

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y
FORMALES

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



“Desarrollo de un Software de simulación de un ciclo de vapor “Rankine”
para un número máximo “N” de extracciones”

Tesis presentada por el Bachiller
Chávez Viladegut, Juan Francisco
Para Optar por el Título Profesional
De Ingeniero Mecánico Electricista

Arequipa – Perú

2015

DEDICATORIA

A mi Padre y Madre

Con cariño dedico esta investigación a mis padres, por darme la vida, creer en mí siempre y por su apoyo incondicional y darme siempre lo mejor.



AGRADECIMIENTO

A Todos los docentes de la escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Mecánica y Mecatrónica que contribuyeron a mi formación profesional y como persona.

PRESENTACIÓN

Sr. Director de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica

Sres. Miembros del Jurado Examinador de Tesis.

De Conformidad con las disposiciones de Reglamento de Grados y Títulos de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica, remito a su consideración el estudio de la investigación titulado “Desarrollo de un Software de simulación de un ciclo de vapor “Rankine” para un número máximo “n” de extracciones”, el mismo que de ser aprobado me permitirá optar por el título profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

Arequipa,.....Del 2015

Chávez Viladegut, Juan Francisco

ÍNDICE

PORTADA	1
DEDICATORIA	2
AGRADECIMIENTO	2
PRESENTACIÓN	iii
ÍNDICE	iv
ÍNDICE DE FIGURAS	vii
ÍNDICE DE TABLAS	ix
RESUMEN	xiii
ABSTRACT	xiv
INTRODUCCIÓN	xv
CAPÍTULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.1 TÍTULO DEL PROYECTO	1
1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	1
1.3 OBJETIVOS	3
1.3.1 OBJETIVO GENERAL	3
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.4 JUSTIFICACIÓN	3
1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO	4
1.6.1 ALCANCES	4
1.6.2 LIMITACIONES	5
1.7 ANTECEDENTES DEL PROBLEMA	5
1.7.1 FUNDAMENTOS DEL NÚMERO ÓPTIMO DE CALENTADORES	5
1.7.2 PROGRAMAS DE SOLUCIÓN DEL CICLO RANKINE	6
1.7.3 INVESTIGACIONES ECONÓMICAS	9
CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO	11
2.1 DEFINICIÓN DE UNA SUSTANCIA PURA	11
2.2 DIAGRAMAS DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS	12
2.2.1 DIAGRAMA T-V	12
2.2.2 DIAGRAMA P-T	14
2.3 IAPWS-IF97	15
2.3.1 DESCRIPCIÓN DE LAS ECUACIONES BÁSICAS PARA CADA REGIÓN	19

2.3.2 ECUACIONES DE RESPALDO Y LÍMITES ENTRE REGIONES Y SUBREGIONES	25
2.3.2.1 CONSISTENCIA NUMÉRICA DE LAS ECUACIONES DE RESPALDO	27
2.4 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA PARA UN VOLUMEN DE CONTROL	28
2.4.1 PROCESO DE FLUJO Y ESTADO ESTABLE (FEES).....	28
2.4.2 TURBINAS Y COMPRESORES (FEES).....	31
2.4.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR CERRADOS (FEES).....	32
2.4.4 VÁLVULAS DE ESTRANGULAMIENTO (FEES)	34
2.5 CICLO DE POTENCIA DE VAPOR	35
2.5.1 CICLO RANKINE IDEAL	35
2.5.2 CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO	37
2.5.3 CICLO RANKINE REGENERATIVO	38
2.6 ENTROPÍA.....	41
2.6.1 EFICIENCIAS ISENTRÓPICAS DE TURBINAS.....	41
2.7 MATLAB	42
2.7.1 INTERFASES GRÁFICAS.....	43
2.8 MÉTODO P1-P2 MODELO ECONÓMICO PARA “n” CALENTADORES.....	44
2.8.1 TASA DE DESCUENTO E INFLACIÓN	46
2.8.2 FACTOR VALOR PRESENTE.....	48
CAPÍTULO III DESARROLLO DE LA PROPUESTA	49
3.1 DISEÑO DEL SOFTWARE EN MATLAB	49
3.1 IMPLEMENTACIÓN DE LA BASE DE DATOS DE TABLAS DE VAPOR Y AGUA.....	50
3.1.2 SELECCIÓN DEL PROGRAMA PARA USO DE BASE DE DATOS.....	50
3.1.2 CORRECCIÓN DEL PROGRAMA XSTEAM.....	56
3.2 DISEÑO DEL MODELO CICLO CLAUSIUS RANKINE.....	58
3.3 MODELACIÓN DE CADA EQUIPO.....	59
3.3.1 MODELACIÓN DE LA TURBINA	59
3.3.2 MODELACIÓN DEL DESAIREADOR.....	62
3.3.2 MODELACIÓN DE CALENTADORES CERRADOS	64
3.3.4 MODELACIÓN DEL CALDERO	67
3.3 CREACIÓN DE MATRICES	68
3.4 DISEÑO DEL ALGORITMO	73
3.5 DISEÑO DEL DIAGRAMA DE FLUJO.....	78

3.6 DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA (CODIFICACIÓN)	80
3.6.1 INTERFAZ	80
3.6.2 CODIFICACIÓN	83
CAPÍTULO 4 VALIDACIÓN Y PRUEBAS DEL PROGRAMA	84
4.1 VALIDACIÓN DEL USO DE BASE DE DATOS PARA LAS DIFERENTES ECUACIONES	84
4.1.1 TEMPERATURA DE SATURACIÓN Y PRESIÓN DE SATURACIÓN REGIÓN 4	84
4.1.2 ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA LA REGIÓN 1	85
4.1.2 ECUACIONES DE RESPALDO PARA LA REGIÓN 1	86
4.1.3 ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA LA REGIÓN 2	86
4.1.4 ECUACIONES DE RESPALDO PARA LA REGIÓN 2	87
4.1.5 ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA LA REGIÓN 3	90
4.1.6 ECUACIONES DE RESPALDO PARA LA REGIÓN 3	91
4.1.7 ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA LA REGIÓN 5	95
4.2 VALIDACIÓN DEL CÓDIGO	96
4.2.1 DESARROLLO DE CASOS	96
4.2.2 PRUEBAS	111
4.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS	115
4.3.1 SOLUCIÓN DE LOS CASOS	115
4.3.2 NÚMERO MÁXIMO DE CALENTADORES DE LOS CASOS	117
4.3.3 MÁXIMO NÚMERO DE CALENTADORES VS INCREMENTO DE TEMPERATURA LINEAL	121
4.3.4 MÁXIMO NÚMERO DE CALENTADORES VS DIFERENTES DISTRIBUCIONES DE TEMPERATURA	123
4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO	126
CONCLUSIONES	137
RECOMENDACIONES	138
BIBLIOGRAFÍA	139
ANEXOS	a

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Resumen de los módulos del programa Ciclo 2005, elaboración propia.....	7
Figura 2: Software EES, análisis paramétrico de la presión del condensador, (Pascual , 2004).....	8
Figura 3: Diagrama T-V, (Cengel & Boles, 2012).....	13
Figura 4: Diagrama P-T y punto triple	15
Figura 5: IAPWS-IF97, cinco regiones que abarcan las ecuaciones básicas, Diagrama P-T	18
Figura 6: Diagrama P-T con las regiones y ecuaciones de la IAPWS - IF97, y las ecuaciones de respaldo suplementarias.	27
Figura 7: Esquema de VC flujo estacionario, el contenido de masa permanece constante y energía dentro del volumen de control, (Cengel & Boles, 2012).....	29
Figura 8: Modelo Turbina Fees, elaboración propia	32
Figura 9: Modelo Intercambiador de Calor FEES, (Cengel & Boles, 2012).....	33
Figura 10: Modelo Válvula de estrangulamiento FEES, (Cengel & Boles, 2012).....	34
Figura 11: Diagrama T-S Ciclos de Carnot, (Cengel & Boles, 2012).....	35
Figura 12: Ciclo Rankine ideal simple, (Cengel & Boles, 2012).....	36
Figura 13: Ciclo Rankine ideal con calentamiento, (Cengel & Boles, 2012)	38
Figura 14: Adición de calor a temperaturas muy bajas, punto 2 a 2', (Cengel & Boles, 2012)	39
Figura 15: Central térmica de vapor con un solo calentador abierto y tres calentadores cerrados, (Cengel & Boles, 2012)	41
Figura 16: Eficiencia iso entrópica de una turbina, (Cengel & Boles, 2012).....	42
Figura 17: Entorno de Guide Matlab, (Báez López & Cevantes Villgómez, 2012).....	43
Figura 18: Esquema paso a paso para el desarrollo de la propuesta, elaboración propia.....	49
Figura 19: Diagrama de flujo funcionamiento programa “XSteam” caso h (P, T), elaboración propia	53
Figura 20: Diagrama de flujo del programa XSteam para el caso h(P,T), elaboración propia	54
Figura 21: Diagrama de flujo a rasgos generales del funcionamiento de XSteam.....	55
Figura 22: Diagrama de flujo a rasgos generales del funcionamiento de XSteam, Elaboración propia.....	55
Figura 23: Esquema general para la región 3 utilizando subregiones, Elaboración propia..	58
Figura 24: Modelo Turbina para "n calentadores", Elaboración propia.....	59
Figura 25: Modelo ciclo Rankine para un número de calentadores "n=2", Elaboración propia.....	61
Figura 26: Variables de entrada y salida, Elaboración propia.....	62
Figura 27: Modelo Desaireador para dos calentadores, Elaboración propia.....	63
Figura 28: Variables de entrada y salida para el Desaireador, Elaboración propia.....	64
Figura 29: Modelo para "n=3 calentadores", Elaboración propia	65

Figura 30: Modelo para "n=4 calentadores", Elaboración propia	65
Figura 31: Variables de entrada y salida para los calentadores, Elaboración propia	67
Figura 32: Modelo Caldero.....	68
Figura 33: Variables de entrada y salida caldero, Elaboración propia	68
Figura 34: Diagrama de flujo, funcionamiento del programa Ncalentadores, Elaboración propia.....	79
Figura 35: Interfaz Gráfica Ncalentadores, Elaboración propia.....	82
Figura 36, Caso 1 esquema de planta	97
Figura 37, Caso 2 esquema de planta	104
Figura 38: Caso 1, Ingreso de datos para el programa Ncalentadores, Elaboración propia	112
Figura 39: Caso 1, Muestra Resultados programa Ncalentadores, Elaboración propia	113
Figura 40: Caso 2, Ingreso de datos en el programa Ncalentadores, Elaboración propia ..	114
Figura 41: Caso 2, Muestra de resultados programa Ncalentadores, Elaboración propia..	115
Figura 42: Caso 1, Máximo número de calentadores (13) para una distribución de 15°C por cada calentador, Ncalentadores, Elaboración propia.....	118
Figura 43: Caso1, incremento de eficiencia versus Número de calentadores máximo, Elaboración propia.....	119
Figura 44: Caso2, Máximo número de calentadores (8) para una distribución de 30°C por cada calentador, Ncalentadores, Elaboración propia.....	120
Figura 45: Caso2, incremento de eficiencia versus Número de calentadores máximo, Elaboración propia.....	121
Figura 46: Caso1, Incremento de eficiencia y número de calentadores máximo vs incremento de temperatura por cada calentador, Elaboración propia	122
Figura 47: Caso2, Incremento de eficiencia y número de calentadores máximo vs incremento de temperatura por cada calentador, Elaboración propia	123
Figura 48: Caso1, Distribución de temperaturas lineal, Elaboración propia.....	124
Figura 49: Caso1, Distribución cuadrática de temperaturas, Elaboración propia	125
Figura 50: Caso1, Distribución exponencial de temperaturas	126
Figura 51: Caso 1, Incremento de eficiencia vs número de calentadores considerando la potencia de bombas, Elaboración propia.....	129
Figura 52: Caso1, Estudio económico, ganancias vs incremento de temperaturas y número de calentadores, Elaboración propia.....	130
Figura 53: Ahorro máximo vs Diferencia de temperaturas, Elaboración propia.....	131
Figura 55: Caso 2, incremento de eficiencia vs número de calentadores considerando las potencias de las bombas, Elaboración propia.....	133
Figura 55: Caso2, Ahorro para diferentes distribución de presiones vs número de calentadores, Elaboración propia.....	135
Figura 56: Ahorro máximo vs Diferencia de temperaturas. Elaboración propia.....	135

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Resumen de las publicaciones de la IAPWS, (Kretzschmar & Knobloch, 2004)..	19
Tabla 2: Matriz A, 6x6 Caso 1, Elaboración propia	70
Tabla 3: Matriz B, 1x6 Caso 1, Elaboración propia	70
Tabla 4: Matriz A, 8x8 Caso 2, Elaboración propia	72
Tabla 5: Matriz B, 6x1 Caso 2, Elaboración propia	72
Tabla 6: Región 4, Valores tomados del programa XSteam (A), valores dados para la verificación computacional (B), Elaboración propia.....	84
Tabla 7: Región 4 corrección de la tabla 6, Valores tomados del programa XSteam2 (A), valores dados para la verificación computacional (B), Elaboración propia	85
Tabla 8: Región1, Valores tomados del programa XSteam (A), valores dados para la verificación computacional (B) . Elaboración propia.....	85
Tabla 9: Región1, Valores tomados programa XSteam (B), valores para la verificación computacional (A)	86
Tabla 10: Región 1, Valores tomados del programa XSteam (B), valores dados por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	86
Tabla 11: Región1, Valores tomados del programa XSteam (B), valores dados por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	86
Tabla 12: Región 2, Valores tomados del programa XSteam (A) , valores dados por la verificación computacional (B) , Elaboración propia.....	87
Tabla 13: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia	87
Tabla 14: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia	87
Tabla 15: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia	88
Tabla 16: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A)	88
Tabla 17: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia	88
Tabla 18: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia	88
Tabla 19: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia	89
Tabla 20: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia	89
Tabla 21: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia	89

Tabla 22: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dados por la verificación computacional(A), Elaboración propia	90
Tabla 23: Región 3, Valores tomados del programa XSteam2 (B), Valores dados por la verificación computacional(A), función p,T y ρ,T , Elaboración propia	90
Tabla 24: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	91
Tabla 25: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B) , Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	91
Tabla 26: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B) , Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	91
Tabla 27: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B) , Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	91
Tabla 28: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	92
Tabla 29: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B) , Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	92
Tabla 30: Región 3, Valores tomados del programa XSteam2 (A), Valores dado por la verificación computacional (B) , Elaboración propia.....	92
Tabla 31: Región3, Valores tomados del programa XSteam (A1), Valores dado por la verificación computacional (B) , Elaboración propia.....	93
Tabla 32: Región 3 corrección Tabla31, Valores tomados del programa XSteam2 (A1), Valores dado por la verificación computacional (B) , Elaboración propia.....	94
Tabla 33: Región3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	94
Tabla 34: Región3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	94
Tabla 35: Región3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	95
Tabla 36: Región3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia	95
Tabla 37: Región 5, Valores tomados del programa XSteam (A), Valores dado por la verificación computacional (B) , Elaboración propia.....	95
Tabla 38: Región5 corrección Tabla 37, Valores tomados del programa XSteam2 (B), Valores dado por la verificación computacional (A), Elaboración propia.....	96
Tabla 39: Matriz A 6X6, Caso 1 variables, Elaboración propia.....	101
Tabla 40: Matriz B 6x6, Caso1 valores, Elaboración propia.....	101
Tabla 41: Matriz B 1x6, Caso 1 variables, Elaboración propia.....	101
Tabla 42: Matriz B 1x6, Caso 1 valores, Elaboración propia.....	102
Tabla 43: Caso 1, Resultados de la matriz flujos máxicos por extracción, Elaboración propia	102
Tabla 44: Matriz A 8x8, Caso 2 variables, Elaboración propia	108

