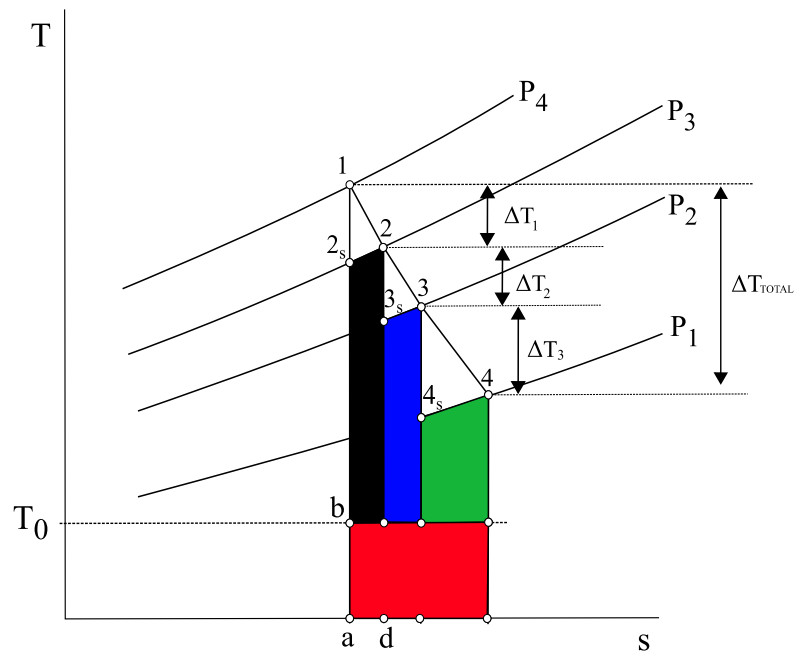


Figura 28. Diagrama Temperatura-entropía de un proceso de expansión multietapa.

Por lo tanto, de esta manera se puede ver la importancia de la eficiencia isoentrópica por etapa y de manera total, a partir del efecto que se tiene en el grado de recalentamiento en el desempeño por etapa. Sin embargo, la relación entre la eficiencia exergética total y la eficiencia exergética por etapa se puede determinar de la siguiente manera. La eficiencia exergética total se puede expresar como

$$\eta_{exer,TOTAL} = \frac{\Delta h_{TOTAL}}{\Delta \varepsilon_{TOTAL}} \quad (3.70)$$

en donde el cambio total de entalpías, Δh_{TOTAL} , se puede desarrollar como la suma del cambio de entalpías por cada etapa de expansión, es decir,

$$\Delta h_{TOTAL} = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 + \dots \quad (3.71)$$

Del mismo modo se puede reescribir el cambio de exergías, por lo tanto,

$$\Delta \varepsilon_{TOTAL} = \Delta \varepsilon_1 + \Delta \varepsilon_2 + \Delta \varepsilon_3 + \dots \quad (3.72)$$

También se puede expresar de la siguiente manera

$$\Delta \varepsilon_{TOTAL} = \sum \Delta \varepsilon_i \quad (3.73)$$

en este caso, i representa el número total de expansiones en la turbina de vapor. Sustituyendo las ecs. (3.71) y (3.73) en la ec. (3.70) se tiene lo siguiente

$$\eta_{exer,TOTAL} = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 + \dots}{\sum \Delta \varepsilon_i} \quad (3.74)$$

También, la ecuación (3.74) se puede escribir de la siguiente manera

$$\eta_{exer,TOTAL} = \frac{\Delta h_1}{\Delta \varepsilon_1} \frac{\Delta \varepsilon_1}{\sum \Delta \varepsilon_i} + \frac{\Delta h_2}{\Delta \varepsilon_2} \frac{\Delta \varepsilon_2}{\sum \Delta \varepsilon_i} + \frac{\Delta h_3}{\Delta \varepsilon_3} \frac{\Delta \varepsilon_3}{\sum \Delta \varepsilon_i} + \dots \quad (3.75)$$

Sustituyendo la definición de la eficiencia exergética mostrada en la ecuación (3.70), la eficiencia exergética total se puede representar como

$$\eta_{exer,TOTAL} = \eta_{exer,1} \frac{\Delta \varepsilon_1}{\sum \Delta \varepsilon_i} + \eta_{exer,2} \frac{\Delta \varepsilon_2}{\sum \Delta \varepsilon_i} + \eta_{exer,3} \frac{\Delta \varepsilon_3}{\sum \Delta \varepsilon_i} + \dots \quad (3.76)$$

Entonces, a partir de la ecuación (3.76) se muestra que la eficiencia exergética total de expansión en la turbina es igual a la eficiencia exergética promedio de cada etapa de expansión.

Capítulo 4. Resultados y Discusión

4.1 Análisis de Primera Ley de la Termodinámica a los ciclos de vapor

En las Figuras 29 a 36 se muestra un análisis paramétrico del trabajo motor, la eficiencia térmica y la calidad de vapor de la última etapa de expansión de la turbina de vapor, para los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores, en función de los parámetros de entrada a la turbina de vapor de alta presión, presión y temperatura de vapor vivo. Para el caso de los ciclos de vapor ultracrítico y supercrítico se tiene un rango de operación de presión de 230 a 310 bar y, con respecto a la temperatura, de 550 a 610°C. Por otro lado, para el caso de los ciclos de vapor subcríticos se tuvo un rango de 100 a 160 bar de presión, y 500 a 560°C de temperatura.

En la Figura 29 se muestra el caso de ciclo de vapor ultracrítico, en donde se tiene el mayor trabajo motor y también la mayor eficiencia térmica en comparación con las demás configuraciones. Bajo las condiciones de operación mostradas en la Tabla 1, el trabajo motor obtenido en el ciclo ultracrítico es de 1377.65 kJ/kg, es decir, se tuvo un incremento del 4.4% con respecto a los resultados del ciclo de vapor supercrítico mostrado en la Figura 30. Por otro lado, la eficiencia térmica del ciclo ultracrítico con relación al ciclo supercrítico, sólo tuvo un incremento del 1%; sin embargo, se tuvo un incremento del 5% con relación a la mejor configuración de ciclo de vapor subcrítico, es decir, con relación al ciclo de vapor con siete calentadores.

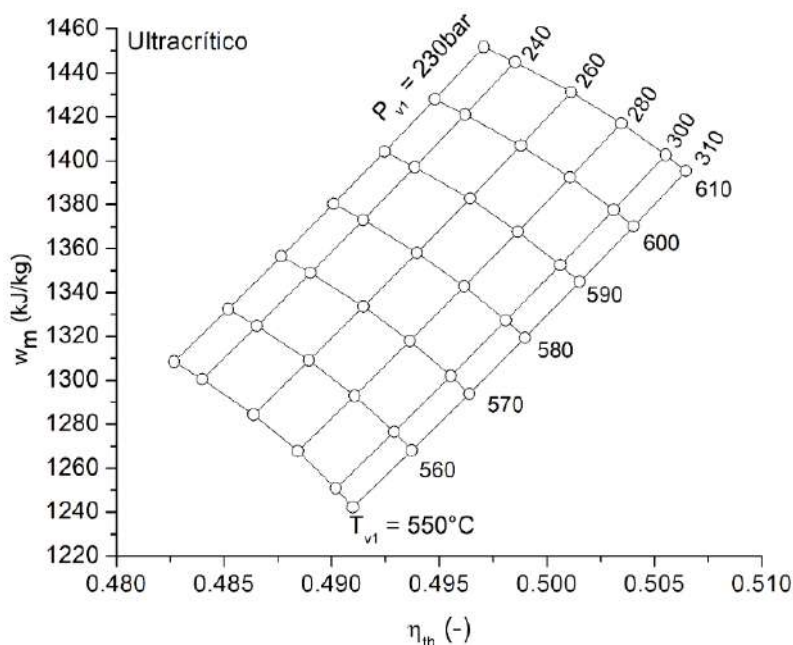


Figura 29. Trabajo motor y eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada de la turbina ultracrítica.

En la Figura 30 se muestra el trabajo motor y la eficiencia térmica del ciclo de vapor supercrítico en función de diferentes condiciones de presión y temperatura de vapor vivo, se muestra que las condiciones donde se tiene la mayor cantidad de trabajo mecánico

corresponden a las condiciones de menor presión pero de mayor temperatura, es decir, para las condiciones de 230 bar y una temperatura de 610 °C se tiene un trabajo motor de 1378 kJ/kg y una eficiencia del 0.485, sin embargo, bajo las condiciones de operación que se mostraron en la Tabla 1, presenta una disminución de 4.2% con respecto al trabajo motor desarrollado pero se tuvo un incremento en la eficiencia térmica en un 1.4%. Por lo tanto, en este caso bajo las condiciones de operación se pretende incrementar la eficiencia térmica, y sacrificar una cierta cantidad de trabajo motor.

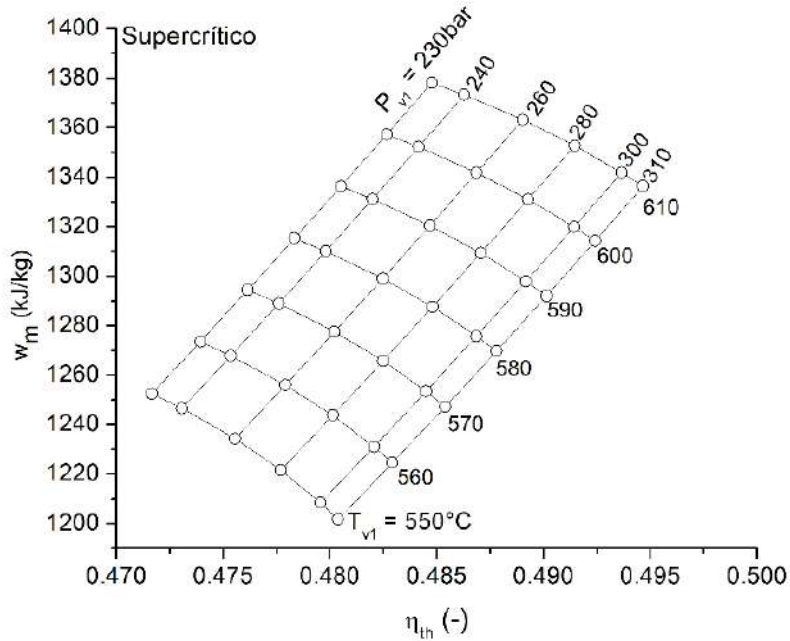


Figura 30. Trabajo motor y eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada de la turbina supercrítica.

También, en la Figura 31 se muestra que para cualquiera de las diferentes condiciones de operación de presión y temperatura, el ciclo de vapor puede operar de manera estable a partir de que la condición mínima de la calidad del vapor en la última etapa de expansión de la turbina de vapor de baja presión sea mayor a 0.88. Se muestra que, para las condiciones de mínima temperatura y máxima presión de vapor vivo, es decir, para 550 °C y 310 bar, se tiene la mínima calidad del vapor, en este caso, es superior a 0.94.

Por otro lado, también se muestra en la misma Figura que existe un comportamiento del trabajo motor distinto con respecto a la variación de presión o temperatura de vapor vivo, es decir, para una temperatura constante de 550 °C y una presión de 310 bar, el trabajo motor desarrollado es de 1240 kJ/kg, mientras que, al disminuir la presión hasta 230 bar, presenta un incremento el trabajo motor hasta 1310 kJ/kg, es decir, aumento en términos porcentuales en un 5.6%. Sin embargo, al incrementar la temperatura desde la mínima de 550 °C hasta 610 °C para una presión constante de 310 bar, el trabajo motor se incrementó en 12.1%. Por lo tanto, teniendo inicialmente la seguridad de que, el ciclo de vapor puede operar de manera estable bajo las condiciones de máxima presión y temperatura de vapor vivo, se puede mostrar que existe un mejor escenario para incrementar el trabajo motor, al mantener la presión de vapor vivo constante e incrementar la temperatura de entrada a la turbina de vapor de alta presión.

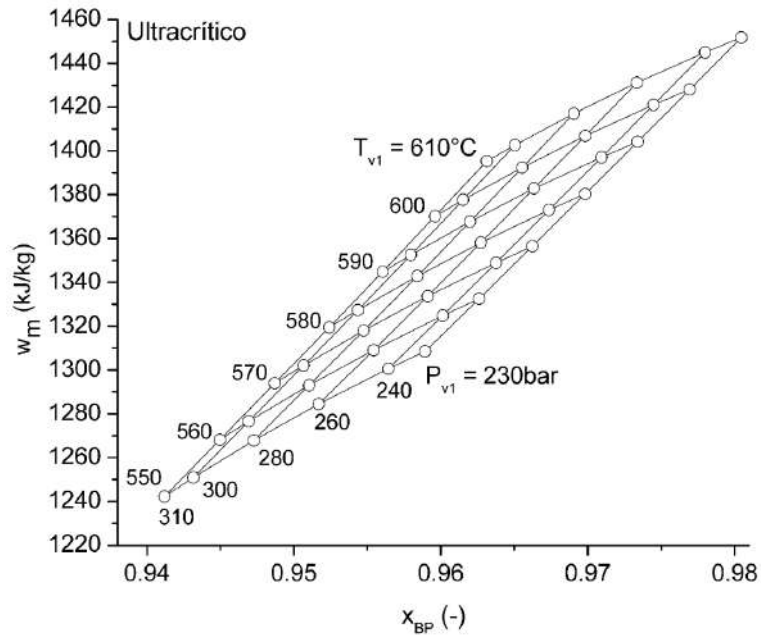


Figura 31. Trabajo motor y calidad de vapor en función de las condiciones de entrada de la turbina ultracrítica.

Sin embargo para el caso del ciclo de vapor supercrítico, en la Figura 32 se muestra que para una presión de 280 bar o mayor, la temperatura de vapor vivo no debe ser menor a 570°C ya que, se tendría en la última etapa de expansión en la turbina de vapor de baja presión una calidad menor a 0.88, lo que implicaría operar de forma inestable, es decir, en el caso del ciclo de vapor supercrítico, es necesario que las temperaturas de operación sean mayores a 580 °C para que pueda operar bajo cualquier condición de presión de vapor vivo.

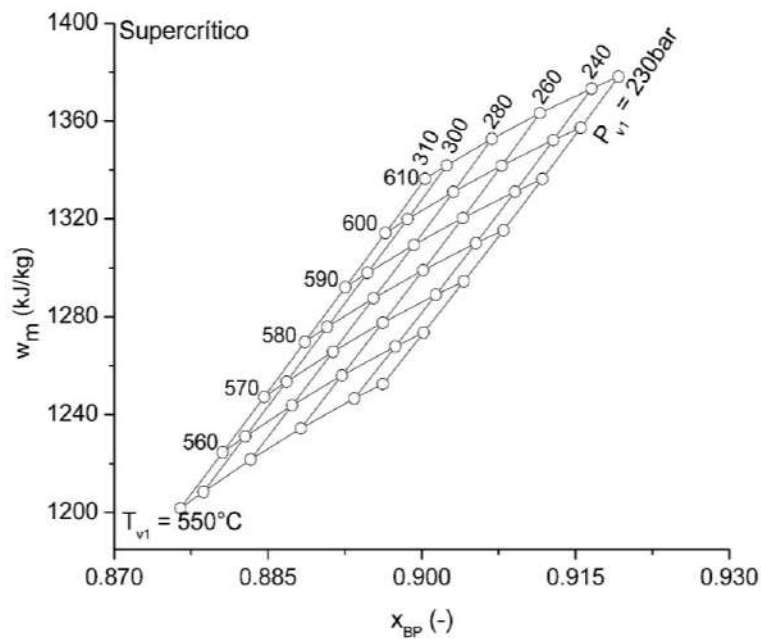


Figura 32. Trabajo motor y calidad de vapor en función de las condiciones de entrada de la turbina supercrítica.

Con respecto al caso de los ciclos de vapor subcríticos, en las Figuras 33 y 34 se muestra el trabajo motor y la eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada a la turbina de alta presión, se muestra una disminución de estos dos parámetros debido a que las condiciones de operación se encuentran por debajo del punto crítico del vapor. Bajo las condiciones de presión y temperatura de vapor vivo mostradas, se muestra que, el mayor trabajo motor se tiene a la presión mínima de 100 bar y a la máxima temperatura de 560°C. Además, en función de las condiciones de operación mostradas en la Tabla 1, existe una ligera variación del 0.5% con respecto al trabajo y eficiencia térmica.