Tabla 45: Matriz B 8x8, Caso 2 valores, Elaboración propia.....	109
Tabla 46: Matriz B 1x8, Caso 2 variables, Elaboración propia.....	109
Tabla 47: Matriz B 1x8, Caso 2 valores	109
Tabla 48: Caso 2, Resultados de la matriz flujos máxicos por extracción.....	110
Tabla 49: Caso 1, Comparación de resultados del programa y la solución analítica para 4 calentadores, Elaboración propia.....	116
Tabla 50: Caso1, Comparación de flujos máxicos del programa y la solución analítica, Elaboración propia.....	116
Tabla 51: Caso2, Comparación de resultados del programa y la solución analítica para 6 calentadores, Elaboración propia.....	116
Tabla 52: Caso2, Comparación de flujos máxicos del programa y la solución analítica, Elaboración propia.....	117
Tabla 53: Caso 1, aumento de presión, eficiencia y temperatura por cada extracción, elaboración propia	119
Tabla 54: Caso 1, Aumento de eficiencia vs número de calentadores, Elaboración propia	129
Tabla 55: Caso 1, Número de calentadores vs Ganancias, Elaboración propia	130
Tabla 56: Caso 2, Aumento de eficiencia vs número de calentadores, Elaboración propia	134
Tabla 57: Caso 2, Número de calentadores vs Ganancias, Elaboración propia	134
Tabla 58: Coeficientes para la ecuación Región 1	b
Tabla 59: Relación de las propiedades termodinámicas.....	c
Tabla 60: Consistencia numérica de las ecuaciones de respaldo $T(p,h)$ y $v(p,h)$ IAPWS-IF67.....	d
Tabla 61: Consistencia numérica de las ecuaciones de respaldo $T(p,s)$ y $v(p,s)$ IAPWS-IF67.....	d
Tabla 62: Consistencia numérica de ecuaciones de respaldo $p(h,s)$, de las ecuaciones de respaldo $T(h,s)$ y $v(h,s)$ y $T_{sat}(h,s)$ IAPWS-IF97	e
Tabla 63: Valores calculados de propiedades termodinámicas para la región 1 fundamentale	
Tabla 64: Valores para la validación de la ecuación de respaldo $T(p,h)$ región 1.....	e
Tabla 65: Valores para la validación de la ecuación de respaldo $T(p,s)$ región 1	f
Tabla 66: Valores para la validación de la ecuación de respaldo $p(h,s)$ región 1	f
Tabla 67: Valores calculados ecuación fundamental de propiedades termodinámicas para la región 2.....	f
Tabla 68: Valores para la validación de las ecuaciones de respaldo Región 2 $T(p,h)$	g
Tabla 69: Valores para validar las ecuaciones de respaldo $T(p,s)$ región 2	g
Tabla 70: Valores para validación ecuaciones de respaldo Región 2, $p(h,s)$	h
Tabla 71: Valores para validar la ecuación fundamental de la región 3.....	h
Tabla 72: Valores para validación de las ecuaciones de respaldo región 3, $T(p,h)$	i
Tabla 73: Valores para validación de las ecuaciones de respaldo región 3, $v(p,h)$	i
Tabla 74: Valores para la validación de las ecuaciones de respaldo región 3, $T(p,s)$	i

Tabla 75: Valores para validar ecuaciones límites de subregiones región 3 i
Tabla 76: Valores para la validaciones de subregiones de la región 3, $v(p,T)$ j
Tabla 77: Valores para validar la ecuación fundamental de la región 5 j



RESUMEN

Muchos problemas son más fáciles de encontrarles su solución mediante ensayo y error, en lugar de un modelo matemático o una fórmula general que solucione al cien por ciento la solución esperada. El siguiente trabajo se basa en dicho ensayo, presentando el diseño de una interfaz gráfica usando el lenguaje de programación Matlab, para resolver un ciclo de vapor Rankine Clausius, pero no cualquier problema que la mayoría de programas es capaz de resolver sino de dar como resultado el número de calentadores máximo versus la eficiencia máxima.

Durante el desarrollo de la propuesta, se encontró que la distribución de temperaturas entre cada calentador para aumentar la temperatura de agua de alimentación (dicho de otra manera la distribución de presión de las extracciones propias de la turbina) juegan un papel importante para determinar la eficiencia máxima y el número máximo de calentadores.

Para esto se plantea solo una de las configuraciones de los calentadores de las muchas que existen, y es el de retornar el condensado de cada calentador de alta presión al anterior y así sucesivamente hasta llegar al Desaireador. Dada esta configuración se desarrolla una matriz común y dinámica en función del número de calentadores y los parámetros de entrada como presión, temperatura, recalentamiento, eficiencia de la turbina, etc.

Adicionalmente se desarrollan dos casos analizados de manera térmica (por el software diseñado) y económica utilizando la metodología de ahorro de ciclo de vida o método P1-P2 propuesto por Duffie and Beckman para el diseño económico de los sistemas colector solar, de esta manera se logra el objetivo de determinar cuál es el número máximo de calentadores, el ahorro máximo por cada calentador, la distribución de temperaturas y la eficiencia máxima lograda.

ABSTRACT

There are a lot of problems that are easy to find their solution by trial and error but a mathematic model or a general formula with one hundred percent sometimes is not. The following work presents this case with a design in Matlab called Guide, to solve a Clausius Rankine Cycle , but not a general problem which all kind specialized software's could do like find the number of heaters vs the maximum efficiency.

During the development of the work, it was found that the distribution of temperatures for each heater to grow up the temperature of feed water or put another way what pressure is for each extraction of the turbine plays an important role to find the maximum efficiency and the number of heaters

To find the solution for one disposition of heaters which is to return the condensed steam of each heater to the next heater and then to the deaerator , it develops a common and dynamic matrix which depends of the number of heaters and the input data like pressure, temperature, superheating , turbine efficiency , etc

In addition it evaluated two cases on two ways, a thermal analysis with the software development and an economic analysis using a life cycle cost or P1-P2 Method proposed by Duffie and Beckman to study an economical design of solar collectors. With this study, we find the best solution like the number of heaters; distribute temperatures, the maximum savings and the thermal efficiency.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de investigación, “Desarrollo de un Software de simulación de un ciclo de vapor “Rankine” para un número máximo “n” de extracciones., ha sido motivado por los años de estudios en la Universidad Católica Santa María y las prácticas profesionales en la central a vapor CT Ilo 1 ENERSUR.

Por las diferentes condiciones de operación hacen que una central se comporte de diferente forma, es así que los calentadores de agua de alimentación juegan un rol importante no solo para la operación sino también en el diseño de una central.

Para su comprensión, el presente informe se estructuró con un planteamiento del problema en el que se detalla la descripción del problema, los objetivos, y los antecedentes.

Luego se plantea un marco teórico que describe como se basan los softwares para determinar las propiedades del agua y vapor, la primera ley de la termodinámica, el ciclo Rankine y sus mejoras, una introducción a Matlab y su diseño de interfaces gráficas y por último el método económico P1-P2 utilizado para evaluar calentadores solares modelo que fue utilizado en la investigación.

Siendo descrito el marco teórico se continua con la elaboración de la propuesta, desarrollando y evaluando las formulaciones para determinar las propiedades del vapor y agua (IAPWS), para después ser utilizadas en el software mismo, posterior a esto se describe la modelación de cada componente y la creación de una matriz en función del número de calentadores que será quien calcule los flujos máxicos de “n” calentadores.

Finalmente se presentan 2 casos los cuales son evaluados con el software para determinar la eficiencia máxima y el número de calentadores óptimo, de los cuales fue necesario utilizar un modelo económico para determinar la eficiencia máxima posible, el número de calentadores óptimo y una mejor distribución de presiones de extracción de la turbina. Por último se termina la investigación con las conclusiones, anexos y bibliografía usada.

CAPÍTULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 TÍTULO DEL PROYECTO

Desarrollo de un Software de simulación de un ciclo de vapor “Rankine” para un número máximo “n” de extracciones.

1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Hoy en día existen programas capaces de desarrollar problemas termodinámicos distintos e incluso ciclos de potencia como es el caso de un ciclo Clausius Rankine utilizado en centrales a vapor. Programas como EES llamado por sus siglas “ease” es uno de los más utilizados en la rama por contener las propiedades de diferentes sustancias como refrigerantes, gases, y al agua, además éste cuenta con la capacidad de realizar estudios paramétricos, diferentes formas de visualización de resultados, su programación no es necesaria que sea en orden descendente, los resultados los puede dar con su respectiva unidad, etc. Otros programas comerciales son el “Ciclowin”, “Ciclo2005”, “Thermolib” los cuales también son capaces de solucionar un ciclo térmico mediante el uso de una interfaz entre usuario máquina de fácil manejo para solucionar problemas comunes.

Un lenguaje de programación en cambio es aquel que puede solucionar casos que no solo sean termodinámicos sino también de diferentes ramas como economía, matemáticas, etc. Conocer cómo funciona su programación es uno de sus limitantes entre el usuario y la máquina. La comparación con los programas mencionados anteriormente es que tienen la desventaja de que las propiedades de diferentes sustancias no están disponibles en su lenguaje y es necesario conocer las ecuaciones fundamentales que definen el estado de la sustancia como por ejemplo para el agua el software “EES” utiliza las formulaciones de la IAPWS. Sin embargo estos programas tienen en mucho potencial para solucionar problemas mucho más complejos que cualquier otro software.

Por otro lado toda planta térmica que funcione a vapor tiene un número determinado de extracciones a diferentes presiones en particular con el objetivo de mejorar la eficiencia térmica, sin embargo al pensar en el momento del diseño térmico al aumentar el número de calentadores máximo se tiene un incremento de eficiencia sin mencionar siempre que tipo de distribución de temperaturas es factible o no. Para evaluar diferentes distribuciones y evaluar la eficiencia a diferentes números de calentadores se requiere de muchas iteraciones por lo que se propone desarrollar una interfaz Gráfica “Guide Matlab”, capaz de solucionar dicho problema solucionando una matriz común y dinámica en función del número de calentadores.

Algo no menos importante es que al tener una solución para diferentes distribuciones de temperatura es mucho más fácil realizar un análisis económico del sistema para poder determinar el número óptimo de calentadores de acuerdo a las ganancias y el pago respectivo por invertir en ellos.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Elaborar un software que solucione un ciclo térmico de vapor determinando el número óptimo de extracciones o calentadores obteniendo la eficiencia máxima del ciclo térmico.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Desarrollar un software capaz de solucionar un ciclo térmico para diferentes números de extracciones por medio de una interfaz gráfica (Guide)
- Analizar diferentes distribuciones de presión de extracción.
- Desarrollar modos de visualización de resultados tanto para una solución normal como para estudios paramétricos.
- Analizar los resultados obtenidos del programa, incluyendo un análisis económico.

1.4 JUSTIFICACIÓN

- En un lenguaje de programación como Matlab el cual es dedicado entre una de sus funciones primordiales el crear programas, puede resultar ser complejo o sencillo dependiendo del conocimiento sobre todo del usuario acerca de la programación al tratar de ser más objetivo en la solución de un problema térmico de uso didáctico o en una planta real.
- El conocer las ecuaciones fundamentales de la sustancia que se va a evaluar, en este caso agua-vapor, hace que sea un punto a favor el usar un lenguaje de programación en lugar de un lenguaje específico para la solución térmica como es

el caso del programa EES, siendo sus límites de éste el poder acceder a un usuario avanzado o profesional que no tenga restricciones en usar variables, las cuales son necesarias para el desarrollo de la investigación, como es el caso de las versiones Demo o estudiantil además del costo elevado de adquirir el programa profesional siendo de utilidad en empresas las cuales pueden financiar dicho programa. Este caso no solo se da en EES sino en diferentes programas comerciales.

- Al tener una evaluación más profunda de lo que ocurre con los parámetros del sistema, como flujos máxicos de cada extracción, eficiencia térmica, cantidad de calentadores vs eficiencia, distribución de presiones, etc. Se tiene un análisis térmico más exhaustivo para poder realizar lo que todo proyecto debe contemplar que es un análisis económico.

1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO

1.6.1 ALCANCES

El software desarrollará cualquier ciclo de vapor para “n” extracciones, presentando resultados como flujos máxicos, potencias, eficiencia del ciclo, calidad de vapor por extracción.

El software será capaz de realizar análisis paramétrico, calentadores vs eficiencia térmica

Se desarrolla una configuración o disposición de calentadores de alta presión que sirven de ejemplo para poder desarrollar una matriz común dinámica para otros casos a futuro.

1.6.2 LIMITACIONES

El desarrollo del software presenta complicaciones en poder configurar un ciclo de vapor en la que se utilice una extracción para otro proceso, es decir para Cogeneración u configuraciones particulares del ciclo lo que hace que la matriz común tenga diferentes condiciones.

1.7 ANTECEDENTES DEL PROBLEMA

1.7.1 FUNDAMENTOS DEL NÚMERO ÓPTIMO DE CALENTADORES

ANTECEDENTE 1:

Título: Termodinámica, 7 edición, 2012

Autor: Yunes. A. Cengel y Michael A. Boles (Cengel & Boles, 2012)

Resumen: “La eficiencia de un ciclo térmico aumenta cuando se incrementa el número de calentadores. El número óptimo se determina por condiciones económicas, por lo tanto el uso adicional de calentadores no puede ser justificado a menos que ahorre más en relación a los costos de combustible que se gastó en su propio costo”

ANTECEDENTE 2:

Título: Ingeniería termodinámica 3ra edición, 2013

Autor: R.K Rajput (Rajput, 2013)

Resumen: Clasifica el número de calentadores según la capacidad de la turbina y presión:

- i) Para turbinas de capacidad media, no más de 3 calentadores
- ii) Para turbinas de alta presión y capacidad, no más de 5 a 7 calentadores
- iii) Para turbinas de parámetros súper-críticos de 8 a 9 calentadores

1.7.2 PROGRAMAS DE SOLUCIÓN DEL CICLO RANKINE

ANTECEDENTE 3:

Título: Programa de simulación de ciclos térmicos de plantas de vapor (Ciclos 2005)

Autor: Megallón Cesar y otros (Megallón , 2007)

Resumen: “Desarrollo de un programa para analizar los principales índices de funcionamiento de las plantas térmicas a vapor. Empleando la herramienta de lenguaje de programación Visual Basic 6.0 y para determinar las propiedades del agua se construyó una base de datos en Microsoft Access utilizando las tablas ASME 1967, Badcok & Willcox 1978.”

El programa cuenta con la capacidad de solucionar los siguientes ciclos, sin embargo fuera de los mencionados la única forma de realizar su estudio es modificando la programación.

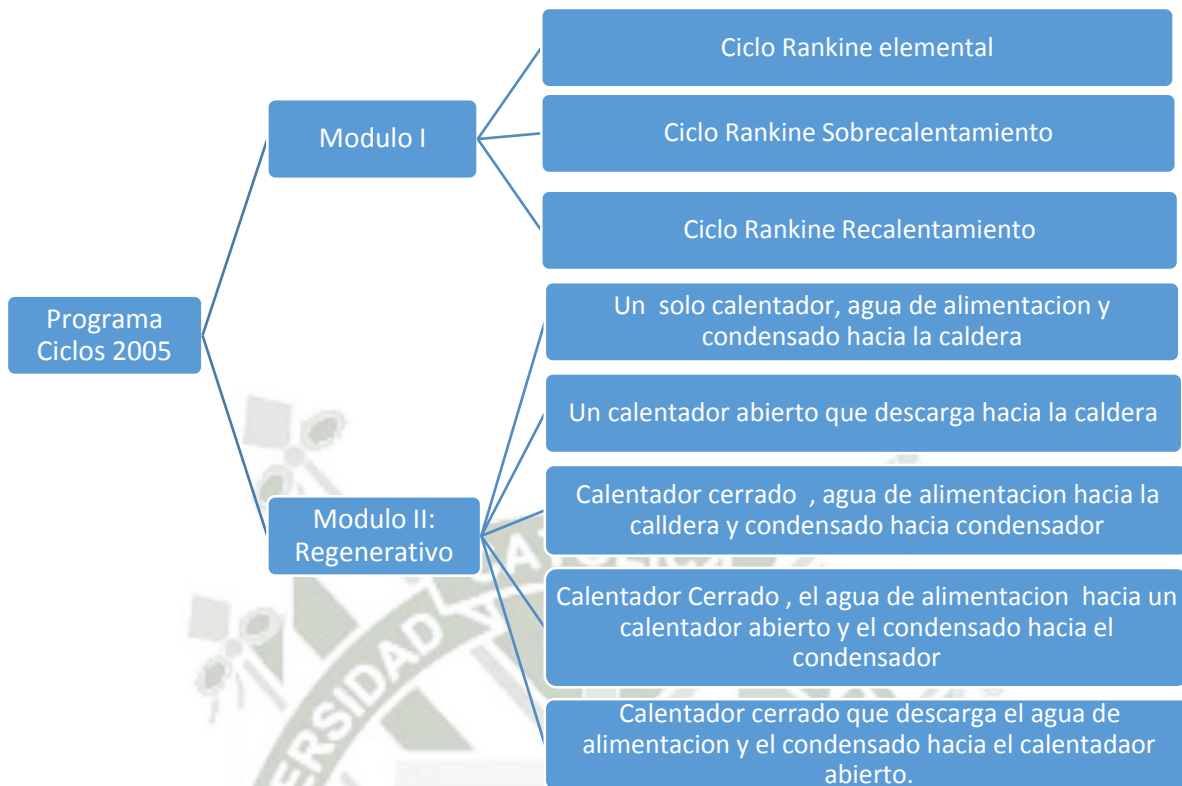


Figura 1: Resumen de los módulos del programa Ciclo 2005, elaboración propia

ANTECEDENTE 4:

Título: EES Tutorial, San Luis Obispo, CA, 2004

Autor: Pascual, C, Cal Poly (Pascual , 2004)

Resumen

“Engineering Equation Solver (EES)” es una herramienta de programación poderosa similar a Matlab. Lo que lo hace uno de los más utilizados es que contiene propiedades termo físicas de muchas sustancias comunes usadas en aplicaciones térmicas. Por lo que EES elimina la necesidad de ver propiedades en tablas o

realizar diferentes interpolaciones para encontrar una propiedad. Este programa puede resolver complejos sistemas que requieran iteraciones a mano.

Además tiene la habilidad de revisar las unidades de conversión, por lo tanto para la solución de cada variable aparecerá su respectiva unidad, una desventaja sin embargo es que no reconoce las letras mayúsculas de las minúsculas para definir variables.

En la siguiente figura 02 se muestra el análisis paramétrico que se puede realizar con el programa preguntándose qué es lo que pasaría con la eficiencia y la potencia de la turbina si la presión del condensador cambia

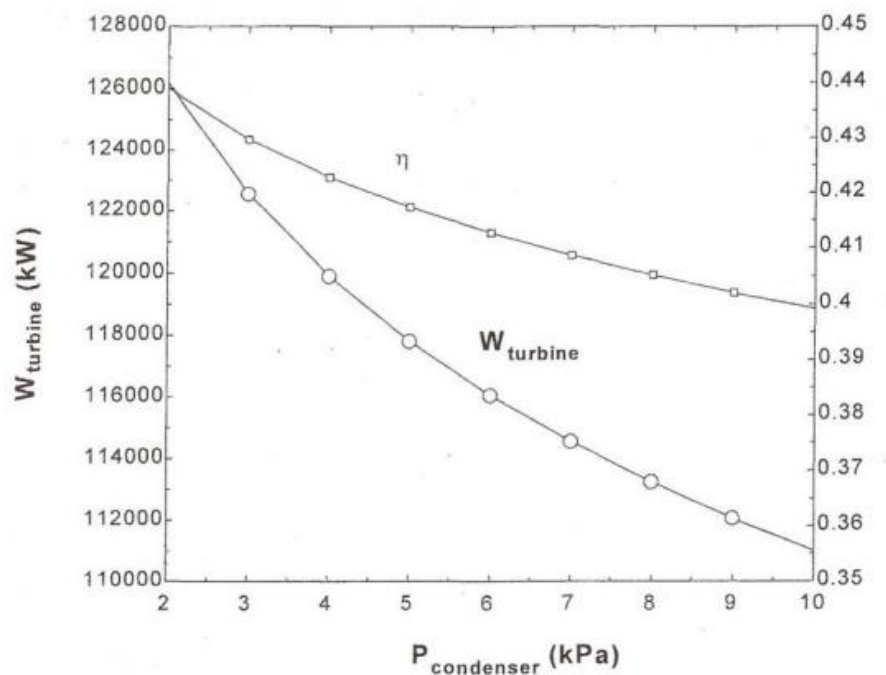


Figura 2: Software EES, análisis paramétrico de la presión del condensador, (Pascual, 2004)

1.7.3 INVESTIGACIONES ECONÓMICAS

ANTECEDENTE 5:

Título: “Influence of Regenerative Feed Water Heaters on the Operational Costs of Steam Power plants and HP plants”.

“Influencia de los calentadores de agua de alimentación en los costos operacionales de las plantas a vapor y plantas HP”.

Autor: Szargut, Instituto de tecnología térmica, 2005 (Szargut, 2005)

Resumen Jan: “La influencia de los calentadores regenerativos en los costos operacionales de la planta han sido determinados por medio del incremento de eficiencia expresado en el rango de incremento de producción de electricidad y el incremento de consumo de combustible, asumiendo un flujo constante de vapor en la salida de la turbina o dado el rango de producción de una planta HP.”

ANTECEDENTE 6:

Título: “On the Thermo Economical Optimization of Feed Heaters in thermal Power Plants”

“Optimización termo económica de los calentadores de agua de alimentación en plantas térmicas de potencia”

Autor: Mehmet Sait Soylemez, Departament of Mechanical Engineering University of Gaziantep, Turkey, 2011 (Sait Sylemez, 2011)

Resumen:

Una análisis óptimo termo económico es presentado mediante una fórmula algebraica que estime el numero óptimo de calentadores de agua de alimentación y la óptima área de distribución entre los calentadores de plantas térmicas industriales. El método P1-P2 es usado en el presente estudio, junto con el análisis termo económico de los calentadores de agua de alimentación.



CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO

2.1 DEFINICIÓN DE UNA SUSTANCIA PURA

Una sustancia pura es un sistema que cumple las siguientes 3 condiciones (Rajput, 2013):

Composición homogénea: Significa que cada parte del sistema es de la misma composición, como por ejemplo un recipiente con agua y vapor con composición homogénea revela que existe una relación 2 -1 ya sea para el agua o para el vapor de agua.

Incluso si el vapor contiene hidrogeno como gas y oxigeno ($H_2 + \frac{1}{2}O_2$) y el agua (H_2O), al tomar cualquiera de las 2 muestras revela que son iguales y cumple la primera condición.

Agregación química homogénea: todos los elementos químicos en su combinación química debe ser de la misma manera en todas las partes del sistema. En el ejemplo de un recipiente con agua y vapor se satisface la condición por tener moléculas idénticas el agua y el vapor. Sin embargo en el ejemplo en el que se tiene hidrogeno como gas y oxigeno

$(H_2 + \frac{1}{2}O_2)$ y el agua (H_2O), no cumple la segunda condición al no estar combinados químicamente como sucede con el agua formando estos dos gases agua.

Agregación química invariable: significa que con el tiempo el estado de combinación química no varía. En el ejemplo en el que hubo hidrogeno y oxigeno separados, no cumple esta tercera condición debido a que antes se tuvo la consideración de que fue vapor de agua.

2.2 DIAGRAMAS DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

2.2.1 DIAGRAMA T-V

Si se realiza el calentamiento de un líquido (líquido saturado) a presión constante, por decir a la presión de la atmosfera (0.1 Mpa), la temperatura llegará a un valor de 100 °C. Durante el proceso de calentamiento el volumen y la temperatura aumentaran ligeramente mientras que la presión se mantendrá constante (proceso A-B) Figura 3.

Si se continúa el calentamiento del líquido, este comenzará a realizar un cambio de fase sin variar las propiedades de temperatura y presión (proceso B-C a presión 1.0132 bar). Sin embargo el volumen específico de la sustancia (agua) comenzará a aumentar.

En el estado 3, ya no existe agua solo vapor, y es allí donde el vapor comienza a aumentar su temperatura si es que se mantiene la adición de calor, llamándose entonces vapor sobrecalentado punto (D).

A partir del proceso de calentamiento a presión constante (presión crítica, p_c), que representa la curva M, N y O de la figura 3. Se observa que no existe una línea de

evaporación a temperatura constante. El volumen específico situado en el punto crítico (v_c) para líquido saturado y vapor saturado es el mismo, es decir (v_f) y (v_g) son iguales. A este particular estado se le denomina estado crítico.

Observando la curva P-Q de la figura 3, representa un proceso de calentamiento a presión constante por encima de la presión crítica descrita. Como no hay un punto definido entre líquido y vapor por encima de este punto, por lo general se llama agua líquida cuando la temperatura es menor que la temperatura crítica y vapor sobrecalentado cuando la temperatura está arriba de la temperatura crítica. A partir del punto N, denominado punto crítico no existe ninguna fase líquida para temperaturas por encima de las isothermas.

A continuación se mencionan los valores para temperatura crítica, presión crítica y densidad crítica (IAPWS , 2007)

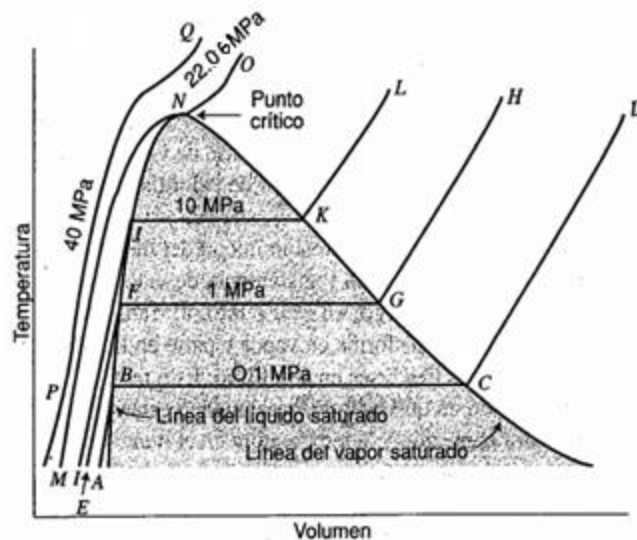


Figura 3: Diagrama T-V, (Cengel & Boles, 2012)

$$T_c = 647.096 \text{ K} \quad (1)$$

$$p_c = 22.064 \text{ MPa} \quad (2)$$

$$\rho = 322 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (3)$$

2.2.2 DIAGRAMA P-T

Si se mide la presión y la temperatura en los estados en que siempre se tenga 2 fases, se observa que siempre existe una relación entre la presión y temperatura. En un diagrama p-T figura 4 se puede ver la combinación de 2 fases, e incluso las tres mismas en un punto llamado “Punto Triple”.

Los puntos representan una coexistencia entre las curva de sublimación (sólido y vapor); curva de evaporación (líquido y vapor) y la curva de fusión (líquido y solido).

El punto triple es simplemente un punto de intersección de las curvas descritas. En un diagrama ($P-T$) el punto triple se representa en un punto, en cambio para los diagramas p-V es una línea y para un diagrama u-V es un triángulo. (Rajput, 2013)

En la 5ta conferencia internacional de las propiedades del vapor en London año 1956, la energía interna específica y la entropía específica en el punto de líquido saturado en el punto triple es (IAPWS , 2007)

$$u'_t = 0 \quad (4)$$

$$s'_t = 0 \quad (5)$$

Y además para dar valides a esta condición, la temperatura y la presión en el punto triple (IAPWS , 2007)

$$T'_t = 273.15 \text{ K} \quad (6)$$

$$p'_t = 611.657 \text{ Pa} \quad (7)$$

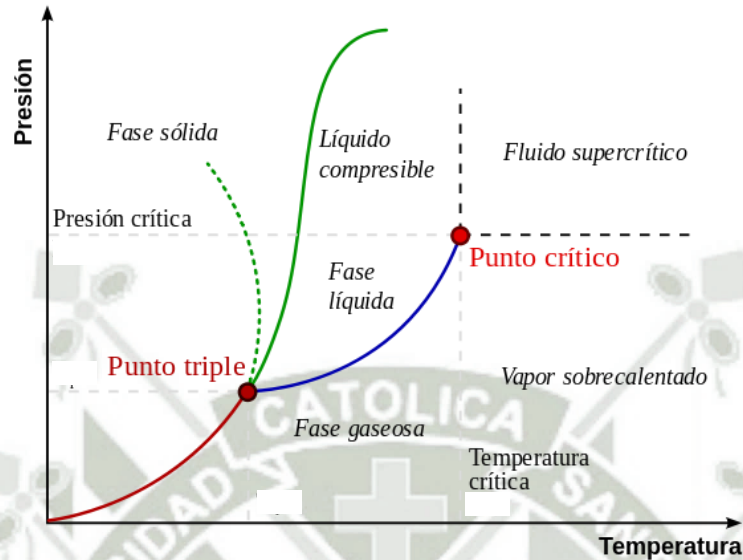


Figura 4: Diagrama P-T y punto triple

2.3 IAPWS-IF97

International Association for the properties of Water and Steam (IAPWS), es una asociación internacional sin fines de lucro compuesta por organizaciones nacionales interesadas en las propiedades del agua y el vapor, particularmente propiedades termodinámicas y otros aspectos como altas temperaturas de vapor, agua y mezclas que son relevantes para un ciclo termodinámico de potencia y otras aplicaciones industriales. (Wikipedia, 2013)

“A partir del año 1929 es que las conferencias tuvieron como objetivo preparar tablas aceptadas internacionalmente de datos termodinámicos. Entre los años 1929 y 1964 existieron 6 conferencias, centradas exclusivamente en las propiedades del vapor y del

agua; es en este periodo en el que fue difícil determinar los valores, primordialmente porque estos estaban limitados por la exactitud, consistencia y cobertura.

La exigencia era debido a que los avances en la construcción de materiales permitían que los fabricantes puedan producir calderos y turbinas a altas presiones y temperaturas, con el objetivo de obtener elevadas eficiencias.

Es así que surge la idea de crear tablas esqueleto, es decir tablas termodinámicas usadas internacionalmente, creadas a partir de las pruebas de laboratorio en puntos determinados para crear una malla de datos interpolando y extrapolar los puntos

Después del surgimiento de las tablas esqueleto, en el desarrollo de la computadora, los ingenieros y científicos desarrollaron ecuaciones que encajarían con precisión con los datos de las tablas esqueleto. El uso de estas fórmulas, desarrollado por un grupo de investigadores, fueron establecidas por las conferencias internacionales, publicando el IFC67 (Formulation For Industrial Use 1967), su trabajo produjo un grupo de fórmulas matemáticas para cada rango de presión y temperatura que fue utilizado por 3 décadas.

En 1968 es que IAPS Asociación internacional de propiedades del vapor fue cambiado por IAPWS asociación internacional de propiedades del agua y vapor), con el fin de que se diera investigación a los estados del agua.

Es entonces que a lo largo de la historia se desarrollaron dos proyectos importantes, el primero fue el reemplazo de la formulación de ecuaciones para uso industrial IFC 1967 por la IAPW97 para uso industrial, desarrollando mejor la exactitud y la velocidad de cálculo por computador; lo segundo fue IAPWS95 formulación de propiedades

termodinámicas para uso científico en donde las exigencias de exactitud para el estudio son mucho más importantes.