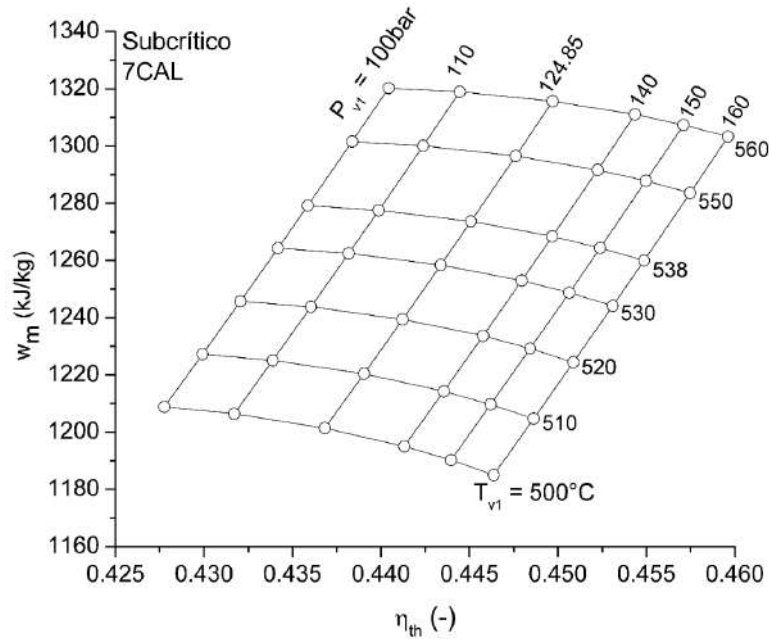


Figura 33. Trabajo motor y eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada de la turbina subcrítica, siete calentadores.

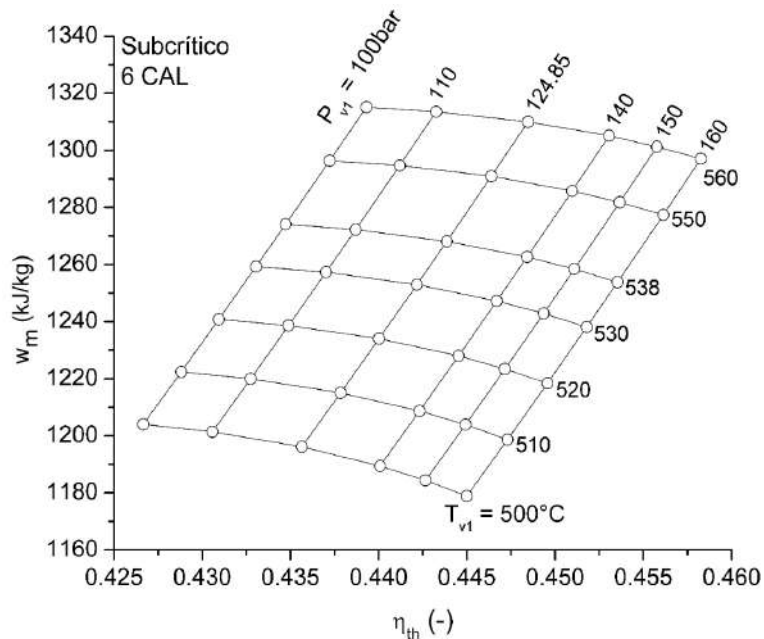


Figura 34. Trabajo motor y eficiencia térmica en función de las condiciones de entrada de la turbina subcrítica, seis calentadores.

Además, a partir de las Figuras 35 y 36 se puede mostrar los parámetros del trabajo motor y la calidad del vapor de la última etapa de expansión de la turbina de baja presión, bajo las diferentes condiciones de presión y temperatura de vapor vivo, en donde, ambos ciclos subcríticos son factibles en su operación debido a que la mínima calidad de vapor que se tiene es 0.90. También se muestra que, el comportamiento del trabajo motor con respecto a la variación de la presión para una temperatura constante, el incremento del trabajo motor es mínimo; para 500°C y 160 bar se tiene un trabajo de 1185 kJ/kg, mientras que disminuir la presión hasta 100 bar, incrementa solamente en 20 kJ/kg el trabajo motor.

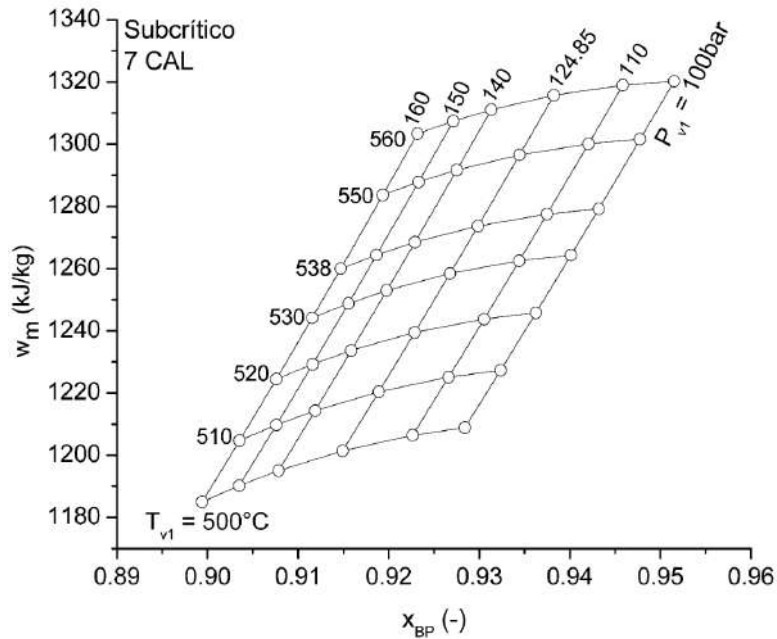


Figura 35. Trabajo motor y calidad de vapor en función de las condiciones de entrada de la turbina subcrítica, siete calentadores.

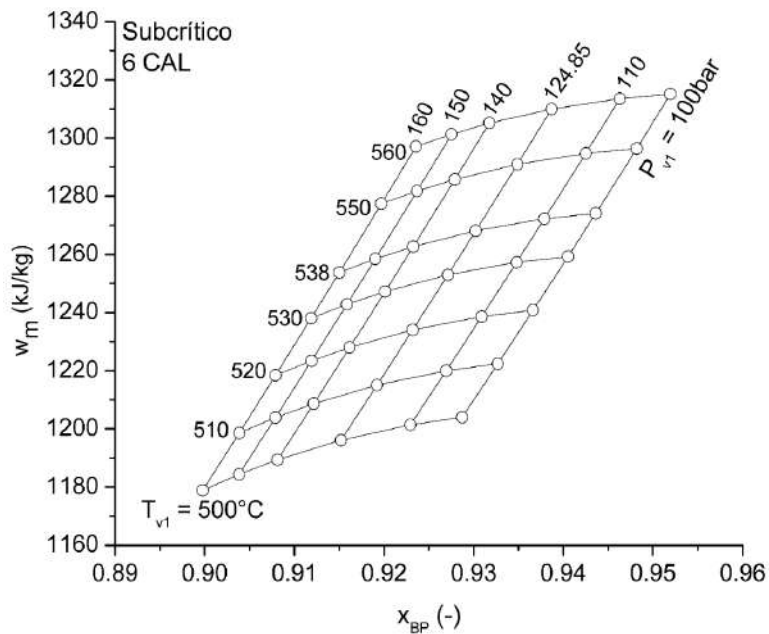


Figura 36. Trabajo motor y calidad de vapor en función de las condiciones de entrada de la turbina subcrítica, siete calentadores.

Por otro lado, al tener una variación de la temperatura con respecto a una presión de vapor vivo constante, resulta tener un mejor comportamiento con base al trabajo motor desarrollado ya que, partiendo de las mismas condiciones de 500°C y 160 bar, para la misma presión, pero, a una temperatura de 560 °C se tuvo un incremento del trabajo motor de 100 kJ/kg.

En la Figura 37 se muestra el flujo de vapor para los ciclos ultracrítico, supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores. Se muestra que, a medida que se tiene un menor número de calentadores de línea se tendrá un aumento en el flujo de vapor requerido para continuar con una generación de potencia constante, como se puede mostrar, el ciclo de vapor subcrítico con seis calentadores necesita la mayor cantidad de flujo de vapor superior a los 275 kg_v/s por otro lado, el mínimo de flujo de vapor requerido es para el caso de la configuración ultracrítica, es decir, requiere 8% menos vapor con respecto al subcrítico de seis calentadores. Por lo tanto, a medida que se tienen mejores condiciones de operación, en particular los parámetros de presión y temperatura a la entrada de la turbina de vapor de alta presión, se tendrá una disminución del vapor requerido para poder generar una potencia constante.

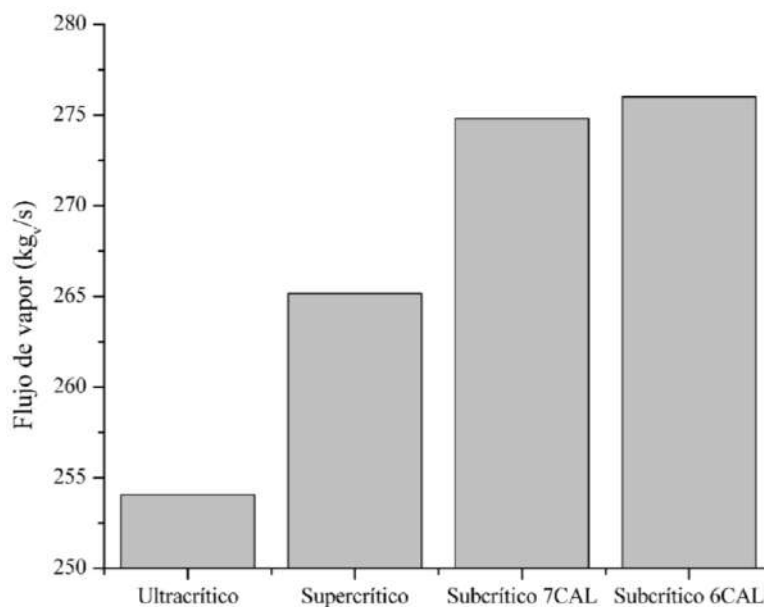


Figura 37. Flujo de vapor de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.

A partir de la Figura 38 se muestra la cantidad de vapor necesario para poder generar un kWh a partir de los diferentes escenarios de los ciclos de vapor, el ciclo de vapor ultracrítico requiere la menor cantidad de 2.61 kg_v para generar un kWh, por otro lado el ciclo de vapor supercrítico debe de incrementar en un 4.4% la cantidad de vapor para generar ese mismo kWh. Sin embargo, para los casos subcríticos con tren de calentamiento de seis y siete calentadores, la cantidad de vapor necesaria para generar un kWh es 8.1% mayor con respecto a la configuración del ciclo de vapor ultracrítico.

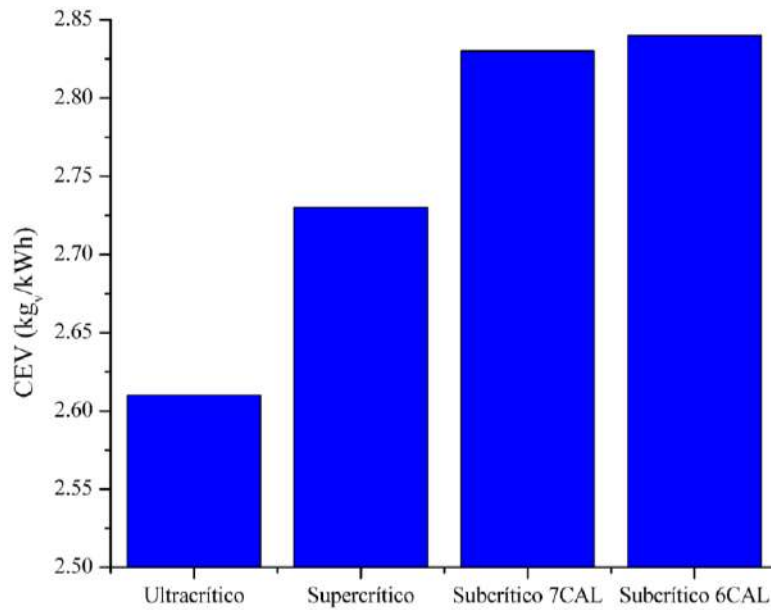


Figura 38. Consumo Específico de Vapor de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.

En la Figura 39 se muestra el flujo de combustible requerido para las cuatro diferentes configuraciones de los ciclos de vapor, es evidente que a partir de generar una mayor cantidad de vapor para generar una cierta cantidad de potencia, también se requiere un mayor cantidad de flujo de combustible en la caldera o generador de vapor. Para la potencia constante mostrada en la Tabla 1, el mínimo flujo de combustible corresponde al ciclo ultracrítico con 13.88 kg_c/s, mientras que existe un incremento de 2 kg_c/s para el caso del ciclo de vapor subcrítico con seis calentadores. Se muestra que básicamente, las dos configuraciones subcríticas, son las que requieren la mayor cantidad de combustible las cuales se encuentran por encima de los 15 kg_c/s. Muestra que, esta diferencia de la cantidad de combustible para generar una cierta cantidad de vapor es sumamente grande ya que, anualmente se tendría una cantidad de casi 173 kg de combustible sin quemar.

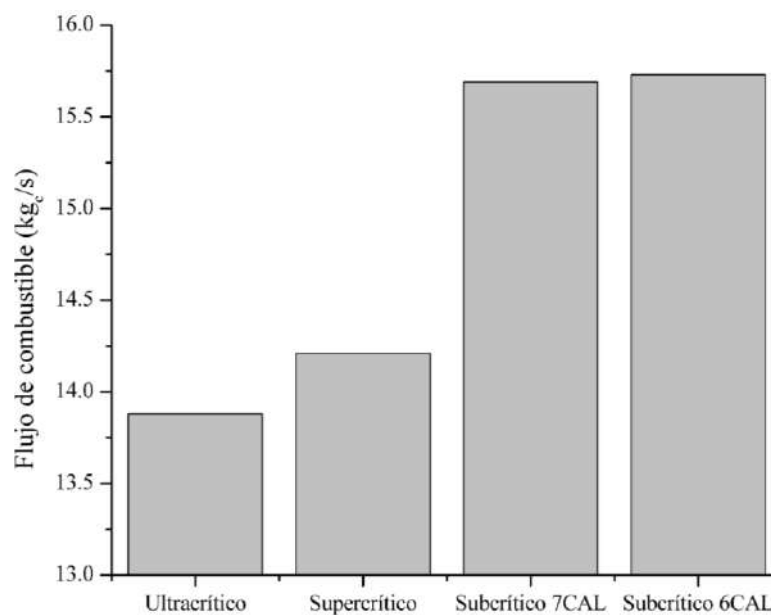


Figura 39. Flujo de combustible de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.

También, el incremento del combustible en función del número de calentadores en el tren de calentamiento, se traduce en una mayor cantidad de recursos para generar un kWh, en la Figura 40 se muestra el CEC para las mismas cuatro configuraciones, en donde se tiene un aumento de la cantidad de combustible para generar un kWh de hasta el 11.8%, esto es de pasar de las condiciones del ciclo ultracrítico al ciclo de vapor subcrítico con el mínimo número de calentadores.

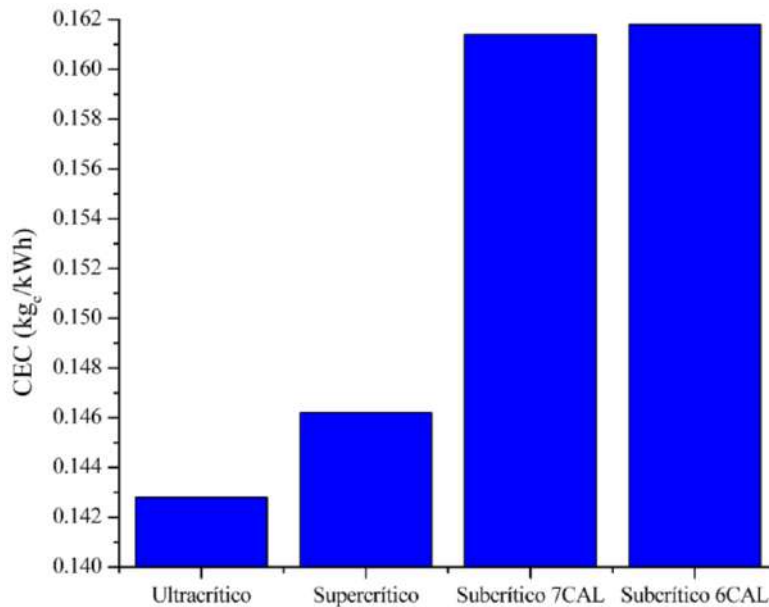


Figura 40. Consumo Específico de Combustible de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.