La publicación de 1984 IAPS reemplazo la publicada en 1968, consecuentemente las tablas termodinámicas de 1968 fueron reemplazadas también por el mismo año” (Kretzschmar & Knobloch, 2004)

Como ya se describió anteriormente, la IAPWS es una asociación sin fines de lucro encargada de la investigación de las propiedades del vapor y del agua. La cual en el año 1997 estableció formulaciones capaces de proporcionar resultados muy exactos de las propiedades termodinámicas mediante el uso de un computador, corrigiendo y mejorando la publicación de 1967 llamada IFC-67.

Estas formulaciones dadas en 1997, consisten en ecuaciones representadas para diferentes regiones cubriendo el siguiente rango:

$$0\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T \leq 800\text{ }^{\circ}\text{C}, p \leq 1000\text{ bar (100 Mpa)}$$

$$800\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T \leq 2000\text{ }^{\circ}\text{C}, p \leq 500\text{ bar (50 Mpa)}$$

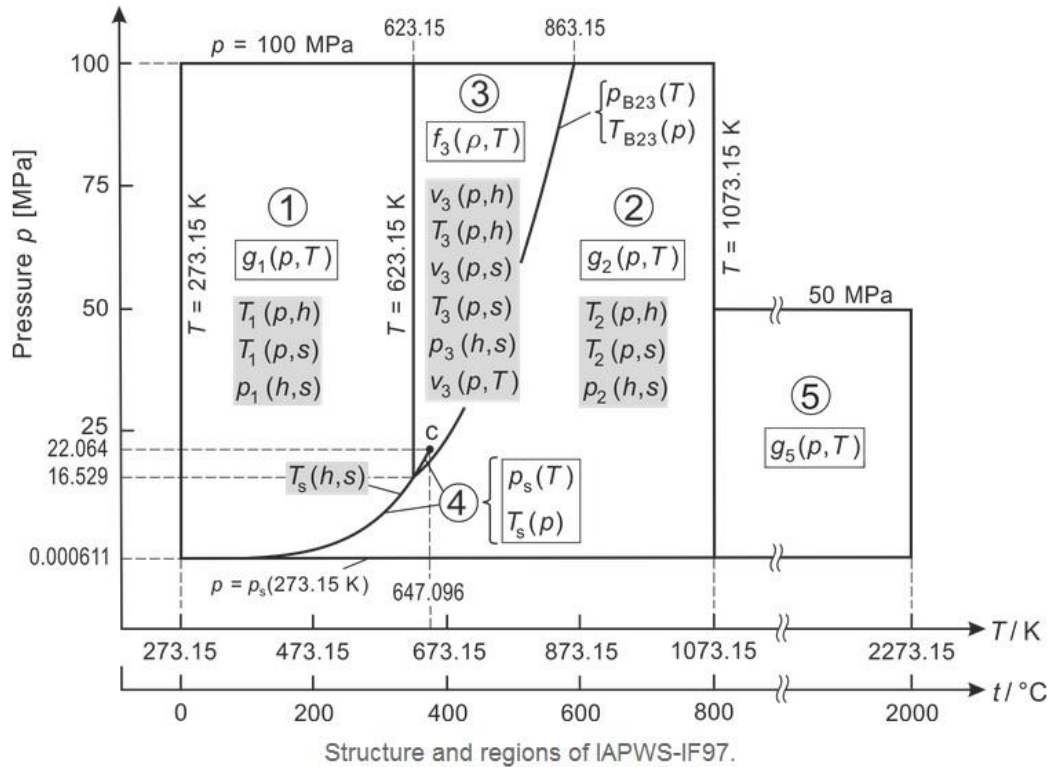


Figura 5: IAPWS-IF97, cinco regiones que abarcan las ecuaciones básicas, Diagrama P-T

Las formulaciones están divididas en 5 regiones como se ve en la figura 5, cada región es determinada por las ecuaciones básicas descritas en cada recuadro blanco. (IAPWS, 2015)

A continuación se describe las ecuaciones básicas para cada región de una forma general. Sin embargo, dentro de cada región existen ecuaciones de respaldo que simplifican las iteraciones que se deberían hacer para encontrar propiedades que no estén en función de presión y temperatura para las regiones 1, 2, y 5; volumen específico y temperatura para la región 3. Es así que se utilizan las ecuaciones de respaldo mostradas en los recuadros grises de la figura 5. Estas se encuentran detalladas en las diferentes publicaciones suplementarias de las ecuaciones publicadas de la IAPWS-IF97 mostradas en la siguiente tabla 1. (Kretschmar & Knobloch, 2004)

Publicación Suplementaria	Ecuaciones	Año de publicación
IAPWS-IF97-S01 Supplementary release on Backward Equations for Pressure as a Function of Enthalpy and Entropy $p(h,s)$ to the Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.	$p_1(h,s)$ $p_2(h,s)$	Adopted 2001
IAPWS-IF97-S03 Supplementary release on Backward Equations for the functions $T(p,h)$, $v(p,h)$ and $T(p,s)$, $v(p,s)$ for region 3 of the Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.	$T_3, v_3(p,h)$ $T_3, v_3(p,s)$	Adopted in 2003
IAPWS-IF97-S03rev (Replacement of IAPWS-IF97-s03rev) Revised Supplementary release on Backward Equations for the functions $T(p,h)$, $v(p,h)$ and $T(p,s)$, $v(p,s)$ for region 3 of the Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.	$T_3, v_3(p,h)$ $T_3, v_3(p,s)$ $p_{3sat}(h)$ $p_{3sat}(s)$	Adopted in 2004
IAPWS-IF97-S04 Supplementary release on Backward Equations $p(h,s)$ for region3, Equations and functions of h and s for the region Boundaries, and an Equation $T_{sat}(h,s)$ for region 4 of the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.	$p_3(h,s)$ $T_{sat}(h,s)$ $h'(s), h''(s)$ $h_{B13}(s)$ $T_{B23}(h,s)$	Adopted in 2004
Supplementary release on Backward Equations for the specific volume as a Function of Pressure and Temperature $v(p,T)$ for the region 3 of the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.	$v_3(p,T)$	Evaluated, to be adopted in 2005

Tabla 1: Resumen de las publicaciones de la IAPWS, (Kretzschmar & Knobloch, 2004)

2.3.1 DESCRIPCIÓN DE LAS ECUACIONES BÁSICAS PARA CADA REGIÓN

- **REGIÓN 1:** Cubierta por la ecuación libre energía Gibbs

Esta ecuación se puede expresar de forma adimensional:

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1.222)^{J_i} \quad (8)$$

Dónde:

Los coeficientes n_i , J_i y I_i se encuentran listados en la publicación [(IAPWS , 2007)], Como ejemplo se muestra un resumen en el anexo (A) la publicación para la región 1 y la relación de la ecuación de Gibbs y las demás propiedades termodinámicas, así como los coeficientes mencionados.

Todas las propiedades termodinámicas se pueden derivar de la ecuación básica. Las relaciones de las propiedades termodinámicas y la ecuación de Gibbs se encuentran detalladas en la publicación mencionada.

$$\pi = \frac{p}{p^*} \quad (9)$$

$$\tau = \frac{T^*}{T} \quad (10)$$

$$R = \text{constante específica del gas, de uso ordinario en el agua} = 0.461526 \frac{kJ}{Kg K}$$

$$p^* = 16.53 \text{ MPA}$$

$$T^* = 1386 \text{ K}$$

Rango de validación de la región 1:

$$273.15 \text{ K} \leq T \leq 623.15 \text{ K}$$

$$p_s(T) \leq p \leq 100 \text{ MPa.}$$

Además de la ecuación de libre energía de Gibbs para la región 1, existen dos ecuaciones de respaldo que hacen más sencillo el proceso para adquirir los resultados,

siendo los recuadros pintados de color gris, en los que los valores de entrada ya dejan de ser la temperatura y la presión como se ve en la figura 5.

- **REGIÓN 2: Cubierta por la ecuación libre energía Gibbs**

La ecuación básica para esta región es una ecuación fundamental de libre energía de Gibbs (g). Representada de manera adimensional y separada en dos partes, la parte ideal del gas (γ°) y la parte residual (γ^r)

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^\circ(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (11)$$

$$\gamma^\circ = \ln(\pi) + \sum_{i=1}^9 n_i \tau^{J_i} \quad (12)$$

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{L_i} (\tau - 0.5)^{J_i} \quad (13)$$

$$p^* = 1 \text{ MPA}$$

$$T^* = 540 \text{ K}$$

Los coeficientes n_i , J_i y L_i se encuentran listados en la publicaciones respectivas a la IAPWS

Rango de validación de la región 2:

$$273.15 \text{ K} \leq T \leq 623.15 \text{ K} \quad 0 \leq p \leq p_s(T)_{Eq(18)} \text{ MPa}$$

$$623.15 \text{ K} \leq T \leq 863.15 \text{ K} \quad 0 \leq p \leq p(T)_{Eq(18)} \text{ MPa.}$$

$$863.15 \text{ K} \leq T \leq 1073.15 \text{ K} \quad 0 \leq p \leq 100 \text{ MPa.}$$

REGIÓN 3: por la ecuación fundamental libre de energía específica Helmholtz

Definida por la ecuación básica para la región 3:

$$\frac{f(p, T)}{RT} = \phi(\delta, \tau) = n_1 \ln(\delta) + \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{l_i} \tau^{J_i} \quad (14)$$

$$\delta = \frac{p}{p^*} \quad (15)$$

$$\tau = \frac{T^*}{T} \quad (16)$$

$$R = 0.461526 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg K}}$$

$$p^* = p_c$$

$$T^* = T_c$$

Los coeficientes n_i , J_i y l_i se encuentran listados en la publicación mencionada IAPWS

REGIÓN 4: Corresponde a la curva de saturación, determinado por la ecuación de presión.

La ecuación que describe la línea de saturación presión y temperatura, es una ecuación cuadrática que puede ser directamente resuelta para los dos casos, y se lee de la siguiente manera:

$$\beta^2 \vartheta^2 + n_1 \beta^2 \vartheta + n_2 \beta^2 + n_3 \beta \vartheta^2 + n_4 \beta \vartheta + n_5 \beta + n_6 \vartheta^2 + n_7 \vartheta + n_8 = 0 \quad (17)$$

Dónde:

$$\beta = \left(\frac{p_s}{p^*} \right)^{1/4} \quad (18)$$

Y:

$$\vartheta = \frac{T_s}{T^*} + \frac{n_9}{\left(\frac{T_s}{T^*}\right) - n_{10}} \quad (19)$$

Donde los valores de $p^* = 1 \text{ MPa}$ y $T^* = 1 \text{ K}$, los coeficientes n_9 y n_{10} se encuentran listados en las publicaciones IAPWS mencionadas

La solución que considera la curva de saturación para determinar los valores de presión:

$$\frac{p_s}{p^*} = \left[\frac{2C}{-B + (B^2 - 4AC)} \right] \quad (20)$$

Dónde:

$$A = \vartheta^2 + n_1\vartheta + n_2 \quad (21)$$

$$B = n_3\vartheta^2 + n_4\vartheta + n_5 \quad (22)$$

$$C = n_6\vartheta^2 + n_7\vartheta + n_8 \quad (23)$$

Los coeficientes n_i se encuentran listados en las publicaciones mencionadas

Rango de validación de la curva 4:

$$273.15 \text{ K} \leq T \leq 647.096 \text{ K}$$

$$611.213 \text{ Pa} \leq p \leq 22.064 \text{ MPa}$$

- **REGIÓN 5: cubierta por la ecuación libre de energía Gibbs**

La ecuación básica para la región de alta temperatura proviene de la ecuación fundamental de libre energía de Gibbs (g). Esta ecuación es expresada de forma adimensional, $\gamma = g/RT$, y es separada en 2 partes, la parte ideal del gas (γ°) y la parte residual (γ^r).

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^\circ(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (24)$$

$$\gamma^\circ = \ln(\pi) + \sum_{i=1}^6 n_i^\circ \tau^{J_i} \quad (25)$$

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^6 n_i \pi^{I_i} \tau^{J_i} \dots \dots (27) \quad (26)$$

$$\pi = \frac{p}{p^*} \quad (27)$$

$$\tau = \frac{T^*}{T} \quad (28)$$

$$R = 0.461526 \frac{kJ}{Kg K}$$

$$p^* = 1 \text{ Mpa}$$

$$T^* = 1000 \text{ K}$$

Rango de validación de la región 5:

$$1073.15 \text{ K} \leq T \leq 2273.15 \text{ K}$$

$$0 \leq p \leq 50 \text{ Mpa}$$

Los coeficientes n_i , J_i y I_i se encuentran listados en la publicación mencionados de la IAPWS

• **ENTRE REGIÓN 2 Y 3: ECUACIÓN AUXILIAR B23**

Los límites de las regiones 2 y 3 son definidas por una fórmula o ecuación cuadrática de presión y temperatura, llamada B23:

$$\pi = n_1 + n_2 + n_3 \theta^2 \quad (29)$$

$$\pi = \frac{p}{p^*}$$

$$\tau = \frac{T^*}{T}$$

$$p^* = 1 \text{ Mpa}$$

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

Los coeficientes n_i se encuentran listados en la publicación IAPWS mencionadas

Los límites para cada región se pueden determinar de acuerdo a la figura 5, excepto para la curva que separa las regiones 2 y 3, que es aproximadamente una curva isotrópica entre los valores:

$$s = 5.047 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

y

$$s = 5.261 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

Respecto a las principales propiedades como volumen específico (v), entalpía específica (h), capacidad calorífica isobárica (C_p), velocidad del sonido (w), presión de saturación ($psat$), todas estas propiedades fueron desarrolladas por las ecuaciones básicas y fueron representadas en la formulación de 1995 “IAPWS-95 Formulation 1995 for thermodynamic Properties of Ordinary Water substance for General and Scientific Use (IAPWS, 1995)

2.3.2 ECUACIONES DE RESPALDO Y LÍMITES ENTRE REGIONES Y SUBREGIONES

Sin el desarrollo de estas ecuaciones de respaldo y límites, las dependencias son mayores y se tiene que calcular iterativamente de una ecuación fundamental. Esto significa que las iteraciones son necesarias en el proceso de modelación. Sin embargo por el desarrollo de nuevas ecuaciones de respaldo creadas por la IRS

(Industrial Requirements and Solutions) y la TPWS (Thermophysical Properties of Water and Steam) es posible el cálculo directo y el tiempo computacional para el cálculo se realiza mucho más rápido, cuidando que los límites establecidos por la IAPWS de consistencia numérica no se superen.

Después de las ecuaciones básicas, mencionadas en el capítulo anterior, es que surgen como suplemento de esta formulación IAPWS-IF97 las ecuaciones de respaldo $p(h, s)$ para la región líquido 1 y región 2 de vapor adoptadas en el año 2001. En el Año 2003 se reveló que las ecuaciones de respaldo en la región crítica y supercrítica eran necesarias para el modelamiento, desarrollándose las ecuaciones $T(p, h)$, $v(p, h)$, $T(p, s)$ y $v(p, s)$ para la región 3.

Para el cálculo de turbinas a vapor, una ecuación de respaldo de temperatura de saturación en función de la entropía o entalpia en la zona más importante (región 4), se desarrolló una ecuación de respaldo que cumpliera con estos requisitos.

Además se desarrollaron ecuaciones de respaldo que establecían los límites de cada región, es así que para cada región se puede calcular ingresando pares de propiedades como (p, T) , (p, h) , (p, s) y (h, s) . Excepto para la región 5.

En la figura 6, se muestra con subíndices y superíndices, a las regiones (ejemplo región 1) y las ecuaciones de respaldo (ejemplo: 01 – correspondiente al año 2001) respectivamente.

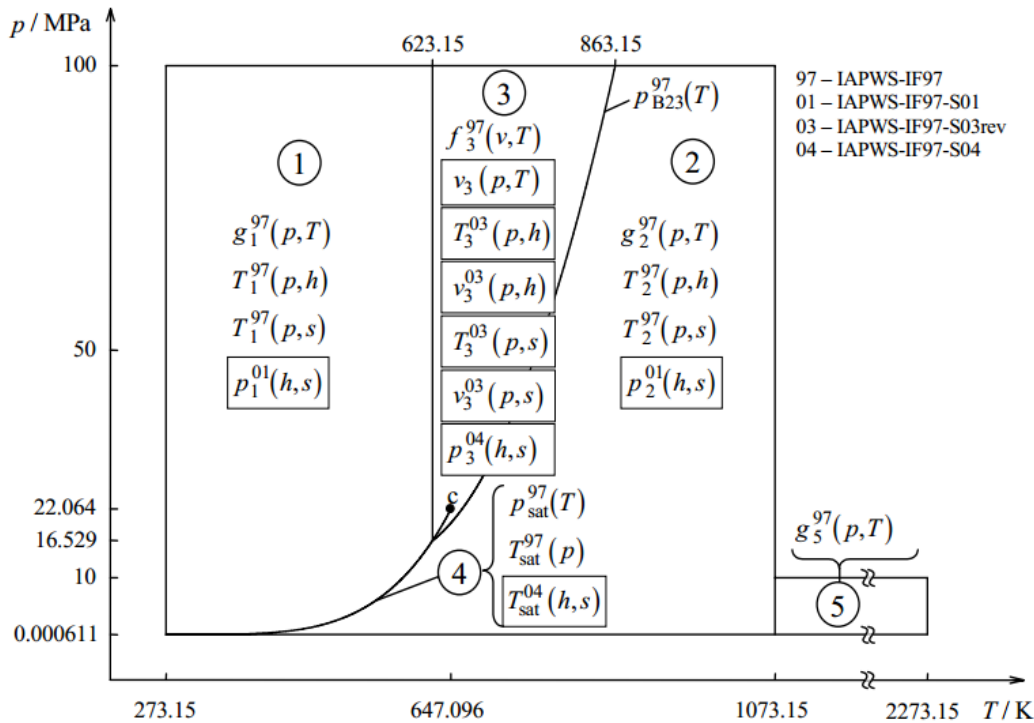


Figura 6: Diagrama P-T con las regiones y ecuaciones de la IAPWS - IF97, y las ecuaciones de respaldo suplementarias.

2.3.2.1 CONSISTENCIA NUMÉRICA DE LAS ECUACIONES DE RESPALDO

Las tolerancias máximas permitidas para las diferentes propiedades se encuentran establecidas por la IAPWS, es así que para la temperatura $\Delta T / tol$ debe de ser menor de $25mK$ para entropías menores de $5.85 kJ/kgK$ (regiones 1, subregiones 3a, 3b y 2c), y para entropías mayores el valor $\Delta T / tol$ debe de ser menor de $10mK$ (Subregiones 2a y 2b).

Las tolerancias permisivas para el volumen específico se encuentran especificadas por una diferencia relativa $\left[\frac{\Delta v}{v} \right]_{tol}$ para las subregiones 3a y 3b, siendo el valor máximo de 0.01%.

De la misma forma, existen tolerancias permitidas para lo que es la presión, siendo para presiones menores $p < 2.5 \text{ Mpa}$ una tolerancia $\left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{tol} < 0.6 \%$ y para $p \geq 2.5 \text{ Mpa}$ una tolerancia $\left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{tol} < 0.55 \%$.

Las tolerancias que resultan por cada ecuación de respaldo se encuentran en el anexo (B)

2.4 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA PARA UN VOLUMEN DE CONTROL

Un volumen de control es un volumen definido en el espacio en el que interesa efectuar un estudio o análisis en particular. Una Superficie de volumen de control se le llama a una superficie cerrada.

El principio de conservación de la masa para un volumen de control se puede expresar como:

$$m_{entrada} - m_{salida} = \frac{dm_{vc}}{dt} \left(\frac{kg}{s}\right) \quad (30)$$

Donde la masa de entrada y de salida son los flujos másicos hacia adentro y hacia afuera del volumen de control respectivamente, y la rapidez de cambio de masa respecto al tiempo dentro de las fronteras del volumen de control.

2.4.1 PROCESO DE FLUJO Y ESTADO ESTABLE (FEES)

Durante un proceso de flujo estacionario, la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control no cambia durante el tiempo es decir $m_{vc} =$

constante, por lo tanto bajo el principio de conservación de la masa requiere que al entrar una cantidad total de masa en un volumen de control sea igual a la cantidad que sale de ella.

En un proceso de estado estacionario, interesa en el estudio de la cantidad de masa que fluye por unidad de tiempo, es decir el flujo másico \dot{m} . Este principio se demuestra en la siguiente figura7:

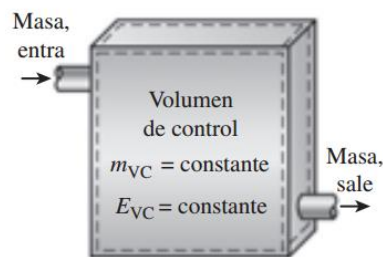


Figura 7: Esquema de VC flujo estacionario, el contenido de masa permanece constante y energía dentro del volumen de control, (Cengel & Boles, 2012)

“Un gran número de dispositivos de ingeniería como turbinas, compresores y toberas funcionan durante largos periodos de tiempo bajo las mismas condiciones una vez completado el periodo de inicio transitorio y establecida las operaciones estacionarias, por lo tanto son clasificados como dispositivos de flujo estacionario”. (Cengel & Boles, 2012)

En un flujo estacionario (es decir que no presenta ningún cambio en el tiempo) ninguna propiedad intensiva y extensiva dentro del volumen de control cambia con el tiempo. Es decir el Volumen, la masa y el contenido de energía E_{cv} permanece constante, además como se mencionó anteriormente la masa total que entra al volumen de control es igual a la de salida.

Esto no quiere decir que las propiedades que ingresen y salgan sean las mismas, estas pueden ser distintas. Las iteraciones de calor o trabajo entre un sistema y sus alrededores no cambian con el tiempo, por lo tanto la potencia entre el sistema y la transferencia de calor hacia o desde el sistema permanece constante durante un proceso de flujo estacionario.

En resumen:

- El volumen de control permanece fijo con relación a un sistema de coordenadas
- El estado de la masa en cada punto en el volumen de control no varía con el tiempo
- Las propiedades de la sustancia que ingresa o sale del volumen deben ser constantes
- Las masas que cruzan la superficie de control deben hacerlo a un régimen constante y en todo momento la masa que ingresa debe ser igual a la que sale, por lo tanto la masa dentro del volumen de control es constante
- Los flujos de energía a través de la SC (Calor y trabajo) deben ser constantes con el tiempo.

Durante un proceso de flujo estacionario, la energía total del volumen de control permanece también constante como hemos mencionado y por lo tanto el cambio de energía total del volumen de control es cero. En consecuencia la cantidad de energía de entrada a un volumen de control debe ser igual a la cantidad de energía de salida.

$$\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} = \frac{dE_{sistema}}{dt} = 0 \quad (31)$$

En la ecuación 31 el cambio de energía dentro del sistema es cero. El balance de energía se puede escribir de manera explícita de la siguiente forma:

$$Q_{entrada} + \dot{W}_{entrada} + \sum \dot{m}_{entrada} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = A \quad (32)$$

Y

$$Q_{salida} + \dot{W}_{salida} + \sum \dot{m}_{salida} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = A \quad (33)$$

Los dispositivos en su mayoría operan bajo las mismas condiciones en periodos muy largos. Como por ejemplo en una central termoeléctrica en la que se tienen componentes: Turbinas, compresores, intercambiadores de calor y bombas.

2.4.2 TURBINAS Y COMPRESORES (FEES)

En las hidroeléctricas el dispositivo que impulsa al generador eléctrico es la turbina. En el caso de las turbinas de gas o vapor, el fluido que pasa a través de los alabes fijos y eje giratorio; resultando que el dispositivo produzca trabajo que puede usarse para algún fin específico como es el de generar electricidad.

Al igual que las bombas y ventiladores, los compresores son dispositivos que utilizados para incrementar la presión de un fluido. Por lo tanto a estos el trabajo que se suministra se realiza mediante una fuente externa a través de un eje giratorio, por lo tanto cualquier compresor requiere de una entrada de trabajo.

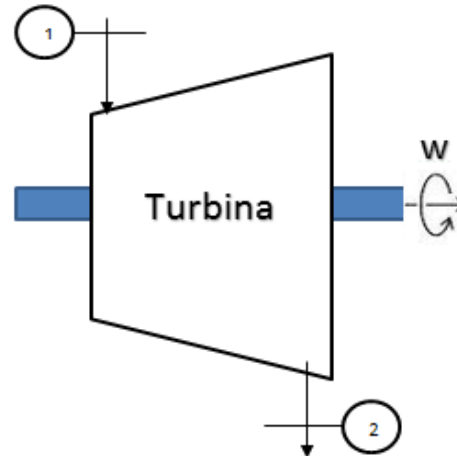


Figura 8: Modelo Turbina Fees, elaboración propia

En la figura 8 se observa la entrada y salida del vapor (1, 2) respectivamente, aplicando FEES para este sistema:

En general para una turbina se puede considerar que el cambio de energía cinética es muy pequeño en comparación con el cambio de entalpía, por lo tanto no se toma en cuenta.

Simplificando la ecuación 32-33, se tiene que:

$$\dot{W}_{salida} = \sum \dot{m}_{entrada} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum \dot{m}_{salida} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (34)$$

$$\dot{W}_{salida} = \sum \dot{m}_{entrada} (h) - \sum \dot{m}_{salida} (h) \quad (35)$$

2.4.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR CERRADOS (FEES)

Como su nombre lo indica son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclarse. Un fluido corre por un tubo interno mientras el otro lo hace en el espacio anular entre cada tubo interno. El calor se

transfiere del fluido caliente al frío a través de la pared que los separa. El principio de conservación de masa para un intercambiador de calor que opera de forma estacionaria requiere de la suma de los flujos másicos de entrada y de salida.

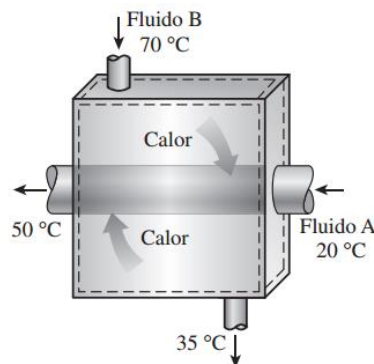


Figura 9: Modelo Intercambiador de Calor FEES, (Cengel & Boles, 2012)

Los intercambiadores de calor no tienen que ver o se relacionan con trabajo ($w=0$), y cualquier cambio de energía cinética y potencial son despreciables o insignificantes para cada corriente de fluido. Por lo tanto la ecuación .32-33 se reduce a lo siguiente:

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} (h) = \sum \dot{m}_{\text{salida}} (h) \quad (36)$$

La temperatura de salida en un calentador cerrado idealmente es la misma temperatura de saturación a la presión de cada extracción, es decir una diferencia terminal de temperatura igual a 0. Sin embargo en realidad el valor es menor, debido a que se requiere que existe una transferencia de calor efectiva.

2.4.4 VÁLVULAS DE ESTRANGULAMIENTO (FEES)

Los dispositivos de flujo estable como toberas y turbinas son capaces de producir un efecto útil como trabajo o disminución de energía cinética a consecuencia de una disminución de la presión. Existen circunstancias que se desea esa disminución de presión pero sin provocar otros efectos como trabajo o cambios apreciables de energía potencial y cinética.

Una válvula de estrangulamiento produce una caída de presión importante en un fluido al ser un dispositivo de restricción. Esto sucede al disminuir el área de la sección transversal para el flujo, se introduce una mayor resistencia al flujo para un gasto másico dado aumentará la resistencia al flujo original y por consiguiente aumentando la presión.

Al realizar un estrangulamiento, la magnitud de aumento o disminución de temperatura se rige por una propiedad llamada coeficiente de Joule Thomson.

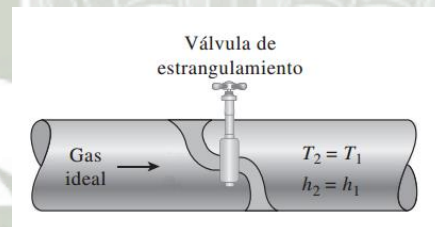


Figura 10: Modelo Válvula de estrangulamiento FEES, (Cengel & Boles, 2012)

Como son dispositivos pequeños se puede suponer que el flujo por ellos es adiabático ($q=0$), ($w=0$). Y aun cuando la velocidad de salida sea considerablemente mayor que la velocidad de entrada en muchos casos este incremento de energía es insignificante. Por lo tanto la ecuación 32-33 se reduce a lo siguiente:

$$h_{entrada} = h_{salida} \quad (37)$$

2.5 CICLO DE POTENCIA DE VAPOR

La constante demanda de obtener eficiencias más altas produce modificaciones en los ciclos de potencia. El agua es el fluido más común con el que se trabaja en un ciclo de potencia de vapor debido a sus muchas y atractivas características, como bajo costo, disponibilidad y alta entalpía de evaporación.

El ciclo de vapor de Carnot es el más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites de temperatura. Sin embargo no es un caso práctico, es un caso ideal. Se muestra en la figura 11 el ciclo de Carnot para vapor:

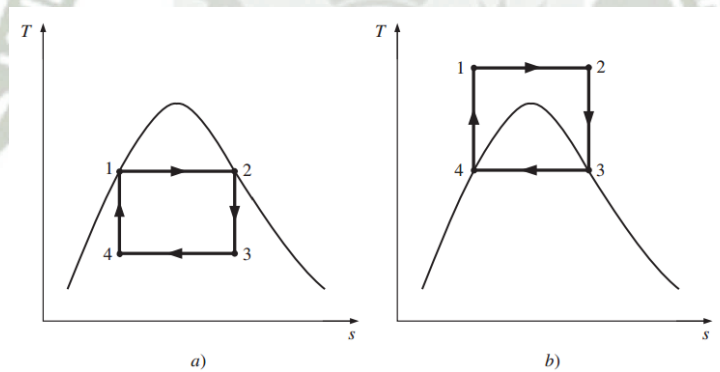


Figura 11: Diagrama T-S Ciclos de Carnot, (Cengel & Boles, 2012)

2.5.1 CICLO RANKINE IDEAL

Existen muchos aspectos imprácticos que están asociados con el ciclo de Carnot. El vapor sobrecalentado en la caldera y un condensado completo en el condensador constituyen básicamente un ciclo Rankine, el cual es un ciclo ideal en las centrales térmicas de vapor.