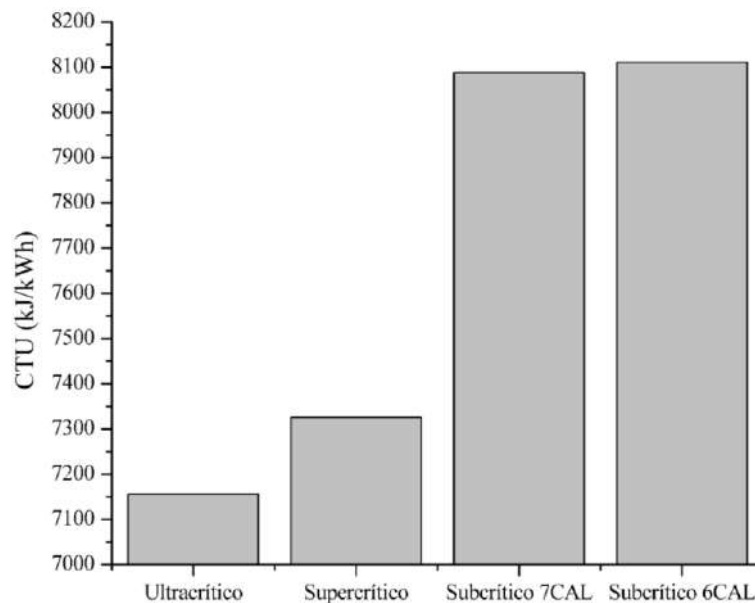


Figura 41. Consumo Térmico Unitario de las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor.

En la Figura 41 se muestra el CTU de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores de línea, se muestra que hay una similitud con respecto a la eficiencia térmica de cada ciclo en las Figuras 29, 30, 33 y 34 a partir de las condiciones de operación mostradas en la Tabla 1, es decir, a medida que el ciclo de vapor tenga una menor eficiencia térmica, se va a requerir una mayor cantidad de energía para

generar un kWh y se muestra que en función del CTU, el ciclo de vapor con el mayor CTU es el ciclo subcrítico con seis calentadores con 8110 kJ/kWh, por otro lado únicamente se requieren 7150 kJ/kWh con respecto al ciclo ultracrítico, es decir, existe una disminución del CTU en un 11.83% al incrementar el número de calentadores de seis a diez y pasar de las condiciones subcríticas a las condiciones ultracríticas.

4.2 Análisis exergético a los ciclos de vapor basado en la Segunda Ley de la Termodinámica

En las Figuras 42 a 45 se muestran los diagramas Sankey de los ciclos de vapor ultracrítico, supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores, se presenta otra forma de poder evaluar la eficiencia exergética del ciclo de vapor a partir de la cuantificación de las irreversibilidades en los equipos que componen al sistema de generación de potencia. Se muestra que la eficiencia exergética incrementa a medida que se tiene un mayor número de calentadores de línea, así como también por el incremento de los parámetros de operación de presión y temperatura a la entrada de la turbina de vapor de alta presión. Además, también se muestra que, para los cuatro ciclos de vapor, el equipo en donde se realiza la generación de vapor, ya sea en el generador de vapor o en la caldera ultracrítica y supercrítica, es donde se presentan las mayores irreversibilidades debido principalmente al proceso de combustión, el proceso de enfriamiento y a la transferencia de calor de los gases de combustión hacia la línea de vapor.

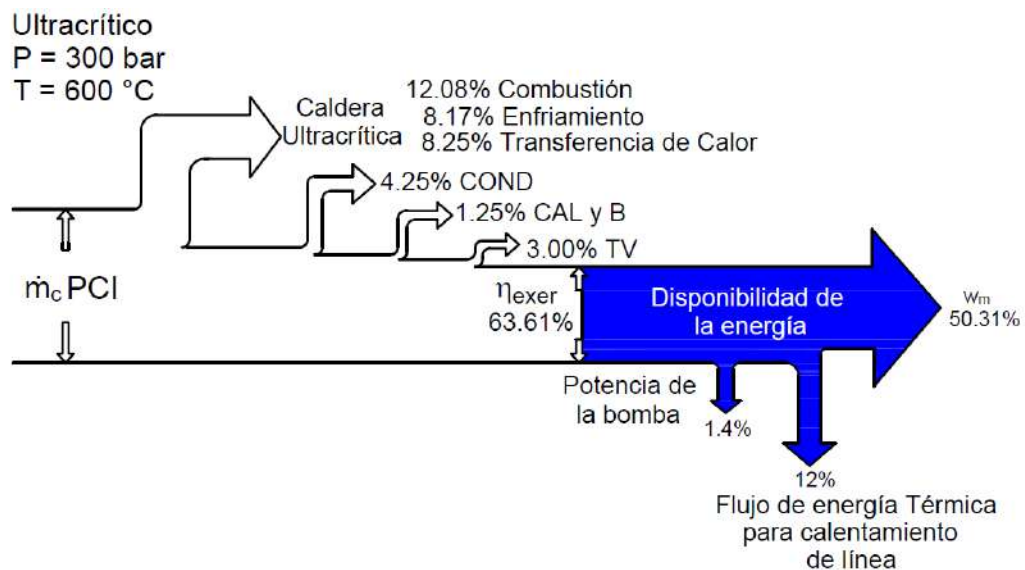


Figura 42. Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor ultracrítico.

En la Figura 42 se muestra el diagrama de Sankey para la configuración del ciclo de vapor ultracrítico, en donde, los mayores porcentajes de pérdidas de energía son debido a las irreversibilidades generadas en la caldera ultracrítica, teniendo en términos porcentuales el 28.67%. En el equipo correspondiente al condensador, se tiene un 4.25% de irreversibilidades generadas debido al proceso de rechazo de calor, mientras que en los 10 calentadores de línea y las bombas de alta y baja presión tienen en conjunto la mínima cantidad de generación de irreversibilidades de 1.25%. Sin embargo, es en la turbina de vapor en donde se produce la conversión de energía térmica a energía mecánica a través

de la expansión del vapor, por lo tanto, este equipo es el más importante de toda la central de potencia, en donde se tiene únicamente el 3% de irreversibilidades generadas por el número total de expansiones producidas en los cuerpos de la turbina de vapor de alta, media y baja presión.

Entonces, del total de energía térmica que ingresa en este caso a la central de potencia ultracrítica, determinada a partir del flujo de combustible y el Poder Calorífico Inferior (PCI), únicamente el 63.61% es la cantidad de energía disponible para el ciclo de vapor. Se muestra que, a partir del total de la cantidad de energía disponible, el trabajo motor generado es de 50.31% y por otro lado, la cantidad de energía térmica necesaria para realizar el precalentamiento de la línea principal es del 12%, en donde dicha energía térmica es obtenida a partir del total de número de extracciones realizadas en los tres cuerpos de la turbina de vapor y finalmente se muestra que solamente se requiere el 1.4% para la alimentación de las bombas de alta y baja presión.

Por lo tanto, la máxima cantidad de la energía disponible del ciclo, es aprovechada a partir de la turbina de vapor en donde en su mayoría es para la generación de potencia y la otra parte es para disminuir el flujo de combustible requerido para la generación de vapor a partir del precalentamiento de la línea principal.

En la Figura 43 se muestra el Diagrama de Sankey para el caso del ciclo de vapor supercrítico en donde existe un incremento de irreversibilidades en la parte de la transferencia de calor de 1.22% mientras que, en los demás equipos, la generación de irreversibilidades permanece constantes. Además, al tener una disminución en el número de calentadores para el precalentamiento de la línea principal, por lo que disminuye en un porcentaje del 11.77%; así mismo existe una disminución del trabajo motor del 1% con respecto al ciclo ultracrítico y finalmente la cantidad de energía necesaria para el sistema de bombas se redujo en 0.2 puntos porcentuales.

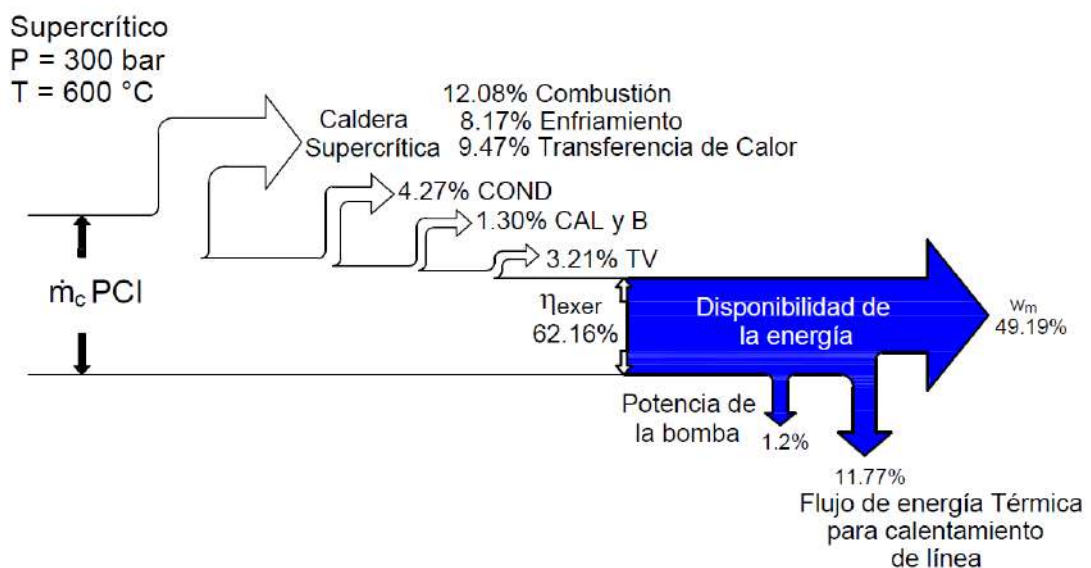


Figura 43. Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor supercrítico.

En la Figura 44 se muestra el Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor subcrítico con un tren de 7 calentadores, se muestra que, al disminuir las condiciones de presión y temperatura a la entrada a la turbina de vapor de alta presión se tuvo aumento del porcentaje de las irreversibilidades con respecto a la transferencia de calor del 14.46%, y la generación de irreversibilidades en los demás equipos tuvieron un cambio del 0.5 al 2%, es por ello que la eficiencia exergética disminuyó hasta el 54.30%.

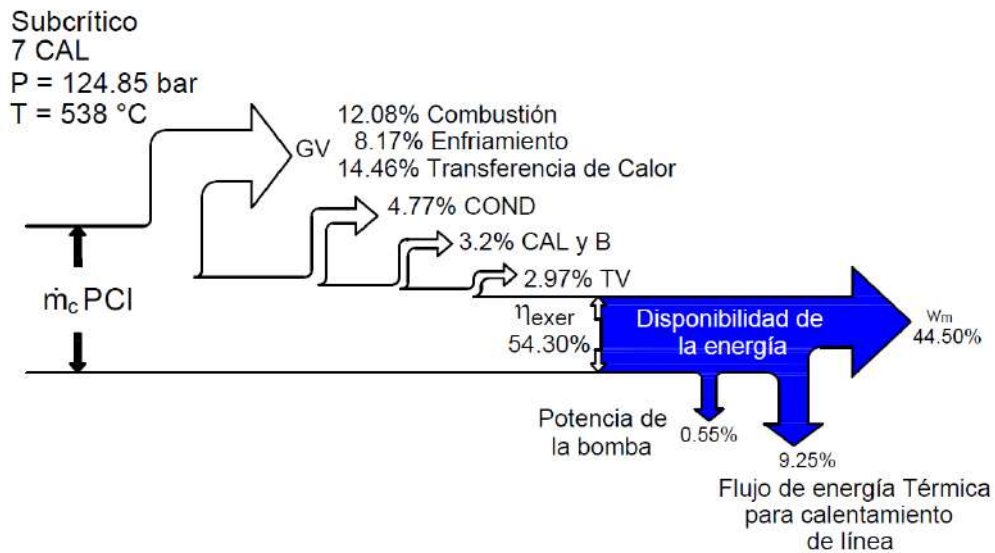


Figura 44. Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor subcrítico, siete calentadores.

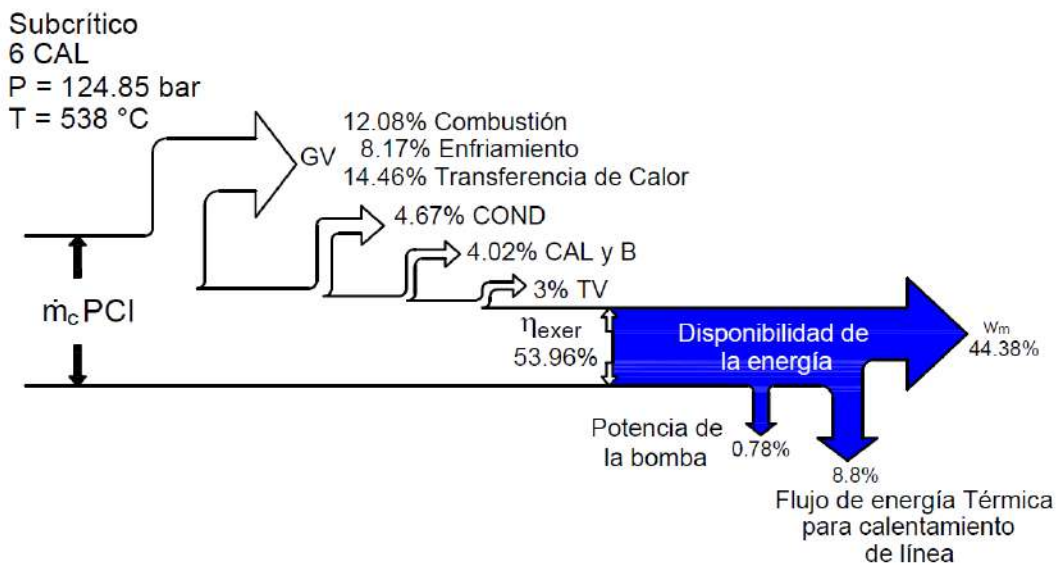


Figura 45. Diagrama de Sankey para el ciclo de vapor subcrítico, seis calentadores.

Con respecto a la cantidad de la disponibilidad de energía del ciclo de vapor, existe una misma tendencia con respecto a los ciclos de vapor ultracrítico y supercrítico, ya que, al tener una presión máxima de operación por debajo del punto crítico del agua, se requiere una menor cantidad de energía en las bombas del 0.55%. Así mismo, la cantidad de energía térmica para el calentamiento de la línea principal disminuye debido a un menor número de calentadores y con respecto al trabajo motor generado continúa siendo la mayor cantidad de energía generada, en este caso del 44.50%.

Finalmente, en la Figura 45 se muestra el ciclo de vapor subcrítico con un tren de calentamiento de 6 calentadores, en donde únicamente existe una disminución de la eficiencia exergética de 0.34% con respecto al caso del ciclo de vapor subcrítico de siete calentadores; así mismo también se requiere una menor cantidad de energía térmica para el calentamiento de la línea y prácticamente el trabajo motor desarrollado permanece constante.

Como se mencionó anteriormente, la tendencia para la generación de potencia a partir de centrales ultracríticas y supercríticas es por medio del incremento en la presión y temperatura entrada a la turbina de vapor de alta presión, con ello se busca aumentar el trabajo motor generado en los cuerpos de las turbinas de vapor y por lo tanto disminuir el flujo de combustible y la generación de vapor.