Está compuesto de los siguientes cuatro procesos, mostrándose en la figura 12:

- 1-2 Compresión isoentrópica en una bomba
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
- 3-4 Expansión isoentrópica constante en una caldera
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

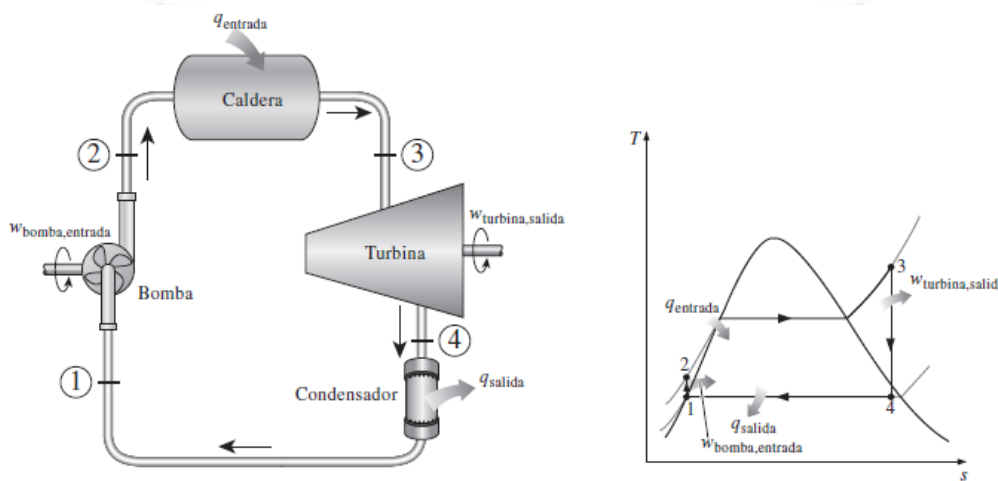


Figura 12: Ciclo Rankine ideal simple, (Cengel & Boles, 2012)

La eficiencia del ciclo Rankine se puede mejorar (Cengel & Boles, 2012):

- Reducción de la presión del condensador: Una presión menor en el condensador reduce la temperatura del vapor, y por lo tanto la temperatura a la cual es calor es rechazado.
- Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas: La temperatura a la cual el calor es transferido puede aumentarse sin incrementar la presión. Presentando la ventaja de aumentar la eficiencia y disminuye el contenido de humedad del vapor.
- Incremento de la presión de la caldera: Una manera de aumentar la temperatura es aumentar la presión de la caldera. Esto aumenta la eficiencia

del ciclo, y se reparte en calderas que funcionan a presiones debajo del punto crítico del agua y supercríticas.

Además de los tres puntos mencionados para elevar la eficiencia del ciclo, existen otros métodos para aumentar la eficiencia y disminuir la excesiva humedad: Ciclo Rankine Ideal con Recalentamiento y Ciclo Rankine ideal Regenerativo.

2.5.2 CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO

Un aumento de presión de la caldera aumenta la eficiencia térmica, pero al incrementarla la humedad aumenta a niveles inaceptables. Entonces, se puede utilizar sobrecalentamiento mencionado anteriormente o recalentamiento.

Es un método muy común el usar recalentamiento para evitar la humedad excesiva en modernas centrales a vapor.

El diagrama T-s y el esquema de la central de vapor de la figura 13. Donde la turbina se divide en dos etapas pasando por la caldera y elevando la temperatura del vapor a una misma presión.

Esto además mejora la eficiencia del ciclo, debido al incremento de temperatura.

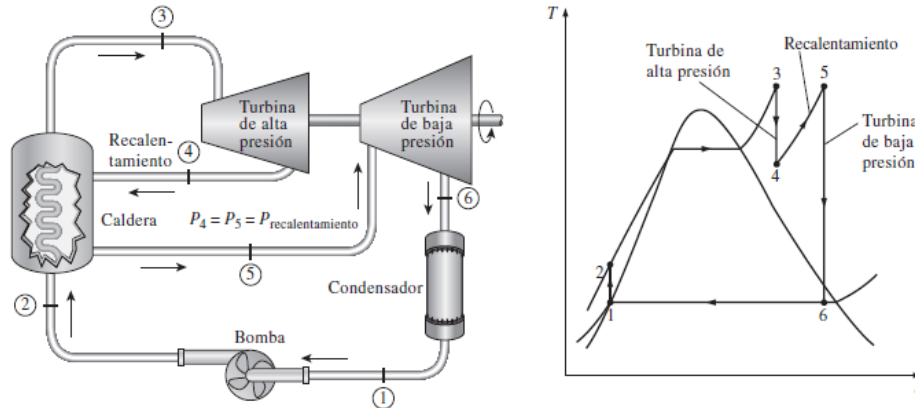


Figura 13: Ciclo Rankine ideal con calentamiento, (Cengel & Boles, 2012)

El uso de más de dos etapas de recalentamiento no es práctico. El mejoramiento teórico en la eficiencia debido a un solo recalentamiento es cercano a la mitad del mejoramiento debido a un solo recalentamiento.

La ganancia de eficiencia en la primera etapa de recalentamiento es promedio entre 4-5%, la segunda es casi la mitad y la tercera aún más, por lo que no justifica el costo y la complejidad adicional que se tiene que tener en cuenta.

Idealmente las temperaturas de calentamiento son muy cercanas o iguales a la temperatura de entrada de la turbina. Una presión de recalentamiento a un cuarto de la presión máxima del ciclo se considera la óptima.

2.5.3 CICLO RANKINE REGENERATIVO

En un diagrama T-s de un ciclo Rankine se observa en la figura 13, que el calor transferido en la etapa 2 a 2' son temperaturas bajas. Y esto reduce la temperatura promedio a la que se añade el calor y por consiguiente la eficiencia.

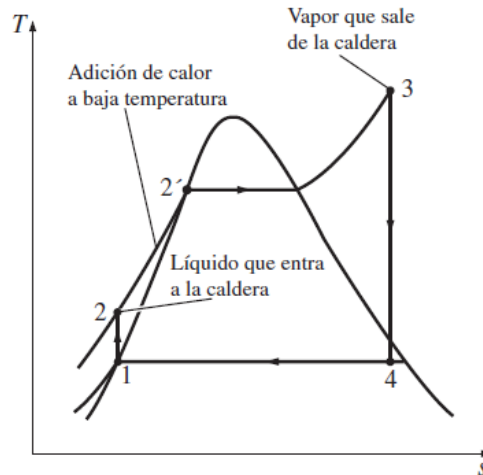


Figura 14: Adición de calor a temperaturas muy bajas, punto 2 a 2', (Cengel & Boles, 2012)

Para solucionar este defecto es posible calentar el agua de alimentación, este método de calentamiento se denomina calor regenerativo y el ciclo se denomina ciclo regenerativo.

Esto se logra extrayendo o drenando el vapor de la turbina en diversos puntos o etapas. En lugar que el vapor se utilice para generar trabajo, se utiliza entonces para calentar el agua de alimentación.

Este método mejora la eficiencia del ciclo, y también proporciona un medio conveniente para desairar el agua de alimentación. Así mismo ayuda a controlar el gran flujo volumétrico del vapor en las etapas finales de la turbina.

La configuración de calentamiento se compone de:

Para turbinas de capacidad media, no más de 3 calentadores; Turbinas de alta presión y alta capacidad, no más de 5 a 7 calentadores, y para turbinas de parámetros supercríticos de 8 a 9 calentadores. (Rajput, 2013)

La temperatura más ventajosa de calentamiento de condensado se selecciona dependiendo de las condiciones de estrangulación de la turbina y esto determina el número de calentadores. (Rajput, 2013)

La temperatura final de calentamiento de condensado se mantiene de 50 a 60 grados centígrados por debajo de vapor saturado de la caldera a fin de evitar la vaporización del agua en los conductos de alimentación.

El dispositivo para que el agua de alimentación se caliente es llamado regenerador o calentador de agua de alimentación (CAA), estos pueden ser mediante la mezcla de ambos flujos (Calentadores abiertos) o puede ser que ambos flujos no se mezclen (Calentadores cerrados).

Los calentadores abiertos son básicamente cámaras de mezclado en la que el vapor extraído de la turbina se mezcla con el agua de alimentación que sale de la bomba.

Calentadores cerrados son los más utilizados en las centrales de vapor, en el cual el calor se transfiere del vapor extraído sin que suceda una mezcla. En un calentador cerrado el agua de alimentación de forma ideal se calienta hasta la temperatura de salida de vapor extraído, que idealmente sale del calentador como líquido saturado a la presión de extracción. En la realidad la temperatura de salida es menor debido a que se requiere una diferencia de temperatura de al menos unos grados para conseguir una transferencia de calor efectiva.

La mayor parte de las centrales eléctricas utilizan la combinación de los calentadores abiertos y cerrados como se muestra en la figura 14

$$n_t = \frac{\text{Trabajo real de la turbina}}{\text{Trabajo ideal de la turbina}} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (38)$$

Los puntos 1, 2a y 2s se muestran en la siguiente figura 15:

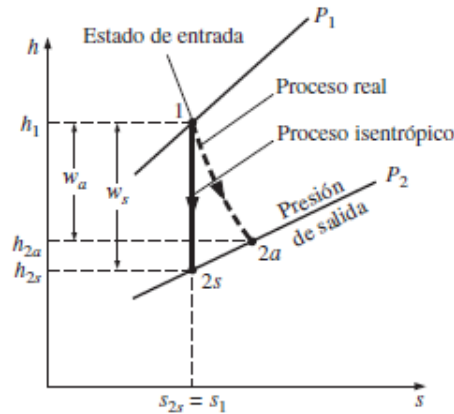


Figura 16: Eficiencia iso entrópica de una turbina, (Cengel & Boles, 2012)

2.7 MATLAB

Es una sofisticada herramienta de computación especializada en procesamiento numérico al igual que otros programas, sin embargo Matlab es de fácil elaboración de gráficos lo que hace ser un programa de distintas aplicaciones para las distintas áreas de conocimiento.

Muchas aplicaciones se agrupan en los llamados “Toolboxes” que reúnen aplicaciones de uso particular. Por ejemplo podemos encontrarlas para uso de finanzas, procesado de imágenes, métodos numéricos, etc.

La abreviatura de Matlab, es “Matrix Laboratory” (Laboratorio Matricial). La solución de problemas numéricos planteados de manera Matricial es la fortaleza de Matlab, al ser superior en cálculos matriciales.

Además Matlab ofrece una de sus poderosas funciones que es el lenguaje de programación que permite crear nuestros propios programas y funciones.

Cada programa creado en Matlab en el lenguaje de programación y un archivo con extensión –m.

2.7.1 INTERFASES GRÁFICAS

Una interfaz gráfica es un vínculo entre el usuario y una aplicación, el cual tiene menús, comandos y métodos de los cuales el usuario se comunica con el programa durante las operaciones que deben de realizar. (Joyanes Aguila, 2008)

El añadir una interfaz gráfica a una programación permite que sea mucho más fácil de usar. Son conocidas con el nombre en Inglés Graphical User Interface y se denominan GUI. Matlab nos permite realizar GUIs pero de una manera muy sencilla, utilizando una herramienta llamada GUIDE (GUI Development Environment), en la figura 17 se muestra el entorno de esta herramienta.

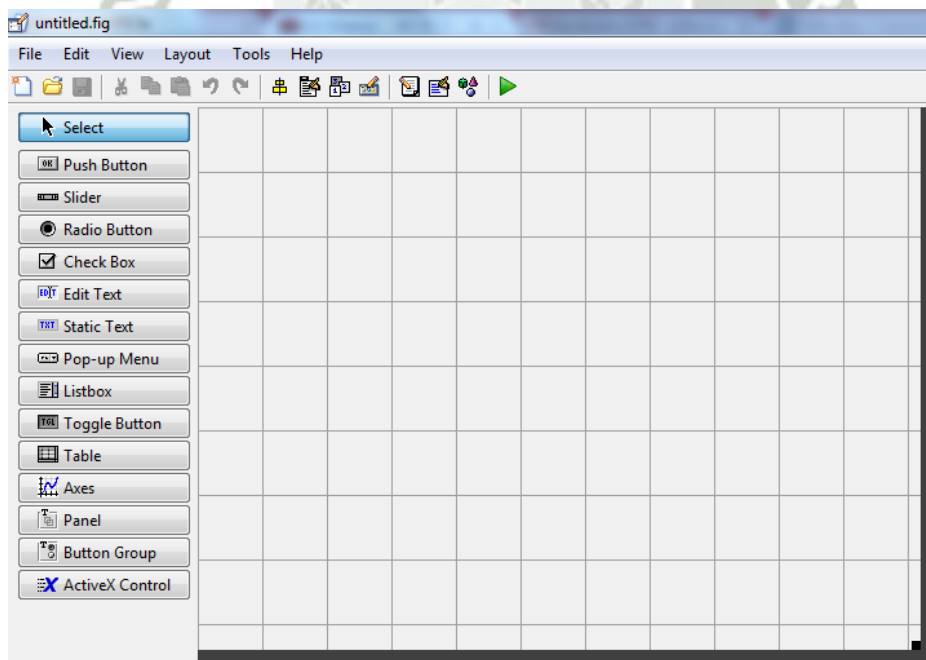


Figura 17: Entorno de Guide Matlab, (Báez López & Cevantes Villgómez, 2012)

2.8 MÉTODO P1-P2 MODELO ECONÓMICO PARA “n” CALENTADORES

La optimización de los calentadores de agua de alimentación es importante debido a que incrementan no solo la eficiencia sino también el costo inicial al mismo tiempo. Una evaluación termo económica que incluya los costos iniciales y de operación son necesarios por lo que el método P1-P2 que incluye estos costos y las ganancias en todo el tiempo de vida estimado de la planta. (Sait Sylemez, 2011)

Para un determinado número de calentadores se tiene la siguiente ecuación de ganancias en (\$):

$$S = ES - IC_{FH} - OC_{FH} \quad (\$) \quad (39)$$

Dónde:

$$S = \text{Ahorro neto del proyecto} (\$)$$

$$IC_{FH} = \text{Costo inicial de calentadores} (\$)$$

$$OC_{FH} = \text{Costos de operacion de los calentadores} (\$)$$

El ahorro total debido al incremento de los calentadores se define como ES :

$$ES = P_1(C_{el})(H)(W)(\Delta n_{th})(n) \quad (40)$$

Dónde:

$$P_1 = \text{Es el factor de la suma de ahorros en el primer año (PWF)}$$

$$C_{el} = \text{unidad de costo de energia producido por la turbina} \left(\frac{\$}{kW - hr} \right)$$

$$H = \text{horas al año de funcionamiento del sistema} \left(\frac{hr}{year} \right)$$

$$W = \text{Potencia generada por la turbina} (kW)$$

$$(\Delta n_{th})(n) = \text{incremento de eficiencia en funcion de el número de calentadores}$$

El costo inicial, es el costo por instalación y costo mismo de los calentadores y se define por:

$$IC_{FH} = P_2(C_{FH})(n) \quad (41)$$

Dónde:

$$C_{FH} = \text{Costo inicial por cada calentador} (\$)$$

$$P_2 = Ms(P_1) - R_v(1 + d)^{-N} \quad (42)$$

Dónde:

$$Ms = \text{Costo de mantenimiento y operación de los calentadores} (\$)$$

$$R_v = \text{Ratio de reventa del sistema sobre el costo original} (\$)$$

El costo de operación por otro lado por cada extracción de la turbina se define como:

$$OC_{FH} = (P1)(n)(C_{ase})(H)(W)(x)/n_{th} \quad (43)$$

Dónde:

$$x = \text{fraccion de vapor por calentador}$$

$$n_{th} = \text{eficiencia termica}$$

$$C_{ase} = \text{Costo promedio de energía de vapor} \left(\frac{\text{Centavos \$}}{\text{GJ}} \right)$$

Además el costo promedio de energía de vapor depende de la temperatura y del número de calentadores: (Stoecker, 1989)

$$C_{ase} = a + \frac{b(n+1)}{2} \quad (44)$$

$a = 5$ valor típico para diseño de calentadores (Temperatura)

$b = 8$ valor típico para diseño de calentadores (extracción)

En resumen la ecuación (39) se descompone de esta forma:

$$S = (P1)(C_{EL})(H)(W)(\Delta n_{th})(n) - (P2)(C_{FH})(n) - (P1)(n)(C_{ase})(H)(w)(x)/n_{th} \quad (45)$$

2.8.1 TASA DE DESCUENTO E INFLACIÓN

Es muy común en el análisis económico de sistemas solares el usar las ganancias de todo el ciclo de vida del equipo o sistema. Es decir incluir los costos futuros y presentes, esto se puede realizar realizando un descuento anticipado de los costos basado en el valor presente, que es simplemente que es lo que tengo que invertir hoy como buena alternativa para tener fondos disponibles en el futuro y asumir gastos anticipados. (Duffie & Beckman, 2013)

Por lo tanto el cálculo del costo de ciclo de vida requiere que todos los costos sean proyectados hacia futuro, y los resultados dependen mucho de las predicciones de estos costos futuros.