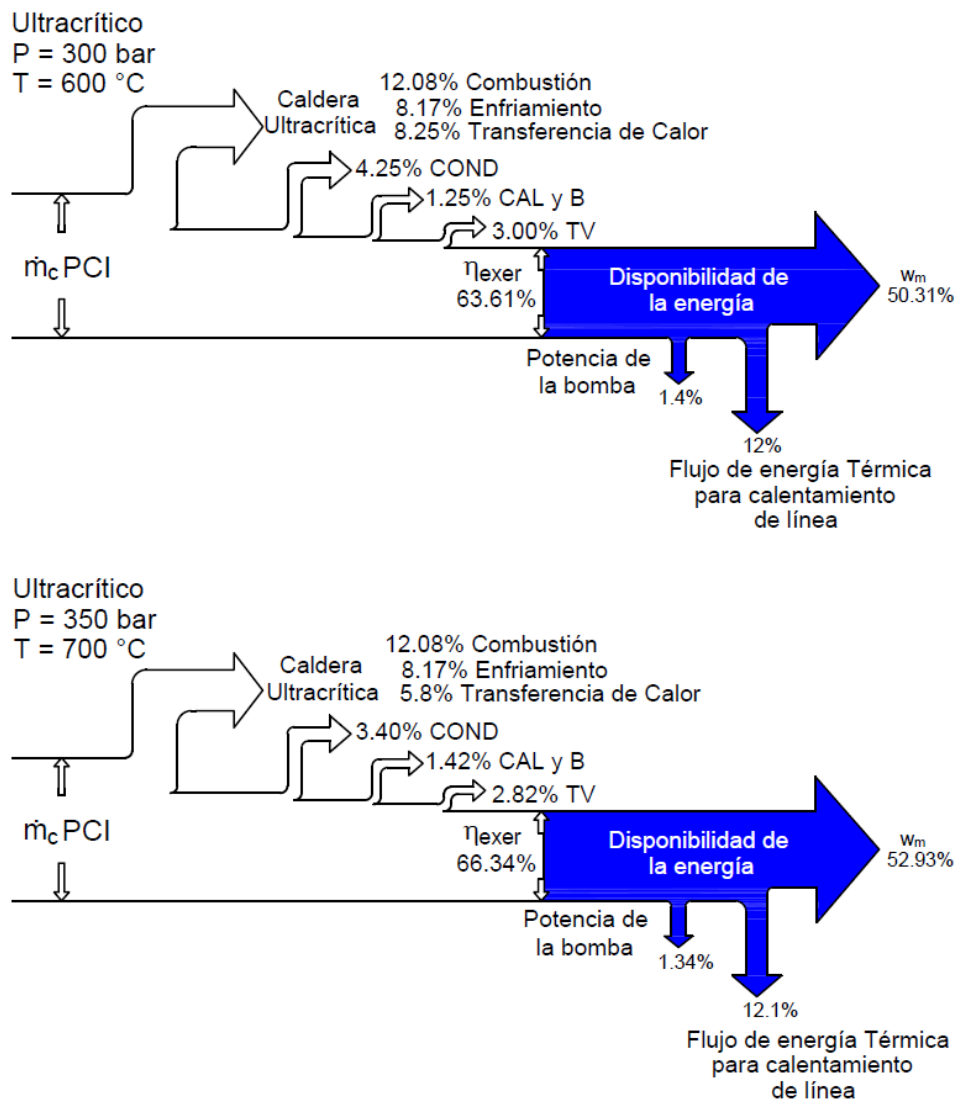


Figura 46. Comparación de dos escenarios del ciclo de vapor ultracrítico.

En la Figura 46 se muestra una comparación de dos escenarios del ciclo de vapor ultracrítico, bajo las condiciones de operación de presión y temperatura de entrada a la turbina de vapor de alta presión, actuales y las posibles a futuro. Se muestra que al

incrementarse la presión a 350 bar y también la temperatura en 100 °C, la eficiencia exérgica aumenta en 2.73 % debido principalmente a un mayor aprovechamiento de la calidad de la energía presentada en la transferencia de calor ya que con respecto a los demás equipos existe una mínima disminución en términos porcentuales de la generación de irreversibilidades en los equipos. Prácticamente en el escenario a futuro, la cantidad de energía disponible para el funcionamiento de las bombas, así como la energía térmica necesaria para el calentamiento de la línea principal, permanece constante, pero, es en la cantidad de trabajo motor generado en donde se tiene una diferencia del 2.62%.

En las Figuras 47 a 50 se muestran las eficiencias exérgicas de las etapas de expansión de las turbinas de los ciclos de vapor. Las turbinas de vapor industriales generalmente tienen tres secciones: alta, media y baja presión; y de acuerdo con las extracciones de vapor se establecen las etapas, definiendo la presión y temperatura del vapor a la entrada y la salida del vapor sobrecalentado (Ponce y Valderrama, 2016).

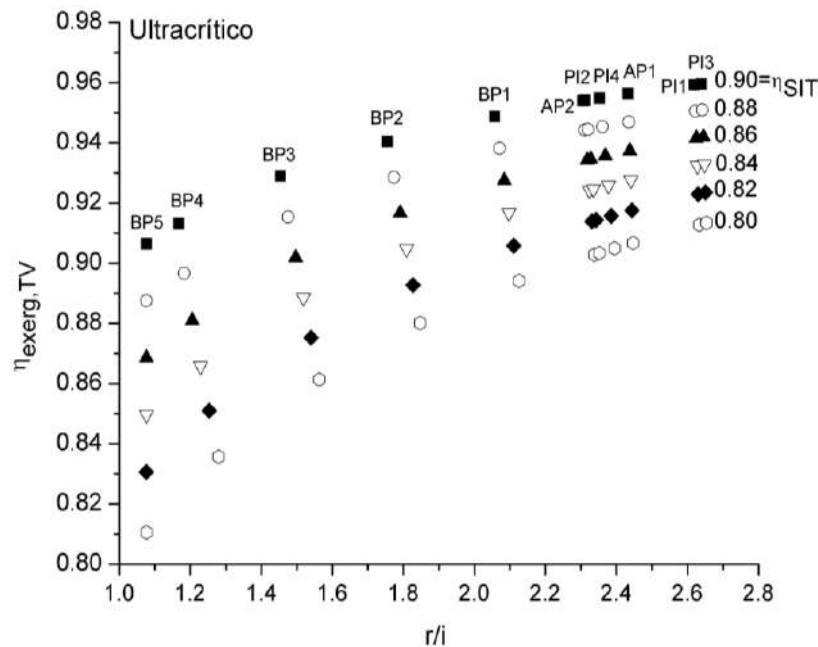


Figura 47. Variación de la η_{SIT} para el arreglo ultracrítico.

En la Figura 47 se muestra que la turbina de vapor que opera a condiciones ultracríticas tiene dos etapas de expansión de alta, los estados 1 a 3; sin embargo, las etapas que tienen mayor eficiencia exérgica son las de presión intermedia PI3 y PI1, estados 7 a 8 y de 4 a 5, respectivamente. Estas expansiones se tienen después de los dos recalentamientos del vapor, aunque la mayor eficiencia exérgica se tiene después del segundo recalentamiento. Con respecto a la Figura 16, se muestra que el sobrecalentamiento y los recalentamientos del vapor son a la misma temperatura, pero diferente presión.

Comparando las Figuras 47, 49 y 50, se encuentra que las etapas de mayor aprovechamiento de la exérgía, es la sección de presión intermedia, etapa PI1, que corresponde a los estados después del recalentamiento estados 3 a 4. Esta etapa es la que presenta menores irreversibilidades, debido al comportamiento del vapor sobrecalentado a estas presiones y también debido a la relación de presiones de la expansión que genera

menos entropía. Los valores de las eficiencias exergéticas de las etapas de expansión de alta presión generalmente se ubican después de las de presión intermedia, debido a la relación de presiones entre la presión del vapor de entrada y la del primer recalentamiento, donde $P_2 = 0.25 P_1$. Para la turbina a condiciones supercríticas, la expansión equivalente es la AP2, que también corresponde a la de máxima eficiencia exergética.

La disminución de la eficiencia isoentrópica se ocasiona en las turbinas por el desgaste, erosión y las horas de operación acumuladas, lo que representa una menor capacidad de aprovechamiento de la cantidad y calidad de la energía. En general, en la sección de presión intermedia de las turbinas de vapor, las eficiencias exergéticas de expansión disminuyen aproximadamente 0.5%, por cada 1% que disminuye la eficiencia isoentrópica de diseño, en cambio disminuye 1% la eficiencia exergética de la turbina de vapor en las secciones de baja presión al disminuir la eficiencia isoentrópica de la turbina en 1%, esto se muestra en las mismas Figuras 47 a 50. Es decir, que el grado de recalentamiento en las etapas de baja presión contribuye en mayor proporción al incremento de entropía y por consiguiente a las irreversibilidades.

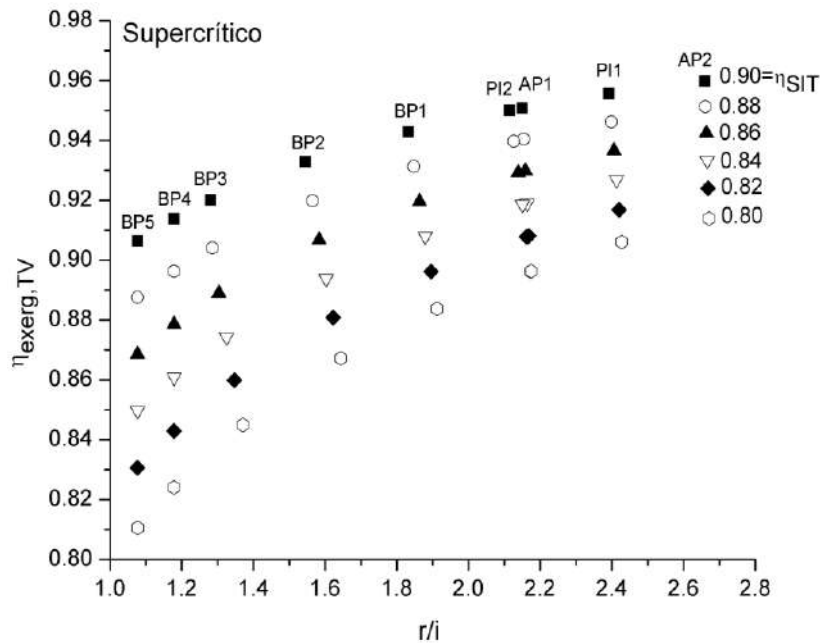


Figura 48. Variación de la η_{SIT} para el arreglo supercrítico.

En las Figuras 49 y 50 se muestran los casos de las centrales termoeléctricas subcríticas las cuales operan a las mismas condiciones de operación y atmosféricas con diferente número de calentadores de línea de agua principal, en ambas configuraciones la eficiencia exergética de la primera y última etapa de expansión son coincidentes; sin embargo, las etapas de baja presión difieren en mayor proporción al disminuir el número de extracciones y de expansiones, esto se debe al incremento de la relación de expansión en estas etapas y así su entropía.

De acuerdo con R. Lugo et al (2009), el número de calentadores máximo que se pueden instalar en una central térmica subcrítica regenerativa es de 7, debido a que, con un número mayor de calentadores, la eficiencia térmica del ciclo tiene un incremento menor

al 1%, siendo este el objetivo de la regeneración. Algunas de las centrales de ciclos combinados e híbridas presentan arreglos en su ciclo de vapor con menos de 6 calentadores para evitar colocar más intercambiadores de calor en la caldera de recuperación de calor (Srinivas et al, 2014).

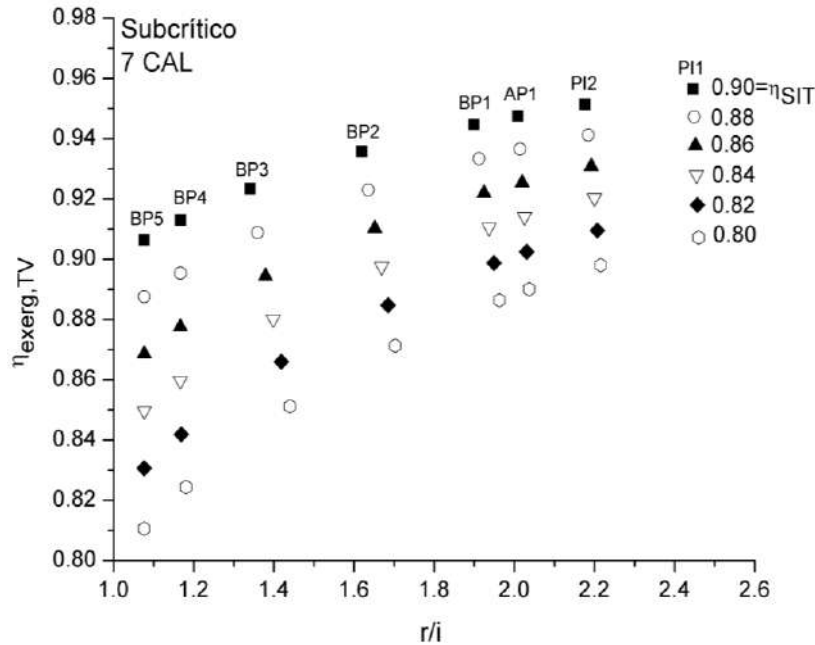


Figura 49. Variación de la η_{SIT} para el arreglo subcrítico, siete calentadores.

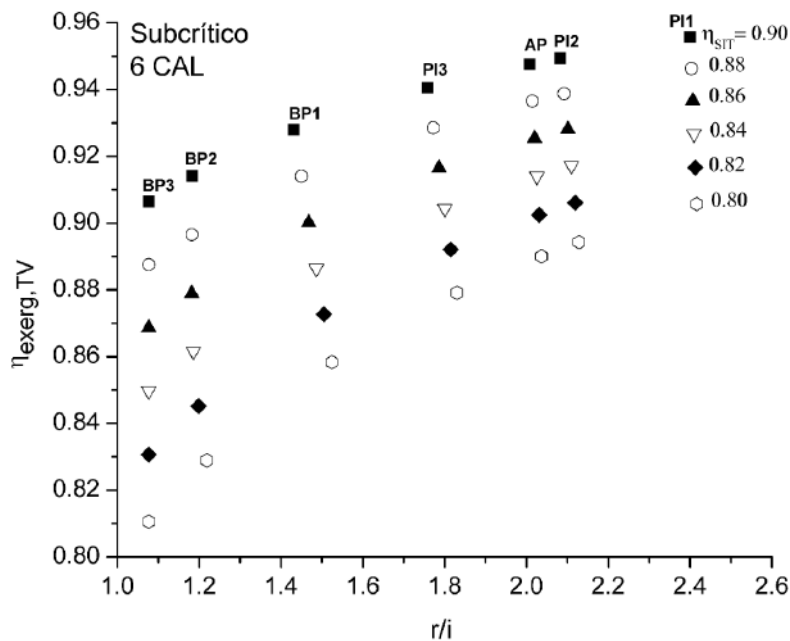


Figura 50. Variación de la η_{SIT} para el arreglo subcrítico, seis calentadores.

En la Figura 51 se muestra a la eficiencia exergética total de expansión para las diferentes configuraciones de los ciclos de vapor, se muestra que para el caso del ciclo de vapor ultracrítico la eficiencia exergética es la más alta con 94.3%, mientras que para el caso del ciclo de vapor supercrítico y los dos subcríticos se tiene en promedio una eficiencia exergética del 93.6%.

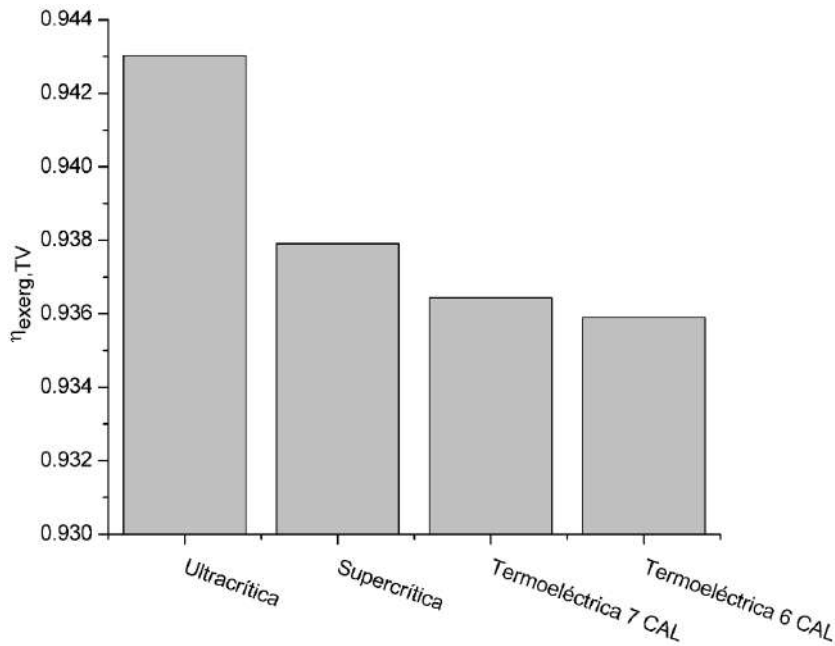


Figura 51. Eficiencia exergética total de expansión para los diferentes ciclos de vapor.

En la Figura 52 se muestra la eficiencia exergética y eficiencia térmica para las cuatro configuraciones de los ciclos de vapor, en donde se muestra que la eficiencia exergética es siempre mayor con respecto a la eficiencia térmica. La eficiencia térmica y exergética del ciclo de vapor ultracrítico son las mayores con 0.572 y 0.503 respectivamente. Por lo tanto, estas eficiencias son mayores con respecto al ciclo de vapor supercrítico en 1% y 2%, respectivamente y con relación a los ciclos subcríticos es mayor en 5% y 6%, respectivamente. Los ciclos de vapor ultracríticos presentan las mayores eficiencias, debido principalmente al incremento de la presión y temperatura de entrada del vapor a la turbina de alta presión y así mismo a la implementación de un segundo recalentamiento.

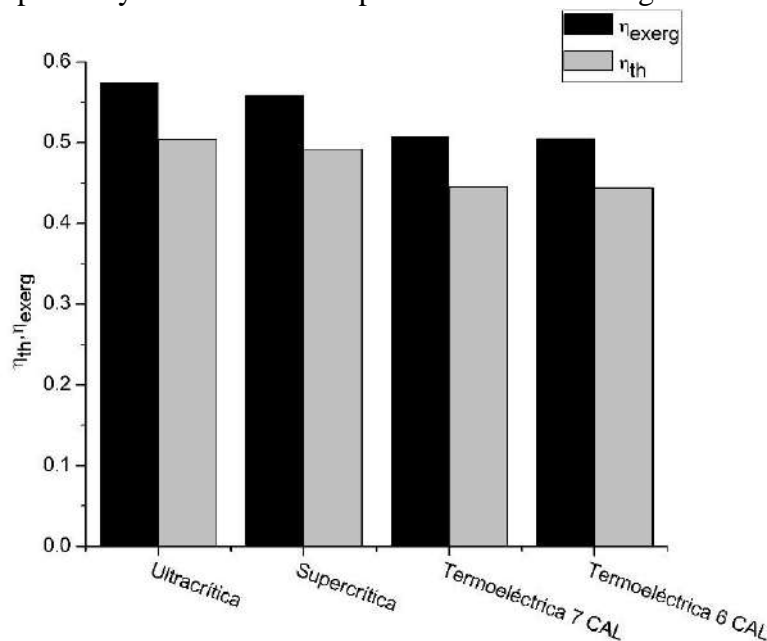


Figura 52. Eficiencia exergética y eficiencia térmica para los diferentes ciclos de vapor.

Capítulo 5. Conclusiones

A partir del análisis termodinámico a los ciclos de vapor, los sistemas de generación de energía bajo la configuración de los ciclos de vapor ultracrítico y supercrítico, son los que presentan el mejor comportamiento. La configuración de estos ciclos es más robusta, lo que permite tener un mayor número de etapas en la turbina de vapor, con ello se logra reducir la relación de presiones de las etapas de expansión y como consecuencia se logra establecer una menor generación de entropía en las expansiones, por lo tanto, se incrementa el trabajo generado y así mismo se tiene una disminución de la degradación de la energía.

Con base al análisis energético realizado, la configuración del ciclo de vapor supercrítico presentó las condiciones de operación en las cuales podía ser inestable a partir de la baja calidad de vapor obtenida en la última etapa de expansión de la turbina de vapor de baja presión, por lo tanto, es recomendable implementar un segundo recalentamiento con el objetivo de incrementar la calidad de vapor y de esta manera mejorar la seguridad en la operación de la turbina de baja presión. Además, para México resulta una opción viable debido a que se puede quemar carbón mineral disminuyendo los costos de generación en comparación de los ciclos subcríticos con regeneración que son menos eficientes a los supercríticos y que operan con gas natural.

De acuerdo con los estudios de mejora en el desempeño de los ciclos de vapor, las condiciones de operación ultracrítica y supercrítica presentaron los mejores escenarios debido a que se requiere la menor cantidad de flujo de vapor para generar una cierta cantidad de potencia constante, en específico las mejores condiciones fueron con respecto al ciclo de vapor ultracrítico; esto se traduce también en un menor requerimiento de cantidad de vapor para generar un kWh. Por lo tanto, al tener el mayor desempeño bajo la configuración ultracrítica, esto también deriva en un menor suministro de combustible para la generación de potencia y, por consiguiente, se requiere una menor cantidad de combustible para generar un kWh.

Con respecto al análisis exergético a los ciclos de vapor basado en la Segunda Ley de la Termodinámica, se mostró que las mayores eficiencias exergéticas se obtuvieron en las configuraciones ultracrítica y supercrítica. A partir de los diagramas de Sankey, la mayor eficiencia exergética corresponde al ciclo de vapor ultracrítico del cual, la mayor cantidad de energía disponible es el trabajo motor de salida del ciclo, mientras que la otra cantidad de disponibilidad de la energía corresponde a las extracciones de vapor en la turbina las cuales son aprovechadas para el precalentamiento de la línea en el tren de calentamiento.

Al realizar la comparación de los dos escenarios posibles del ciclo de vapor ultracrítico, bajo las condiciones de operación de presión y temperatura a la entrada de la turbina de vapor de alta presión, se mostró que la eficiencia exergética aumento en 2.73 puntos porcentuales, lo que representó un incremento en la cantidad de trabajo motor de salida del ciclo en 2.62%; por otro lado, la cantidad de energía térmica necesaria para el calentamiento de la línea principal permaneció constante.

Por otra parte, el análisis exergético realizado al proceso de expansión en las distintas secciones de la turbina de vapor mostró que al disminuir la eficiencia isoentrópica de la turbina en 1%, en promedio para todos los arreglos, se tiene también una disminución de la eficiencia exergética en 0.75%. Así mismo, la máxima relación de r/i para las turbinas de vapor es de 2.7, y es donde se obtiene la máxima eficiencia exergética de las etapas de expansión.

Referencias

Ahmadi, M. H., Alhuyi Nazari, M., Sadeghzadeh, M., Pourfayaz, F., Ghazvini, M., Ming, T., ... & Sharifpur, M. (2019). Thermodynamic and economic analysis of performance evaluation of all the thermal power plants: A review. *Energy Science & Engineering*, 7(1), 30-65.

Çetin, B., y E. Ozen, Comparative energy and exergy analysis of a power plant with super-critical and sub-critical, <http://dx.doi.org/10.18186/thermal.465644>, *Journal of Thermal Engineering*, 4 (6), 2423-2431 (2018).

Chamorro, C. R., Mondéjar, M. E., Ramos, R., Segovia, J. J., Martín, M. C., & Villamañán, M. A., World geothermal power production status: Energy, environmental and economic study of high enthalpy technologies, DOI: 10.1016/j.energy.2011.06.005, *Energy*, 42(1), 10-18 (2012).

De Energía, S. (2018). Programa de desarrollo del sistema eléctrico nacional, México.

De Energía, S. (2018). Prospectiva del Sector Eléctrico 2018-2032, México.

Dincer, I. y H. Al-Muslim, Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants, <https://doi.org/10.1002/er.717>, *Int. J. Energy Res*, 25(8), 727-739 (2001).

Gholam R.A., y T. Davood, Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.074>, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 454-463 (2016).

Hermann, W.A., Quantifying global exergy resources, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.09.006>, *Energy*, 31(12), 1685-1702 (2006).

Khaliq, A. y S.C. Kaushik, Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2003.08.002>, *Applied Energy*, 78(2), 179-197 (2004).

Kotas, T.J., The exergy method of thermal plant analysis, 1a Ed., 99-104. Ed. Butterworth, Londres (1985).

Lugo, R., Salazar, M., Zamora, J. M., Torres, A., & Toledo, M., Análisis exergético de una central termoeléctrica, *Científica*, 13(1), 17-25 (2009).

Moh'd A, B.M. Tashtoush y A. Jaradat, Modeling and simulation of thermoelectric device working as a heat pump and an electric generator under Mediterranean climate, DOI: 10.1016/j.energy.2015.06.090, *Energy*, 90, 1239-1250 (2015).

Ponce, V.C. y J.O. Valderrama, Análisis de la Influencia de la Radiación Solar en una Planta de Ciclo Combinado con Colectores Solares Integrados mediante Simulación,

<https://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642016000300014>, *Información Tecnológica*, 27(3), 151-160 (2016).

Prieto, G.A. y E.G. Paredes, *Linear and Non-linear Stability Analysis in Boiling Water Reactors*, 1-53, Ed. Elsevier, United Kingdom (2019).

Retzlaff, K.M. y A.W. Ruegger, *Steam Turbines for Ultrasupercritical Power Plants*, GE Power Systems, Schenectady, NY, GER-3945a, 1-18, (1996).

Salazar-Pereyra, M., Mora-Ortega, A., Bonilla-Blancas, A. E., Lugo-Leyte, R., & Lugo-Méndez, H. D., Parametric analysis of the geothermal power: Dry-Steam, flash steam and hybrid cycle, DOI: <https://doi.org/10.15446/dyna.v84n203.66126>, *Dyna* 84(203), 273-282 (2017).

Salazar-Pereyra, M., Lugo-Leyte, R., Bonilla-Blancas, A. E., & Lugo-Méndez, H. D., Thermodynamic Analysis of Supercritical and Subcritical Rankine Cycles, doi:10.1115/GT2016-57814, In *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition* (pp. V008T26A041-V008T26A041). ASME (2016).

Song, T. W., Sohn, J. L., Kim, J. H., Kim, T. S., & Ro, S. T., Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions, [https://doi.org/10.1016/S1164-0235\(01\)00050-4](https://doi.org/10.1016/S1164-0235(01)00050-4), *Exergy*, 2(2), 105-112 (2002).

Srinivas, T. y V.B. Reddy, Comparative studies of augmentation in combined cycle power plants, <https://doi.org/10.1002/er.3139>, *J. Energy Res.*, 38(9), 1201–1213 (2014).

Turgay, K., S.O. Salim, Conventional and advanced exergy analyses of a marine steam power plant, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.119>, *Energy*, 163, 392-403 (2018).

Vieira, A. F., N. Fraidenraich, y L. De Souza, Optimum Efficiency Analysis of Regenerative Cycle with Feed Water Heaters, doi: 10.4236/jpee.2017.58004, *Journal of Power and Energy Engineering*, 5, 45-55 (2017).

Li, Y., Wang, Y., Cao, L., Hu, P., & Han, W., Modeling for the performance evaluation of 600 MW supercritical unit operating No.0 high pressure heater, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.103>, *Energy*, 149, 639-661 (2018).

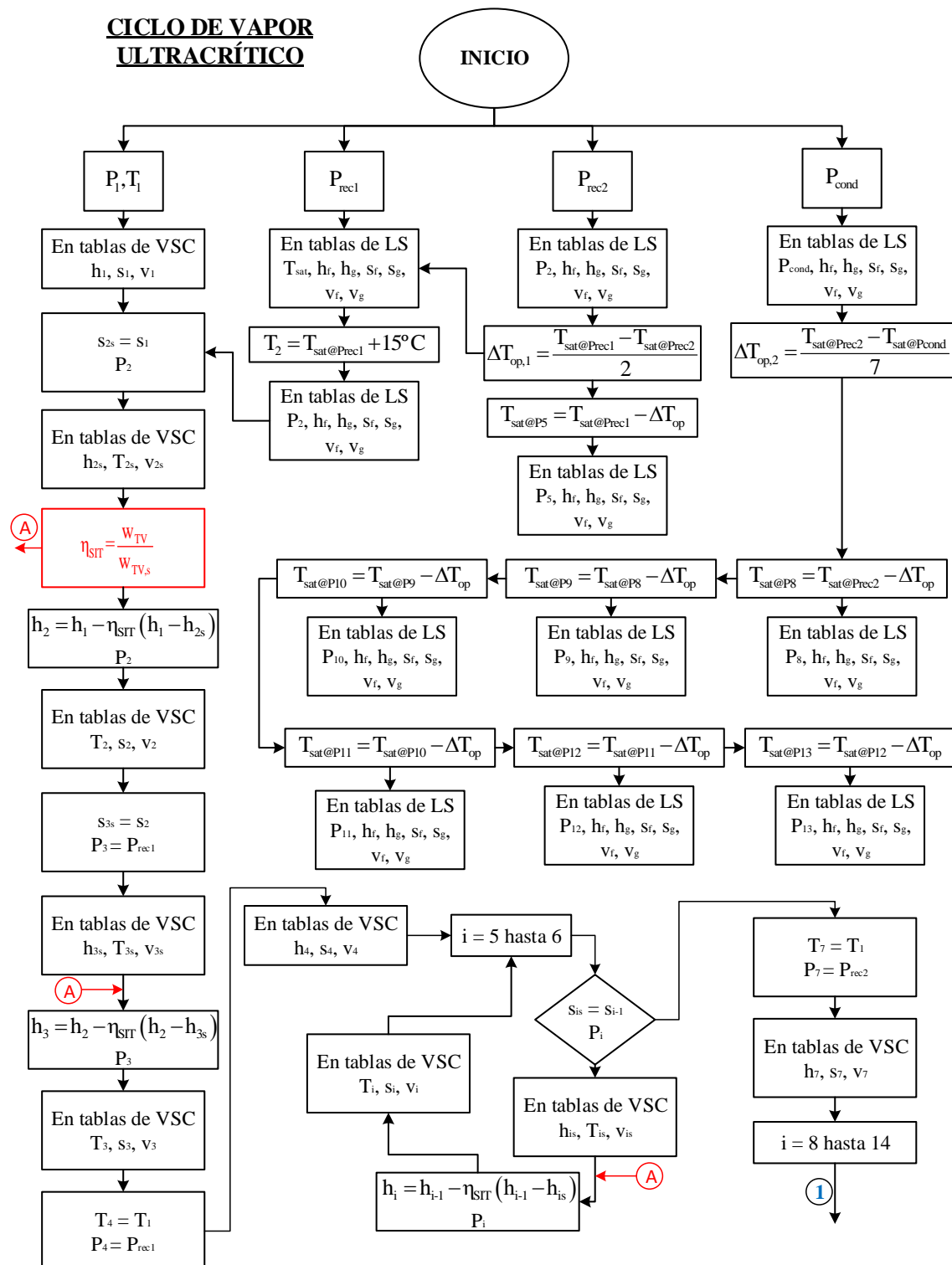
Zhigang Zhao, S.S., y otros cinco autores, Exergy analysis of the turbine system in a 1000 MW double reheat ultra-supercritical power plant, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.072>, *Energy* 119, 540-548 (2017).