La razón es porque es por el valor del dinero en el tiempo no es el mismo. La relación para determinar el valor presente (Present Worth) de un dólar en el periodo N , usualmente años, en el futuro con la tasa de descuento d se determina:

$$PW = \frac{1}{(1 + d)^N} \quad (46)$$

Muchos costos recurrentes se asumen en la inflación (i) ajustados en un porcentaje de cada periodo. Por lo que un gasto de 1 dólar, cuando ocurre una inflación de 6%, al final de los 5 periodos será de 1.26 dólares. : Esto se define por la ecuación:

$$C_N = A (1 + i)^{N-1} \quad (47)$$

En resumen el valor presente entonces es:

$$PW = \frac{A (1 + i)^{N-1}}{(1 + d)^N} \quad (48)$$

La ecuación (48) describe que el valor presente depende de la inflación y de la tasa de descuento d para un único pago

La tasa de descuento o costo capital para la evaluación de un proyecto se determina por varios factores y puede ser calculado por el método WACC (costo promedio ponderado de capital) que depende de la tasa de impuestos aplicable a la compañía, la proporción de deuda o capital siendo utilizada en el proyecto y el costo de capital de la compañía

2.8.2 FACTOR VALOR PRESENTE

En las ecuaciones anteriores se definió el valor presente para un único pago futuro, si se requiere, como es el caso del método P1-P2, la suma de todos los pagos entonces será dada por la siguiente ecuación:

$$PWF(N, i, d) = \sum_{j=1}^N \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^j} = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{1}{d-i} \left[1 - \left(\frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] & \text{si } i \neq d \\ \frac{N}{i+1} & \text{si } i = d \end{array} \right\} \quad (49)$$



CAPÍTULO III DESARROLLO DE LA PROPUESTA

3.1 DISEÑO DEL SOFTWARE EN MATLAB

En el siguiente capítulo se desarrolla la propuesta siguiendo los pasos descritos:



Figura 18: Esquema paso a paso para el desarrollo de la propuesta, elaboración propia

El primer paso es tener una base de datos de vapor y agua que el programa pueda leer y generar resultados, siendo la mejor propuesta usar las formulaciones de la IAPWS programadas en Matlab, encontradas en la Web en forma de “Toolboxes”

Luego, Al tener una modelación del ciclo Rankine para “n” extracciones se podrá obtener los flujos máscicos para cada calentador de forma iterativa creando una matriz dinámica. Posterior a esto, se diseñará un algoritmo, es decir un lenguaje de programación sencillo para entender lo que debe hacer el programa que también se puede interpretar en un diagrama de flujo.

La codificación y la creación de la interfaz gráfica se desarrollan gracias a los pasos anteriores que definen como será el programa para poder ser codificado y presentado en una interfaz gráfica.

3.1 IMPLEMENTACIÓN DE LA BASE DE DATOS DE TABLAS DE VAPOR Y AGUA

3.1.2 SELECCIÓN DEL PROGRAMA PARA USO DE BASE DE DATOS

En la implementación de la base de datos de tablas de vapor y agua existen 2 programas (Toolboxes) diseñados y publicados en la página web de Matlab, capaces de determinar las propiedades termodinámicas del agua:

- “X Steam, Thermodynamic Properties of Water and Steam”, 30 Junio 2006, actualizado 01 de Agosto del 2007. Autor : Magnus Holmgren [Referencia anexo D]

- “IAPWS_IF97 Functional form with no slip”, 18 Marzo 2012 , actualizado Setiembre 2014 , Autor : Mark Mikofski [Referencia anexo D]

Por el año de publicación, el Segundo programa debería ser el más recomendable para ser usado, sin embargo este no presenta las ecuaciones necesarias para determinar directamente la entropía para cualquiera de las 5 regiones.

El primer programa en cambio sí tiene la característica de obtener la propiedad de entropía en cualquiera de las regiones y su lógica de programación es mucho más fácil de entender y evaluar, siendo los motivos principales para ser usado. En la figura 19-20 se muestra de que manera funciona a grandes rasgos para encontrar la entalpía en función de la presión y la temperatura.

La lógica de esta programación es la misma para los demás casos, es decir para encontrar cualquier propiedad en función de (h,s); (p,s) y (p,h). Estas propiedades y sus combinaciones se muestran en la figura 21, las letras coloreadas de color celeste son las importantes y que serán usadas en el programa.

Como se mencionó anteriormente y como se explica en el marco teórico existen 5 regiones de las cuales se corroboró si las ecuaciones están bien formuladas y si son correctas para cada región, la validación para cada región se describe en el capítulo 4.1 encontrando los siguientes errores para el segundo programa XSteam:

- Al ser publicado en el año 2006-2007 no cuenta con la actualización de la región 5 (50Mpa y 2273K)

- No cuenta con las ecuaciones de respaldo $v(p,t)$ en la región 3 para evitar realizar iteraciones como el programa lo hace , aumentando el tiempo de solución computacional.
- Los límites de la región 4 no son los correctos; Estos errores descritos fueron corregidos y están descritos en el siguiente apartado.



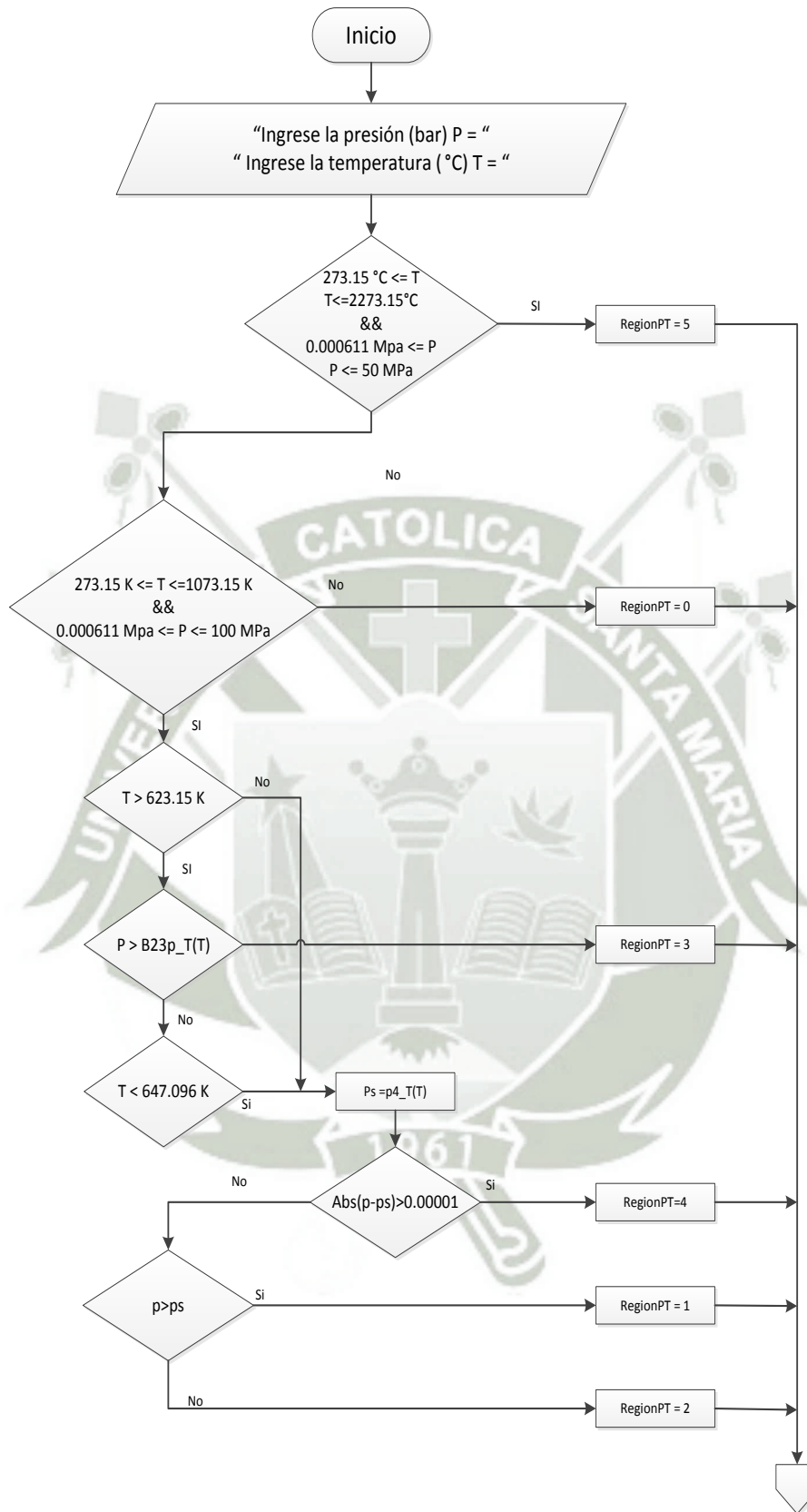


Figura 19: Diagrama de flujo funcionamiento programa "XSteam" caso h (P, T), elaboración propia

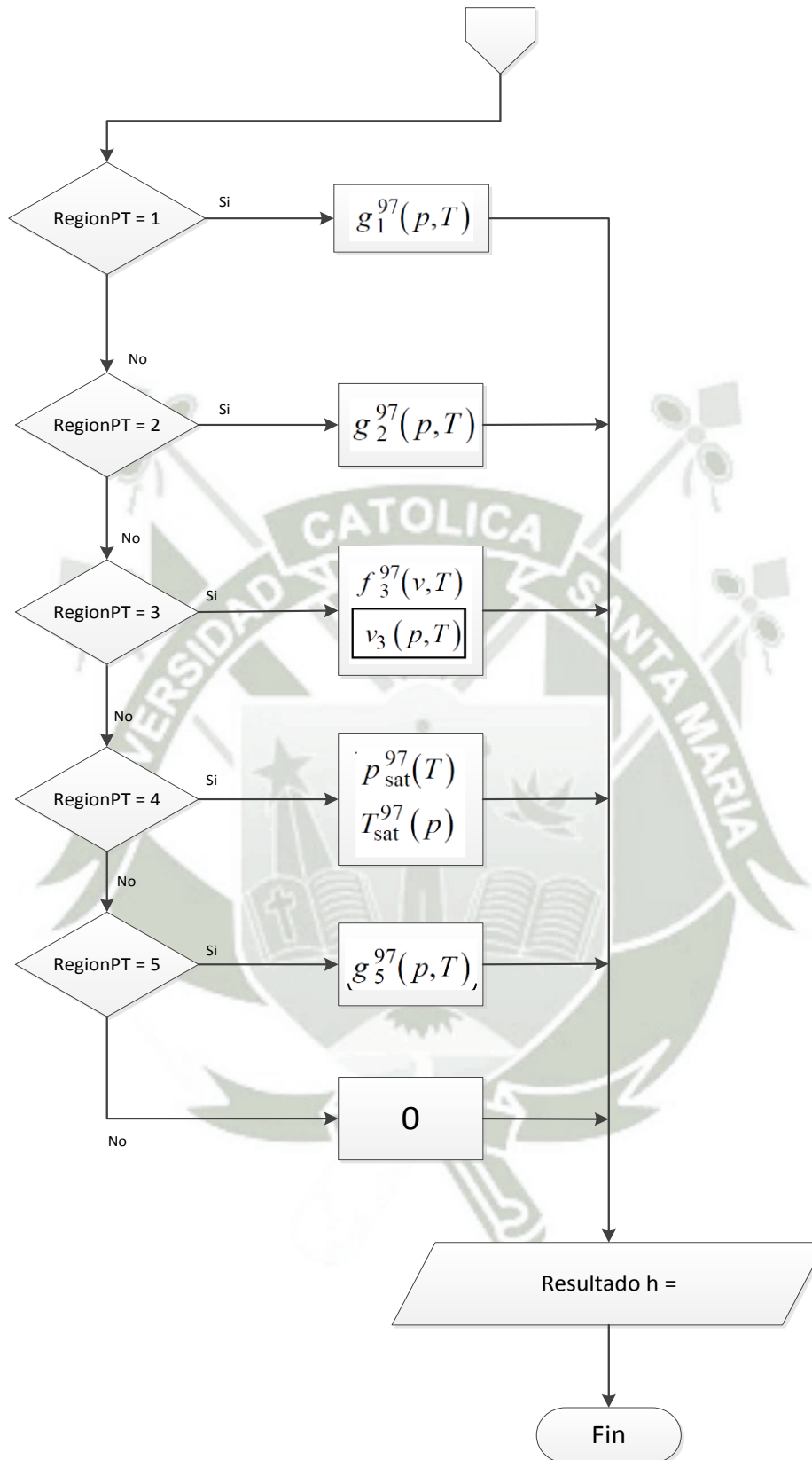


Figura 20: Diagrama de flujo del programa XSteam para el caso $h(P,T)$, elaboración propia

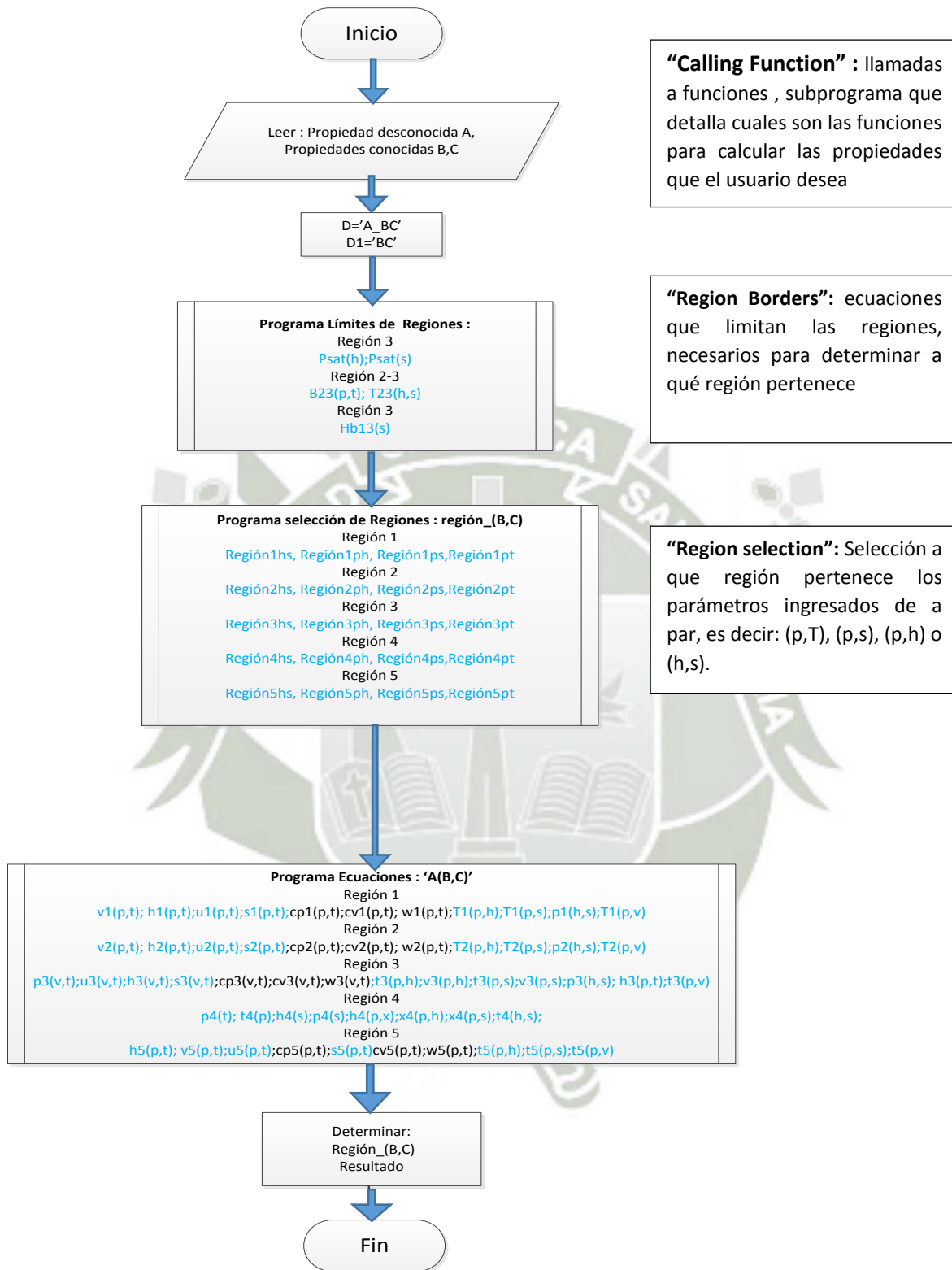


Figura 22: Diagrama de flujo a rasgos generales del funcionamiento de XSteam, Elaboración propia