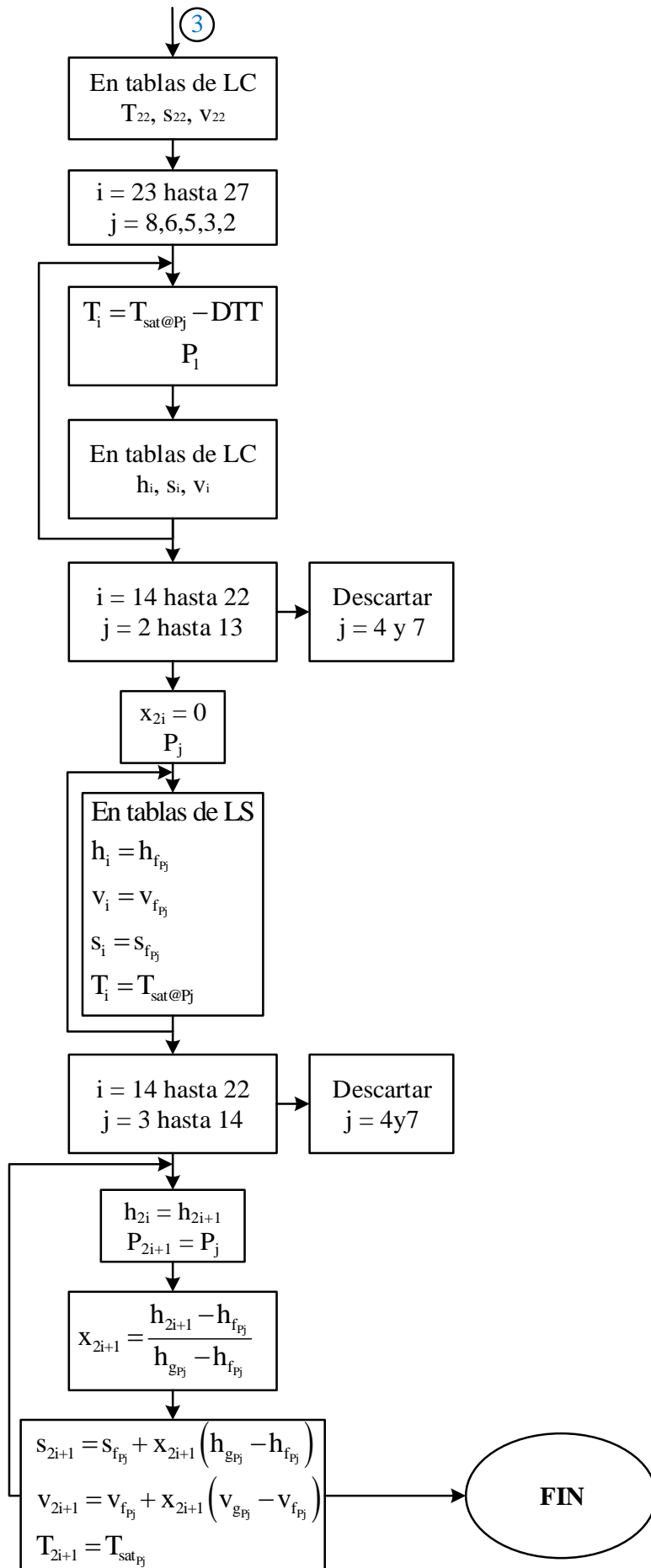
Liu, Y., Li, Q., Duan, X., Zhang, Y., Yang, Z. y Che, D., Thermodynamic analysis of a modified system for a 1000 MW single reheat ultra-supercritical thermal power plant. *Energy*, 145, 25-37, (2018).

Zhang, S. y Li, J. (2019, February). Design and exergy analysis of 1000-MW double-reheat double-turbine regeneration system. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (Vol. 237, No. 6, p. 062005). IOP Publishing.

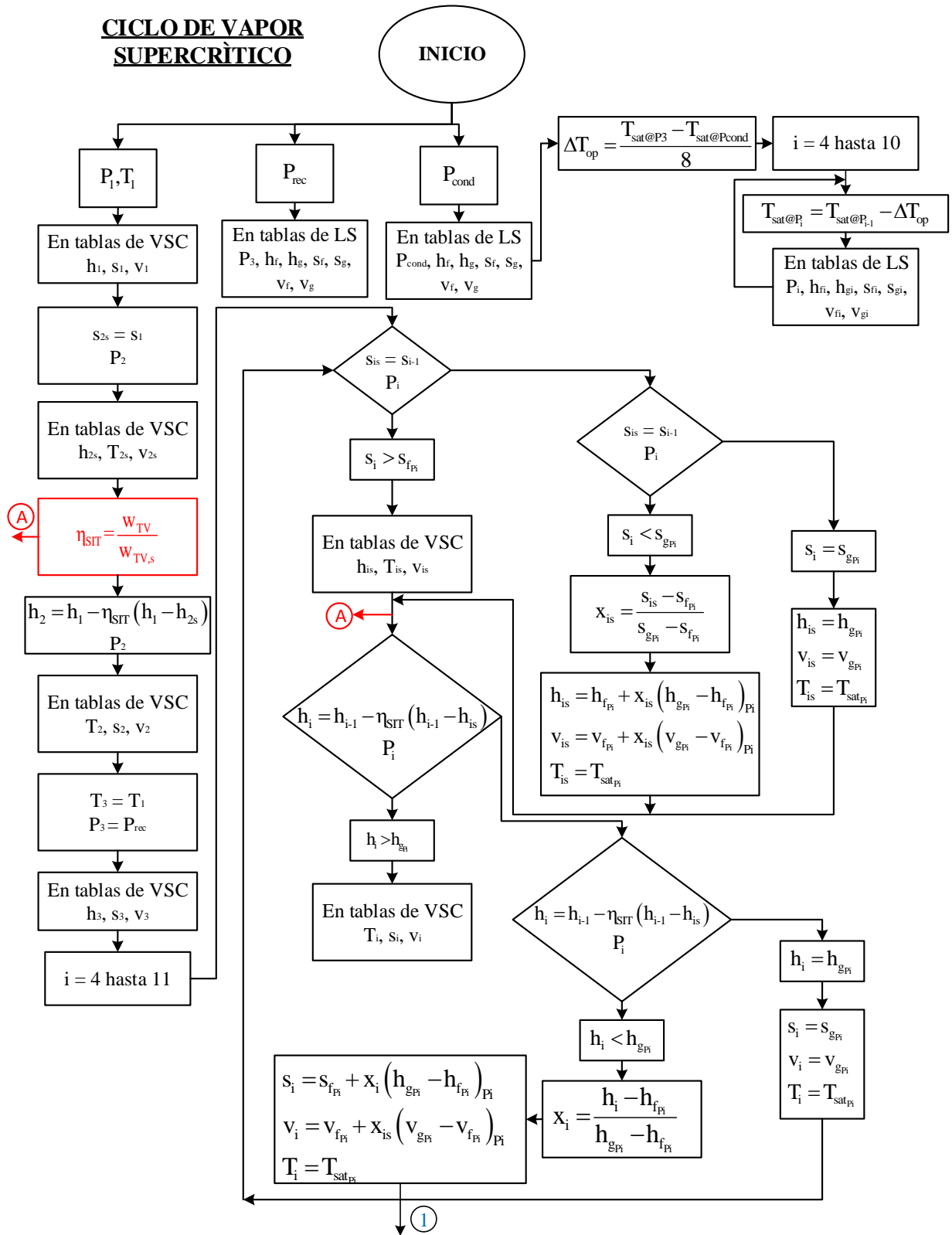
Anexo 1. Estados termodinámicos de las centrales subcríticas, supercríticas y ultracríticas

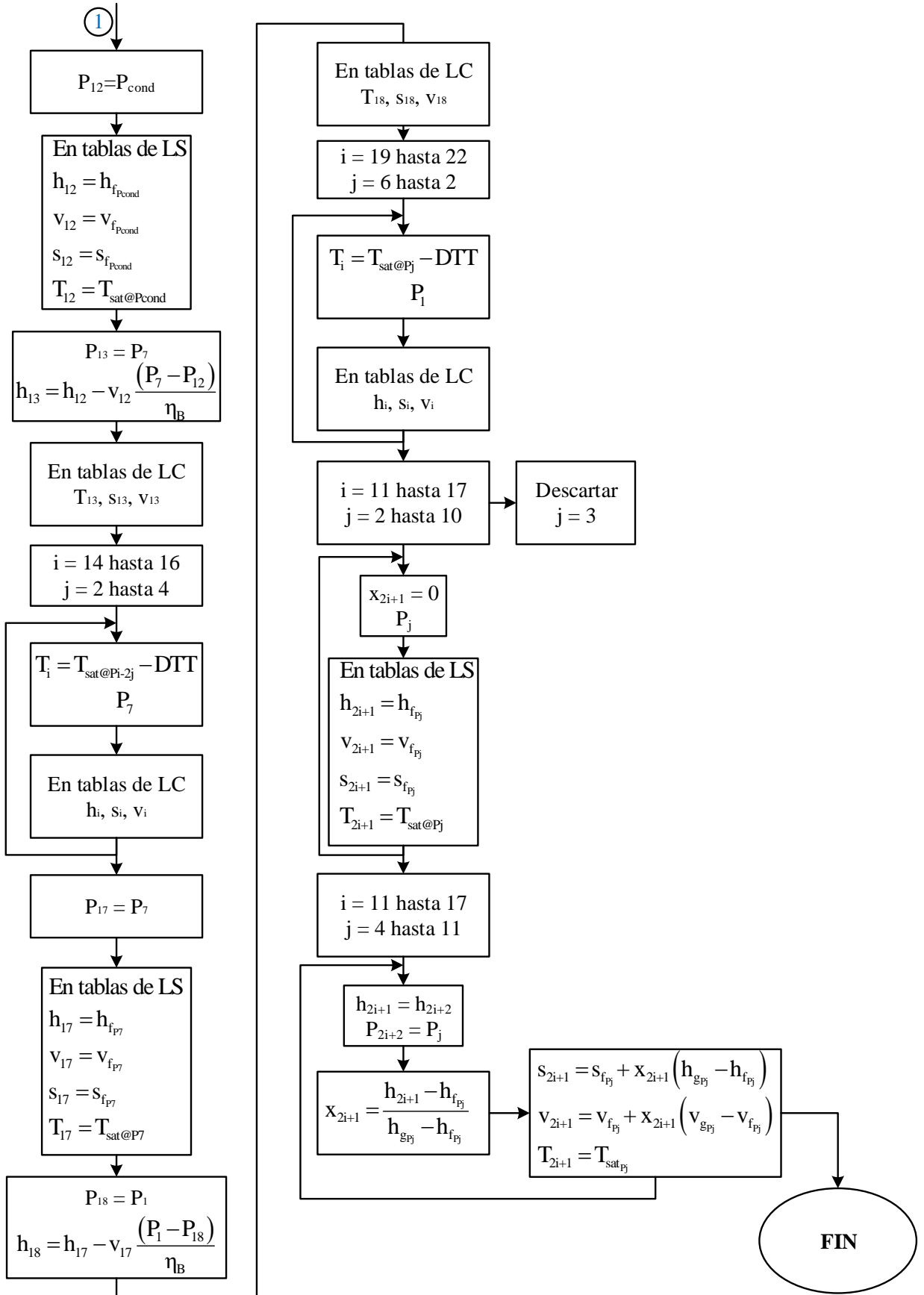
Para determinar los estados termodinámicos de las cuatro configuraciones planteadas en este trabajo, se desarrolla una metodología la cual se muestra en el siguiente diagrama de flujo



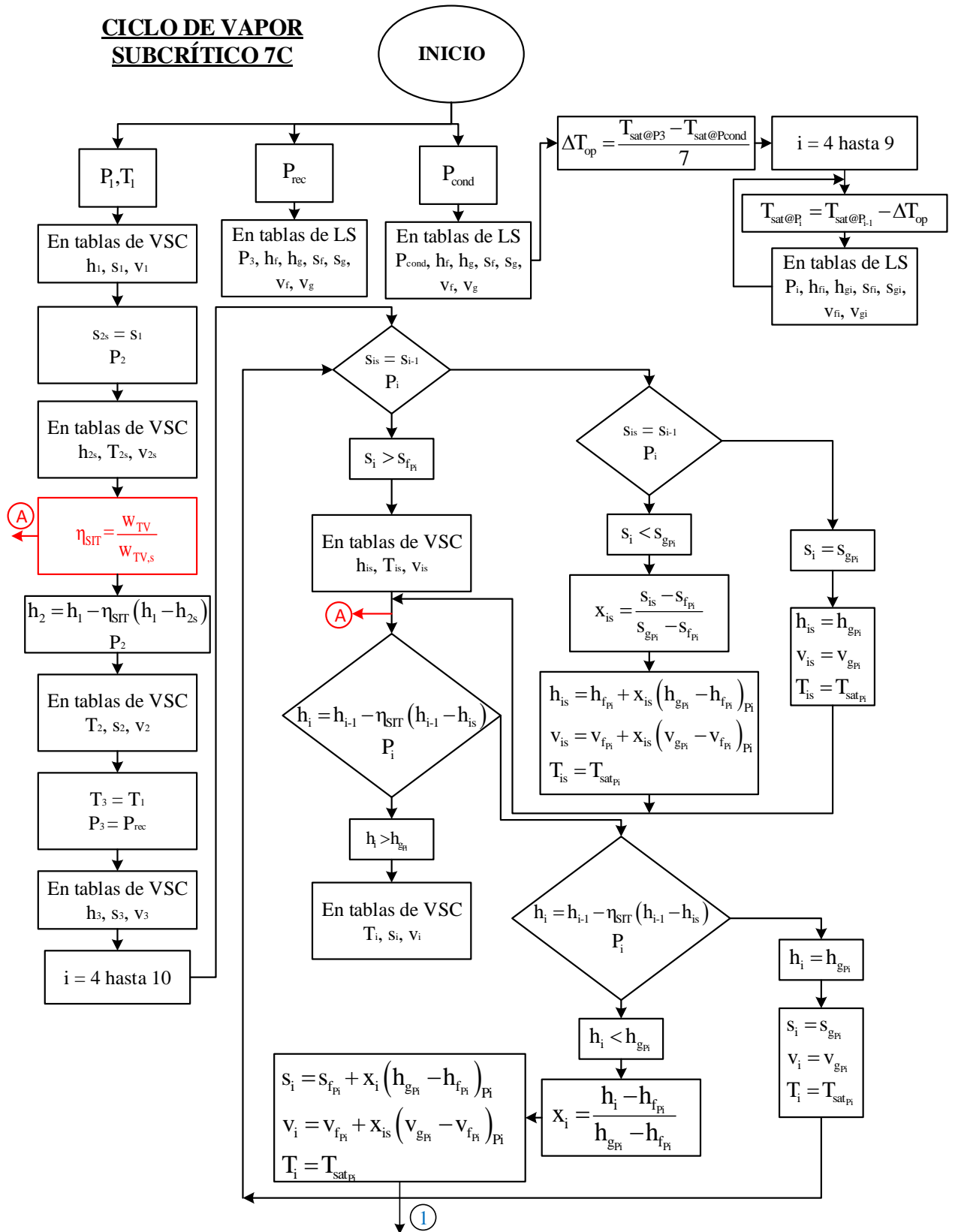


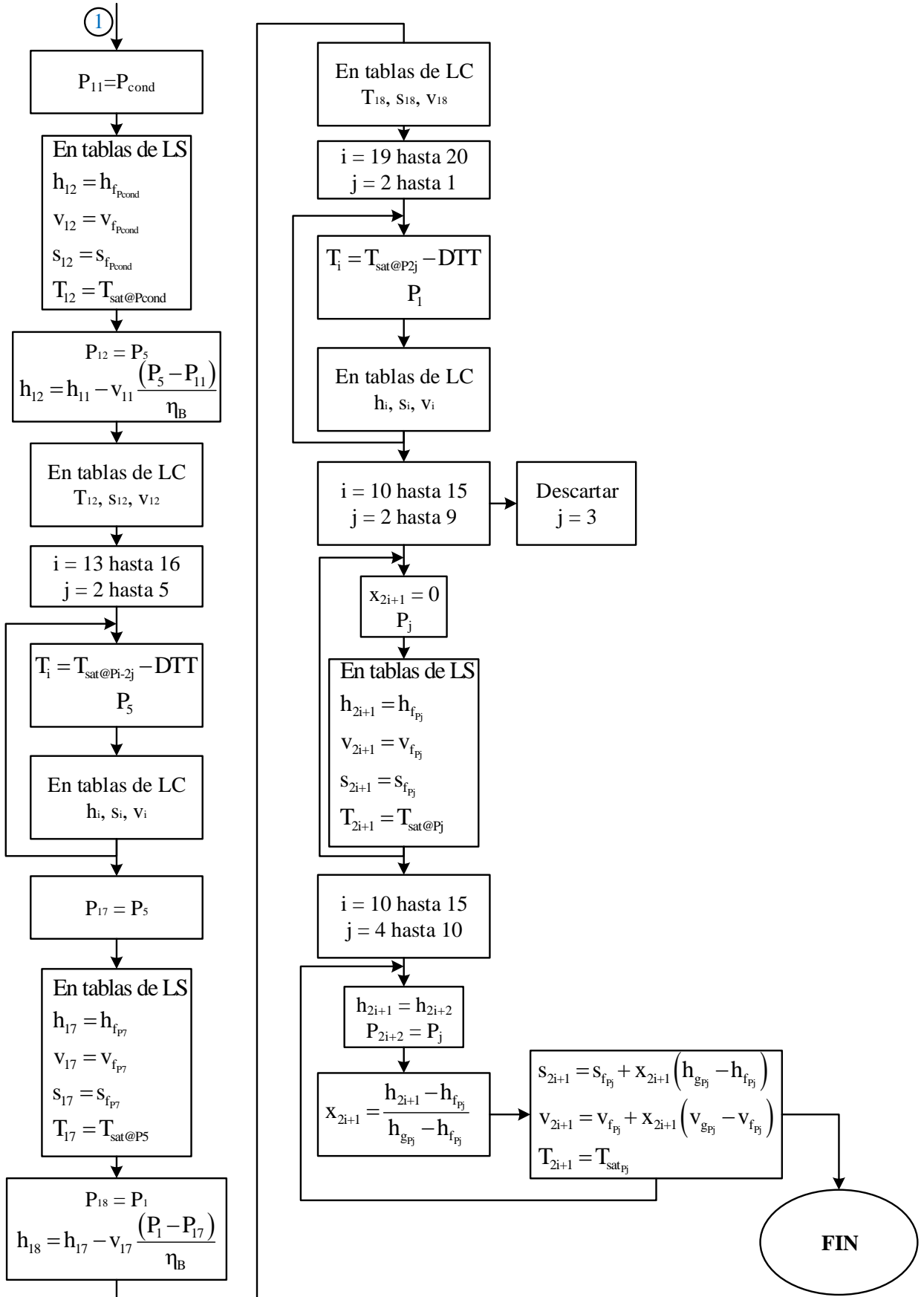
CICLO DE VAPOR SUPERCRÍTICO



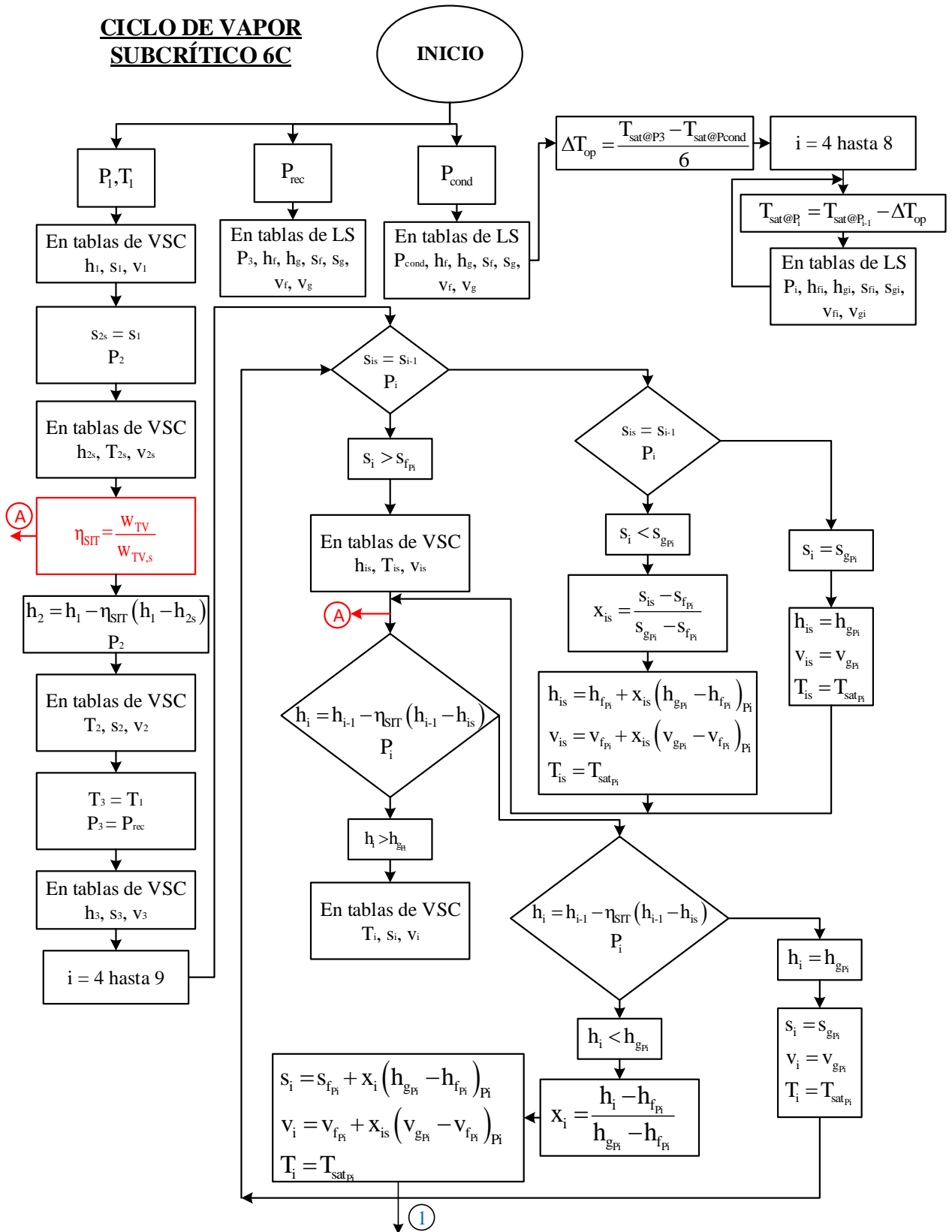


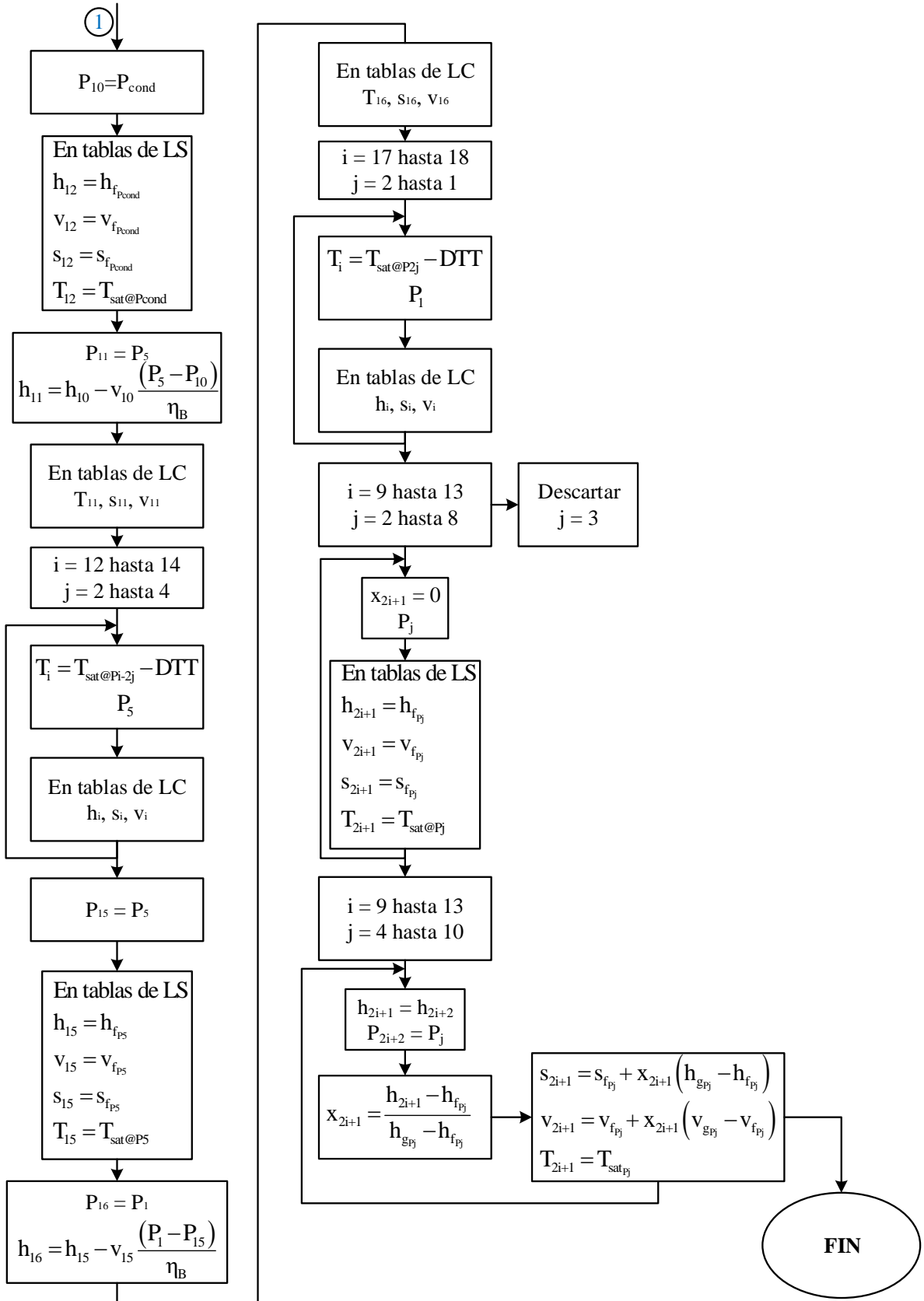
**CICLO DE VAPOR
SUBCRÍTICO 7C**





**CICLO DE VAPOR
SUBCRÍTICO 6C**





Anexo 2. Determinación de las fracciones másicas de las centrales ultracríticas, supercríticas y convencionales

Para determinar las fracciones másicas de las extracciones en la turbina de vapor para las diferentes configuraciones, se realiza un balance de energía en cada uno de los calentadores del tren de calentamiento. La ecuación de la Primera Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos es

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}[\Delta h + \Delta ec + \Delta ep] \quad (\text{A.1})$$

Se considera que los calentadores cerrados son sistemas adiabáticos, además de que no hay trabajo generado y se desprecian los cambios de energía cinética y potencial, por lo tanto

$$m_{\text{entrada}} \sum h_{\text{entrada}} = m_{\text{salida}} \sum h_{\text{salida}} \quad (\text{A.2})$$

Ciclo de vapor ultracrítico

Se realiza un balance de energía en la configuración mostrada en la Figura 1, para los calentadores cerrados que se ubican entre la caldera y el deareador. De manera generalizada, se determina la fracción másica a partir de la siguiente expresión

$$m_i = \frac{(h_j - h_{j-1}) + \sum_{k=0}^6 m_k (h_{2l} - h_{2l-1})}{(h_i - h_{2l})} \quad (\text{A.3})$$

donde

- “i” representa la fracción másica, la cual toma los valores desde 2 hasta 8, sin tomar en cuenta los valores de 4 y 7.
- “j” comienza desde el valor de 27 hasta 23.
- “l” comienza desde el valor 14 hasta 28.
- “k” toma los valores desde cero hasta 6, sin tomar en cuenta los valores de 1 y 4.

Se hace un balance de energía en el deareador a partir de la ecuación (A.2), por lo tanto, se tiene lo siguiente

$$m_9 = \frac{(h_{21} - h_{20}) + (m_2 + m_3 + m_5 + m_6 + m_8)(h_{20} - h_{37})}{(h_9 - h_{21})} \quad (\text{A.4})$$

Finalmente, para los calentadores cerrados que se encuentran entre el deareador y el condensador, se determinan las fracciones másicas a partir de la siguiente expresión

$$m_i = \frac{(h_j - h_{j-1}) + \sum_{k=10}^{12} m_k (h_{2l} - h_{2l-1}) + (m_2 + m_3 + m_5 + m_6 + m_8 + m_9)(h_{j-1} - h_j)}{(h_i - h_{2m})} \quad (\text{A.5})$$

donde

- “*i*” representa la fracción másica, la cual toma los valores desde 10 hasta 13. Para el valor de 7, el valor de “*k*” es cero.
- “*j*” comienza desde el valor de 20 hasta 17.
- “*l*” comienza desde el valor 20 hasta 22, cuando “*k*” es diferente de cero.
- “*m*” comienza desde el valor 19 hasta 22.

Por ejemplo

En la Figura 53 se muestra el volumen de control del tren de calentamiento del ciclo de vapor ultracrítico, que corresponde a la Figura 1. Se determina la fracción másica que entra al calentador cerrado, C1. En este caso, a partir de la ecuación (A3) se tiene lo siguiente; los valores que corresponden a las literales *i*, *j*, *l* y *k* son 2, 27, 14 y 0 respectivamente, por lo tanto, la fracción másica m_2 es

$$m_2 = \frac{(h_{27} - h_{26})}{(h_2 - h_{28})} \quad (\text{A.6})$$

Para el caso de la fracción de vapor, m_3 , las literales *i*, *j*, *l* y *k* ahora toman los valores de 3, 26, 15 y 2 respectivamente. Por lo tanto

$$m_3 = \frac{(h_{26} - h_{25}) + m_2 (h_{30} - h_{29})}{(h_3 - h_{30})} \quad (\text{A.7})$$

La fracción de vapor para los calentadores cerrados 7, 8, 9 y 10 se determina a partir de la ecuación (A.5). Entonces, para determinar la fracción de vapor m_{10} se tiene lo siguiente. Los valores correspondientes a las literales *i*, *j*, y *m* son 10, 20, y 19 respectivamente; sin embargo, únicamente para determinar la fracción de m_{10} , el valor de *k* es cero y, por lo tanto, no existe una diferencia de entalpías en donde se involucre el valor de *l*. De esta manera la fracción de m_{10} se determina de la siguiente manera

$$m_{10} = \frac{(h_{20} - h_{19}) + (m_2 + m_3 + m_5 + m_6 + m_8 + m_9)(h_{19} - h_{20})}{(h_{10} - h_{38})} \quad (\text{A.8})$$

Así mismo, para determinar la siguiente fracción de vapor, m_{11} , los valores correspondientes a las literales *i*, *j*, *l* y *m* son 11, 19, 20, 20 respectivamente; el valor de *k* es 10, de esta manera la expresión para determinar m_{11} es

$$m_{11} = \frac{(h_{19} - h_{18}) + m_{10} (h_{40} - h_{39}) + (m_2 + m_3 + m_5 + m_6 + m_8 + m_9)(h_{18} - h_{19})}{(h_{11} - h_{40})} \quad (\text{A.9})$$

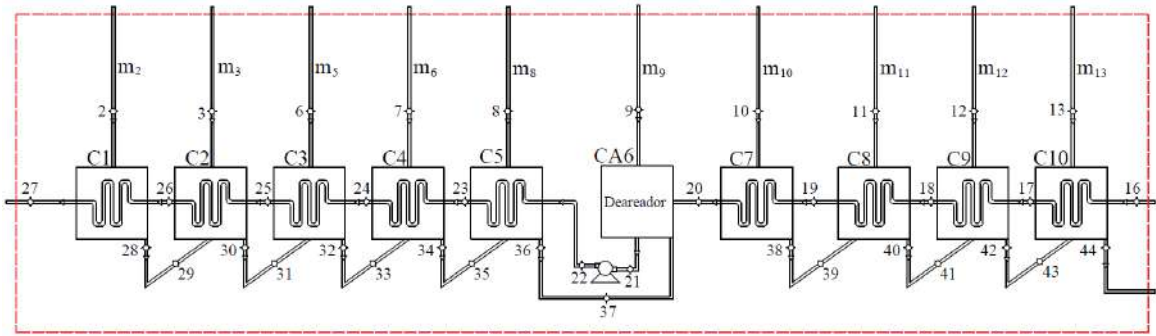


Figura 53. Volumen de control del tren de calentamiento del ciclo de vapor ultracrítico.

De esta misma manera, se determinan las fracciones de vapor que corresponden a los ciclos de vapor supercrítico y subcrítico con siete y seis calentadores.

Ciclo de vapor supercrítico

Se realiza un balance de energía en la configuración mostrada en la Figura 2, para los calentadores cerrados que se ubican entre la caldera y el deareador. De manera generalizada, se determina la fracción másica a partir de la siguiente expresión

$$m_i = \frac{(h_j - h_{j-1}) + \sum_{k=0}^6 m_k (h_{2l} - h_{2l-1})}{(h_i - h_{2l})} \quad (\text{A.10})$$

donde

- “*i*” representa la fracción másica, la cual toma los valores desde 2 hasta 6, sin tomar en cuenta el valor de 3.
- “*j*” comienza desde el valor de 22 hasta 19.
- “*l*” comienza desde el valor 11 hasta 15.
- “*k*” toma los valores desde cero hasta 6, sin tomar en cuenta los valores de 1 y 3.

Se hace un balance de energía en el deareador a partir de la ecuación 2, por lo tanto, se tiene lo siguiente

$$m_7 = \frac{(h_{17} - h_{16}) + (m_2 + m_4 + m_5 + m_6)(h_{16} - h_{30})}{(h_7 - h_{17})} \quad (\text{A.11})$$

Finalmente, para los calentadores cerrados que se encuentran entre el deareador y el condensador, se determinan las fracciones másicas a partir de la siguiente expresión

$$m_i = \frac{(h_j - h_{j-1}) + \sum_{k=8}^{10} m_k (h_{2l} - h_{2l-1}) + (m_2 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7)(h_{j-1} - h_j)}{(h_i - h_{2m+1})} \quad (\text{A.12})$$

donde

- “*i*” representa la fracción másica, la cual toma los valores desde 8 hasta 10. Para el valor de 8, el valor de “*k*” es cero.
- “*j*” comienza desde el valor de 15 hasta 13.
- “*l*” toma los valores de 16 y 17, cuando “*k*” es diferente de cero.
- “*m*” comienza desde el valor 15 hasta 17.

Ciclo de vapor subcrítico, 7 calentadores

Se realiza un balance de energía en la configuración mostrada en la Figura 3, para los calentadores cerrados que se ubican entre el generador de vapor y el deareador. De manera generalizada, se determina la fracción másica a partir de la siguiente expresión

$$m_i = \frac{(h_j - h_{j-1}) + \sum_{k=0}^4 m_k (h_l - h_{l-1})}{(h_i - h_{2l})} \quad (\text{A.13})$$

donde

- “*i*” representa la fracción másica, la cual toma los valores de 2 y 4.
- “*j*” comienza desde el valor de 20 hasta 19.
- “*l*” toma el valor de 23.
- “*k*” toma los valores de cero, 2 y 4.

Se hace un balance de energía en el deareador a partir de la ecuación 2, por lo tanto, se tiene lo siguiente

$$m_5 = \frac{(h_{17} - h_{16}) + (m_2 + m_4)(h_{16} - h_{24})}{(h_5 - h_{16})} \quad (\text{A.14})$$

Finalmente, para los calentadores cerrados que se encuentran entre el deareador y el condensador, se determinan las fracciones másicas a partir de la siguiente expresión

$$m_i = \frac{(h_j - h_{j-1}) + \sum_{k=6}^9 m_k (h_{2l+1} - h_{2l}) + (m_2 + m_4)(h_{j-1} - h_j)}{(h_i - h_{2m+1})} \quad (\text{A.15})$$

donde

- “*i*” representa la fracción másica, la cual toma los valores desde 6 hasta 9. Para el valor de 6, el valor de “*k*” es cero.
- “*j*” comienza desde el valor de 16 hasta 13.
- “*l*” toma los valores desde 13 hasta 15, cuando “*k*” es diferente de cero.
- “*m*” comienza desde el valor 12 hasta 15.

Ciclo de vapor subcrítico, 6 calentadores

Se realiza un balance de energía en la configuración mostrada en la Figura 3, para los calentadores cerrados que se ubican entre el generador de vapor y el deareador. De manera generalizada, se determina la fracción másica a partir de la siguiente expresión

$$m_i = \frac{(h_j - h_{j-1}) + \sum_{k=0}^4 m_k (h_l - h_{l-1})}{(h_i - h_{2l})} \quad (\text{A.16})$$

donde

- “*i*” representa la fracción másica, la cual toma los valores de 2 y 4.
- “*j*” comienza desde el valor de 18 y 17.
- “*l*” toma el valor de 21.
- “*k*” toma los valores de cero, 2 y 4.

Se hace un balance de energía en el deareador a partir de la ecuación 2, por lo tanto, se tiene lo siguiente

$$m_5 = \frac{(h_{15} - h_{14}) + (m_2 + m_4)(h_{14} - h_{22})}{(h_5 - h_{14})} \quad (\text{A.17})$$

Finalmente, para los calentadores cerrados que se encuentran entre el deareador y el condensador, se determinan las fracciones másicas a partir de la siguiente expresión

$$m_i = \frac{(h_j - h_{j-1}) + \sum_{k=6}^9 m_k (h_{2l+1} - h_{2l}) + (m_2 + m_4)(h_{j-1} - h_j)}{(h_i - h_{2m+1})} \quad (\text{A.18})$$

donde

- “*i*” representa la fracción másica, la cual toma los valores desde 6 hasta 8. Para el valor de 6, el valor de “*k*” es cero.
- “*j*” comienza desde el valor de 14 hasta 12.
- “*l*” toma los valores de 12 y 13, cuando “*k*” es diferente de cero.
- “*m*” comienza desde el valor 11 hasta 13.

Anexo 3. Tabla de estados termodinámicos para los ciclos ultracrítico, supercrítico y subcrítico

Tabla 3. Estados termodinámicos del ciclo de vapor subcrítico, seis calentadores.

Estado	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v (m³/kg)	x (-)	ε (kJ/kg)
1	124.85	538.00	3443.81	6.5911	0.027486	VSC	1483.22
2	31.21	334.18	3074.70	6.6596	0.083991	VSC	1093.70
3	31.21	538.00	3540.86	7.3224	0.117559	VSC	1362.25
4	17.13	447.15	3355.08	7.3512	0.190665	VSC	1167.87
5	8.58	352.86	3166.57	7.3850	0.331807	VSC	969.30
6	3.82	256.14	2977.38	7.4251	0.631500	VSC	768.15
7	1.46	158.86	2790.77	7.4736	1.348912	VSC	567.06
8	0.46	79.24	2609.73	7.5307	3.463238	0.986	369.00
9	0.11	47.86	2421.69	7.5958	12.406751	0.930	161.55
10	0.11	47.86	200.35	0.6759	0.001011	0	3.39
11	8.58	47.94	201.42	0.6766	0.001011	LC	4.26
12	8.58	79.24	332.34	1.0656	0.001028	LC	19.18
13	8.58	110.62	464.42	1.4247	0.001052	LC	44.22
14	8.58	142.00	598.02	1.7593	0.001082	LC	78.06
15	8.58	173.38	734.05	2.0751	0.001119	0	119.93
16	124.85	175.66	750.26	2.0823	0.001112	LC	133.98
17	124.85	204.77	878.26	2.3586	0.001153	LC	179.60
18	124.85	236.15	1020.64	2.6471	0.001207	LC	235.97
19	31.21	236.15	1019.04	2.6663	0.001221	0	228.65
20	17.13	204.77	1019.04	2.6793	0.009821	0.075	224.77
21	17.13	204.77	873.97	2.3757	0.001164	0	170.20
22	8.58	173.38	873.97	2.3884	0.016493	0.069	166.42
23	3.82	142.00	597.72	1.7598	0.001082	0	77.61
24	1.46	110.62	597.72	1.7739	0.072333	0.060	73.38
25	1.46	110.62	463.90	1.4253	0.001052	0	43.52
26	0.46	79.24	463.90	1.4413	0.201970	0.057	38.73
27	0.46	79.24	331.69	1.0661	0.001029	0	18.38
28	0.11	47.86	331.69	1.0850	0.734498	0.055	12.74

Tabla 4. Estados termodinámicos del ciclo de vapor subcrítico, siete calentadores.

Estado	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v (m³/kg)	x (-)	ε (kJ/kg)
1	124.85	538.00	3443.81	6.5911	0.02749	VSC	1483.22
2	31.21	334.18	3074.70	6.6596	0.08399	VSC	1093.70
3	31.21	538.00	3540.86	7.3224	0.11756	VSC	1362.25
4	18.76	460.29	3381.67	7.3466	0.17722	VSC	1195.83
5	10.56	379.96	3220.30	7.3743	0.28085	VSC	1026.22
6	5.49	297.56	3057.88	7.4061	0.47316	VSC	854.30
7	2.58	214.05	2896.19	7.4434	0.85982	VSC	681.51
8	1.07	130.90	2737.72	7.4874	1.71753	VSC	509.91
9	0.38	74.75	2582.77	7.5369	4.08449	0.978	340.20
10	0.11	47.86	2420.77	7.5930	12.40164	0.930	161.49
11	0.11	47.86	200.35	0.6759	0.00101	0	3.39
12	10.56	47.96	201.67	0.6767	0.00101	LC	4.47
13	10.56	74.75	313.71	1.0118	0.00103	LC	16.59
14	10.56	101.65	426.71	1.3247	0.00104	LC	36.32
15	10.56	128.55	540.66	1.6183	0.00107	LC	62.73
16	10.56	155.45	656.09	1.8964	0.00110	LC	95.24
17	10.56	182.35	773.61	2.1623	0.00113	0	133.48
18	124.85	184.71	789.71	2.1693	0.00112	LC	147.48
19	124.85	209.25	898.28	2.4003	0.00116	LC	187.19
20	124.85	236.15	1020.64	2.6471	0.00121	LC	235.97
21	31.21	236.15	1019.04	2.6663	0.00122	0	228.65
22	18.76	209.25	1019.04	2.6763	0.00804	0.065	225.67
23	18.76	209.25	894.34	2.4178	0.00117	0	178.04
24	10.56	182.35	894.34	2.4273	0.01216	0.060	175.19
25	5.49	155.45	655.78	1.8970	0.00110	0	94.76
26	2.58	128.55	655.78	1.9070	0.03802	0.053	91.78
27	2.58	128.55	540.12	1.6190	0.00107	0	61.96
28	1.07	101.65	540.12	1.6299	0.08131	0.051	58.72
29	1.07	101.65	426.00	1.3254	0.00104	0	35.38
30	0.38	74.75	426.00	1.3376	0.20452	0.049	31.76
31	0.38	74.75	312.89	1.0125	0.00103	0	15.58
32	0.11	47.86	312.89	1.0265	0.62949	0.047	11.40

Tabla 5. Estados termodinámicos del ciclo de vapor supercrítico.

Estado	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v (m³/kg)	x (-)	ε (kJ/kg)
1	300.00	600.00	3443.94	6.2331	0.011446	VSC	1590.10
2	75.00	374.69	3077.02	6.2967	0.034740	VSC	1204.21
3	75.00	600.00	3646.17	7.0540	0.051811	VSC	1547.60
4	47.07	523.23	3491.04	7.0757	0.075546	VSC	1385.99
5	27.89	443.70	3332.75	7.1004	0.115161	VSC	1220.34
6	15.39	361.53	3171.73	7.1287	0.185443	VSC	1050.86
7	7.76	277.27	3009.02	7.1618	0.319783	VSC	878.27
8	3.50	191.99	2846.38	7.2011	0.601398	VSC	703.94
9	1.36	108.55	2686.27	7.2477	1.266629	0.999	529.93
10	0.44	78.20	2521.84	7.2997	3.467253	0.949	350.00
11	0.11	47.86	2346.14	7.3605	11.984848	0.899	156.17
12	0.11	47.86	200.35	0.6759	0.001011	0	3.39
13	7.76	47.93	201.32	0.6765	0.001011	LC	4.18
14	7.76	78.20	327.93	1.0533	0.001028	LC	18.44
15	7.76	108.55	455.60	1.4018	0.001050	LC	42.20
16	7.76	138.89	584.64	1.7271	0.001078	LC	74.26
17	7.76	169.24	715.86	2.0344	0.001113	0	113.88
18	300.00	174.75	756.21	2.0524	0.001098	LC	148.85
19	300.00	199.58	863.44	2.2854	0.001130	LC	186.61
20	300.00	229.93	997.30	2.5598	0.001175	LC	238.66
21	300.00	260.28	1135.58	2.8266	0.001231	LC	297.37
22	300.00	290.62	1280.84	3.0914	0.001303	LC	363.69
23	75.00	290.62	1292.41	3.1651	3.165132	0	353.28
24	47.07	260.28	1292.41	3.1800	0.005121	0.094	348.85
25	47.07	260.28	1135.72	2.8863	2.886285	0	279.74
26	27.89	229.93	1135.72	2.8994	0.006882	0.080	275.84
27	27.89	229.93	989.78	2.6093	2.609258	0	216.39
28	15.39	199.58	989.78	2.6214	0.010287	0.072	212.76
29	15.39	199.58	850.57	2.3269	2.326928	0	161.35
30	7.76	169.24	850.57	2.3388	0.017278	0.066	157.80
31	3.50	138.89	584.36	1.7276	1.727554	0	73.85
32	1.36	108.55	584.36	1.7409	0.074356	0.058	69.86
33	1.36	108.55	455.13	1.4024	1.402363	0	41.58
34	0.44	78.20	455.13	1.4175	0.202872	0.055	37.06
35	0.44	78.20	327.34	1.0538	1.053794	0	17.71
36	0.11	47.86	327.34	1.0715	0.710212	0.053	12.43

Tabla 6. Estados termodinámicos del ciclo de vapor ultracrítico.

Estado	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v (m³/kg)	x (-)	ε (kJ/kg)
1	300.00	600.00	3443.94	6.2331	0.011446	VSC	1590.10
2	117.92	440.74	3184.51	6.2738	0.024082	VSC	1318.55
3	90.00	399.90	3117.48	6.2849	0.029924	VSC	1248.21
4	90.00	600.00	3633.75	6.9589	0.042848	VSC	1563.52
5	51.43	507.94	3450.71	6.9851	0.067377	VSC	1372.67
6	27.00	412.12	3263.22	7.0157	0.113175	VSC	1176.05
7	27.00	600.00	3684.70	7.5591	0.147360	VSC	1435.51
8	16.32	519.19	3513.73	7.5832	0.221521	VSC	1257.35
9	9.26	435.36	3340.33	7.6106	0.349485	VSC	1075.79
10	4.87	348.96	3165.75	7.6420	0.584640	VSC	891.85
11	2.33	260.90	2991.87	7.6785	1.050873	VSC	707.09
12	0.99	172.67	2821.33	7.7215	2.064818	VSC	523.73
13	0.36	86.26	2657.55	7.7728	4.535383	VSC	344.66
14	0.11	47.86	2496.40	7.8286	12.824012	0.962	166.87
15	0.11	47.86	200.35	0.6759	0.001011	0	3.39
16	9.26	47.94	201.51	0.6766	0.001011	LC	4.33
17	9.26	73.61	308.83	0.9982	0.001025	LC	15.79
18	9.26	99.37	417.00	1.2991	0.001043	LC	34.25
19	9.26	125.13	526.01	1.5820	0.001065	LC	58.90
20	9.26	150.89	636.31	1.8503	0.001091	LC	89.19
21	9.26	176.65	748.42	2.1070	0.001123	0	124.79
22	300.00	182.37	788.90	2.1248	0.001108	LC	159.96
23	300.00	202.41	875.75	2.3114	0.001133	LC	191.18
24	300.00	228.17	989.42	2.5441	0.001172	LC	235.45
25	300.00	265.80	1161.40	2.8748	0.001243	LC	308.84
26	300.00	303.43	1345.31	3.2045	0.001341	LC	394.45
27	300.00	323.43	1451.42	3.3854	0.001414	LC	446.64
28	117.92	323.43	1482.91	3.4827	0.001519	0	449.10
29	90.00	303.43	1482.91	3.4932	0.003071	0.087	445.96
30	90.00	303.43	1363.40	3.2860	0.001418	0	388.25
31	51.43	265.80	1363.40	3.3079	0.005833	0.123	381.70
32	51.43	265.80	1163.29	2.9366	0.001291	0	292.29
33	27.00	228.17	1163.29	2.9556	0.008476	0.100	286.63
34	27.00	228.17	981.53	2.5931	0.001205	0	212.97
35	16.32	202.41	981.53	2.6022	0.008524	0.061	210.25
36	16.32	202.41	863.30	2.3536	0.001160	0	166.15
37	9.26	176.65	863.30	2.3624	0.012916	0.057	163.52
38	4.87	150.89	636.04	1.8508	0.001091	0	88.78
39	2.33	125.13	636.04	1.8601	0.039819	0.051	86.01
40	2.33	125.13	525.53	1.5826	0.001065	0	58.23
41	0.99	99.37	525.53	1.5927	0.083650	0.048	55.22
42	0.99	99.37	416.38	1.2997	0.001043	0	33.43
43	0.36	73.61	416.38	1.3109	0.204512	0.047	30.08
44	0.36	73.61	308.11	0.9987	0.001025	0	14.90
45	0.11	47.86	308.11	1.0116	0.602795	0.045	11.06