3.1.2 CORRECCIÓN DEL PROGRAMA XSTEAM

El programa corregido fue llamado XSteam 2, y los datos con los valores corregidos se muestran en las tablas del capítulo 4.1

- **Límites de la región 4**

Calling Function: Los límites de la función deben ser igual que como se ve en el siguiente código que fue corregido en la parte llamada “Calling Function”.

```

case 'tsat_p'
p = toSIunit_p(In1);
    if p >= 0.000611213 && p <= 22.06395
        Out = fromSIunit_T(T4_p(p));
    else
        Out = NaN;
    end

```

- **Ampliación y corrección de las ecuaciones de la región 5**

En la publicación del Agosto 2007 por la IAPWS (Extensión de la región 5 hasta 50MPa) realiza una corrección en los límites de la función (“Region Selection”) como se ve en el siguiente código extraído del programa:

```

function region_pT = region_pT(p, T)
if T >= 1073.15 && p <= 50 && T <= 2273.15 && p >=
0.000611
    region_pT = 5;

```

Además de los límites, la nueva publicación modifica los valores de los coeficientes para la ecuación fundamental. Por lo que fueron corregidos para las siguientes propiedades como se muestra a continuación:

Funciones de la región 5:

- `function h5_pT = h5_pT(p, T)`

- function v5_pT = v5_pT(p, T)
- function u5_pT = u5_pT(p, T)
- function Cp5_pT = Cp5_pT(p, T)
- function s5_pT = s5_pT(p, T)
- function Cv5_pT = Cv5_pT(p, T)
- function w5_pT = w5_pT(p, T)

Coefficientes para cada una de las funciones son:

```
Ji0 = [0, 1, -3, -2, -1, 2];
ni0 = [-13.179983674201, 6.8540841634434, -
0.024805148933466, 0.36901534980333, -3.1161318213925, -
0.32961626538917];
Iir = [1, 1, 1, 2, 2, 3];
Jir = [1, 2, 3, 3, 9, 7];
nir = [0.0015736404855259, 0.00090153761673944, -
0.0050270077677648, 0.0000022440037409485, -
0.0000041163275453471, 0.000000037919454822955];
R = 0.461526; %kJ/(kg K)
```

En el anexo E se muestra el código XSteam2 donde se muestra la corrección para la región 5 para un caso en particular

- **Ecuaciones de respaldo de la región 3 para v(p,t)**

En el caso de la región 3 como se describe en el capítulo del marco teórico, para reducir el tiempo de programación y evitar realizar iteraciones, es que surgen 26 ecuaciones de respaldo para encontrar el volumen específico directamente a partir de la presión y la temperatura. La lógica para implementar estas ecuaciones se muestra en el siguiente ejemplo.

Las condiciones como límites entre cada región y las propias ecuaciones se muestran en la publicación IAPWS-S3 en el anexo (C).

Para determinar la subregión se tomaron y se definieron los siguientes pasos:

Ejemplo:

Para una presión de 45 Mpa y una temperatura de 450°C equivalentes a 723.13 Kelvin, corresponde a la subregión b de la región 3 como se puede ver en la Figura 23.

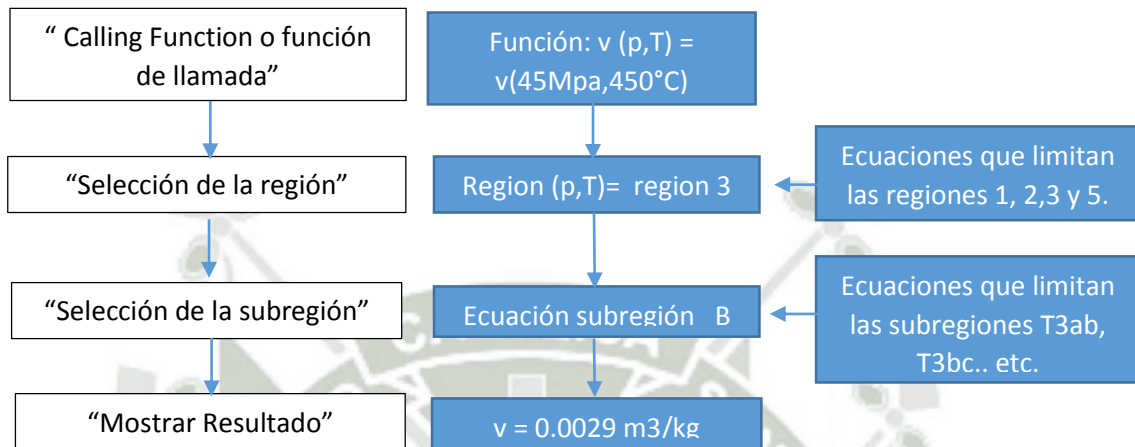


Figura 23: Esquema general para la región 3 utilizando subregiones, Elaboración propia

3.2 DISEÑO DEL MODELO CICLO CLAUSIUS RANKINE

Después de desarrollar la base de datos del programa y validarla, el siguiente paso es diseñar el modelo con el cual se va trabajar para desarrollar el programa.

El modelo que hemos tomado para el análisis es un caso general para 2 calentadores, y recalentamiento para una turbina. Con este modelo construiremos las ecuaciones en función del número de calentadores y definiremos los valores de entrada para cada componente conocidos y desconocidos necesarios para el cálculo de la eficiencia para un número determinado de ecuaciones. El modelo se puede ver en la figura25.

Cada valor de entrada de entalpia y salida en los equipos de la central refiriéndose al modelo deben tener una nomenclatura estándar. El fin de esta nomenclatura es que el programa calcule las entalpias según un orden predeterminado para “n” calentadores. Esta

nomenclatura para “n” calentadores es afectada en la mayoría de los equipos y es definida junto con las ecuaciones respectivas para cada equipo.

3.3 MODELACIÓN DE CADA EQUIPO

3.3.1 MODELACIÓN DE LA TURBINA

Para la modelación se tomó en cuenta la siguiente figura 24, donde se muestra la nomenclatura que se usará para “n” calentadores.

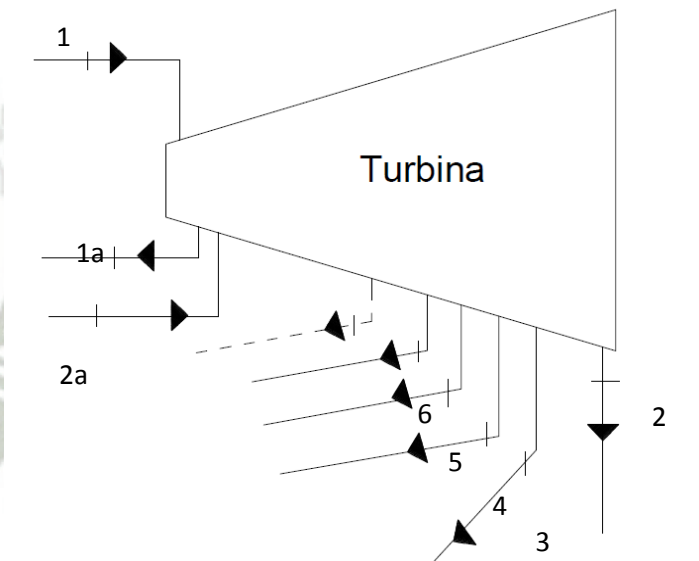


Figura 24: Modelo Turbina para "n calentadores", Elaboración propia

Aplicando la ecuación (35) de flujo estado estable (FEES) para una turbina para n=2 Calentadores:

$$W_{Turbina} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_1 h_{1b} + \dot{m}_1 h_{2b} - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \dots (a)$$

Si resolvemos entonces la ecuación para n= 3 calentadores:

$$W_{Turbina} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_1 h_{1b} + \dot{m}_1 h_{2b} - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \dots (b)$$

De las ecuaciones (a) y (b) se puede deducir la siguiente ecuación para “n” calentadores:

$$W_{Turbina} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_1 h_{1b} + \dot{m}_1 h_{2b} - \left(\sum_{i=2}^{n+3} \dot{m}_i h_i \right) \quad (50)$$

Comprobando la ecuación para “n=0” calentadores, vemos que la sumatoria no podría desarrollarse por lo tanto es una condición a tomar en cuenta.

Para $n \geq 1$ calentadores usaremos la ecuación (44), mientras que para $n = 0$ usaremos la siguiente:

$$W_{Turbina} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{1a} h_{1b} + \dot{m}_{1a} h_{2b} - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 \quad (51)$$

La presión y temperatura (P1 y T1) de ingreso a la turbina están muy ligados a las características del caldero, pudiéndose ser suscriticas o supercríticas. Se considera entonces que estos valores serán ingresados por el usuario.

La presión de recalentamiento (P1b) se considera como como $\frac{1}{4}$ del valor P1, mientras que la temperatura (Cengel & Boles, 2012) T1b se encuentra en función de la eficiencia de la turbina η_t , la presión de recalentamiento P1b. La temperatura T2b idealmente será el mismo valor que T1.

La presión P2 y P3 pertenecientes al desaireador y el condensador serán valores ingresados por el usuario.

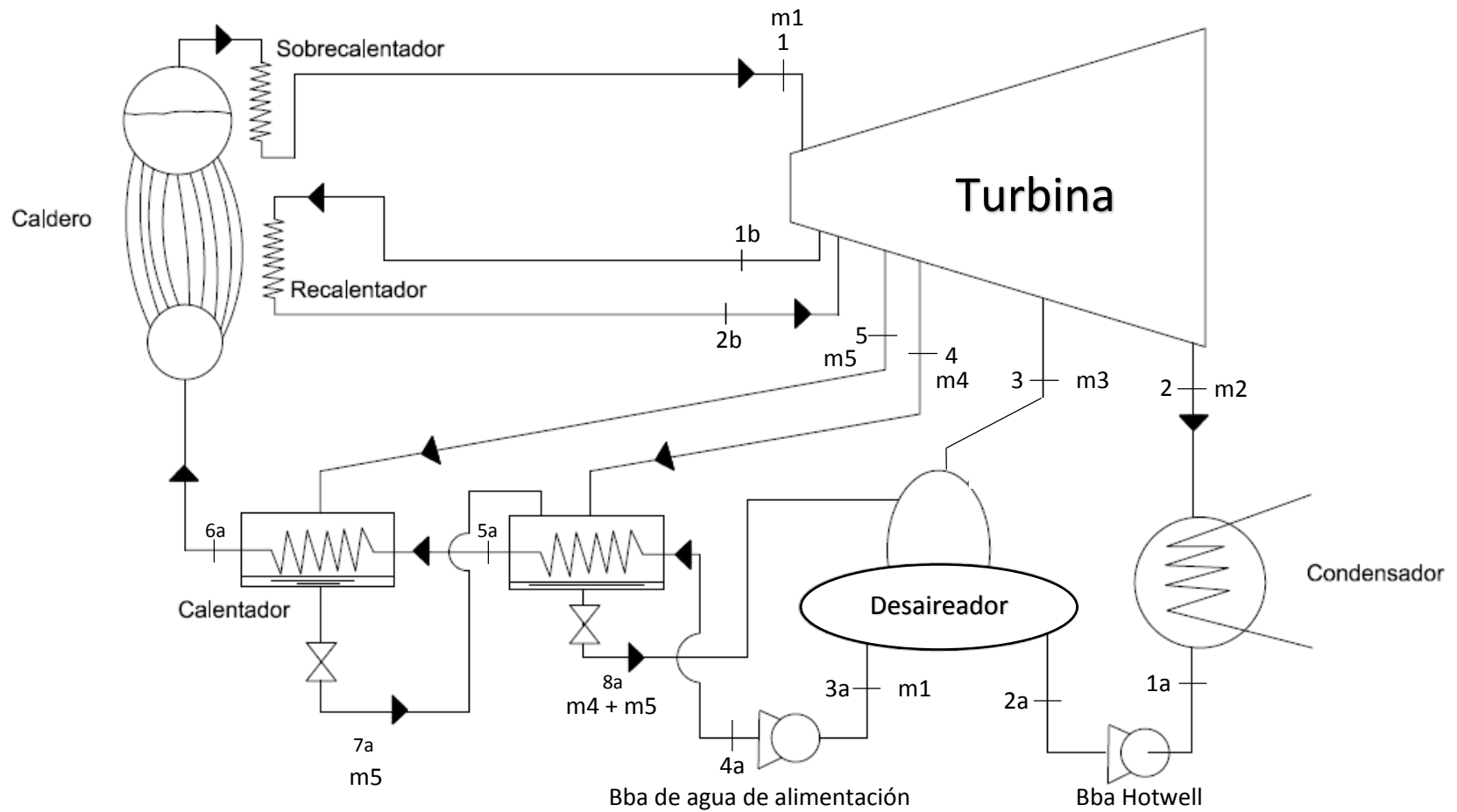


Figura 25: Modelo ciclo Rankine para un número de calentadores "n=2", Elaboración propia

$$P1b = P2b = \frac{1}{4} P1 \quad (52)$$

$$T1b = f(nt, P1, T1) \quad (53)$$

$$T2b = T1 \quad (54)$$

En el siguiente cuadro, figura 26 se muestra las variables necesarias o datos de entrada en la turbina definidos por el usuario y sus salidas:

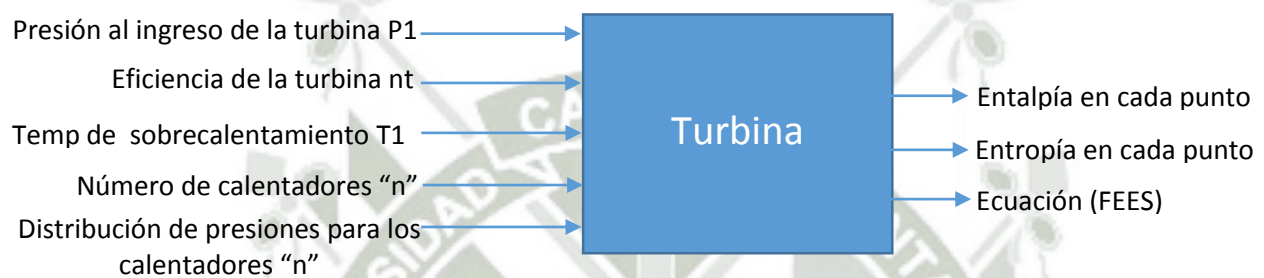


Figura 26: Variables de entrada y salida, Elaboración propia

3.3.2 MODELACIÓN DEL DESAIREADOR

En la figura 27, se muestra el modelo para el Desaireador y un número total de calentadores de “n=2”

De los puntos 3,2a, 3a y 8a, el único que es variable con respecto al número de calentadores es 8a, debido a que a más calentadores el valor de dicho punto será diferente con respecto a la nomenclatura. Esto se ve en el siguiente desarrollo:

El ingreso de líquido saturado proveniente del primer calentador será entonces la suma de los flujos máscicos de los siguientes calentadores que existan del marco teórico:

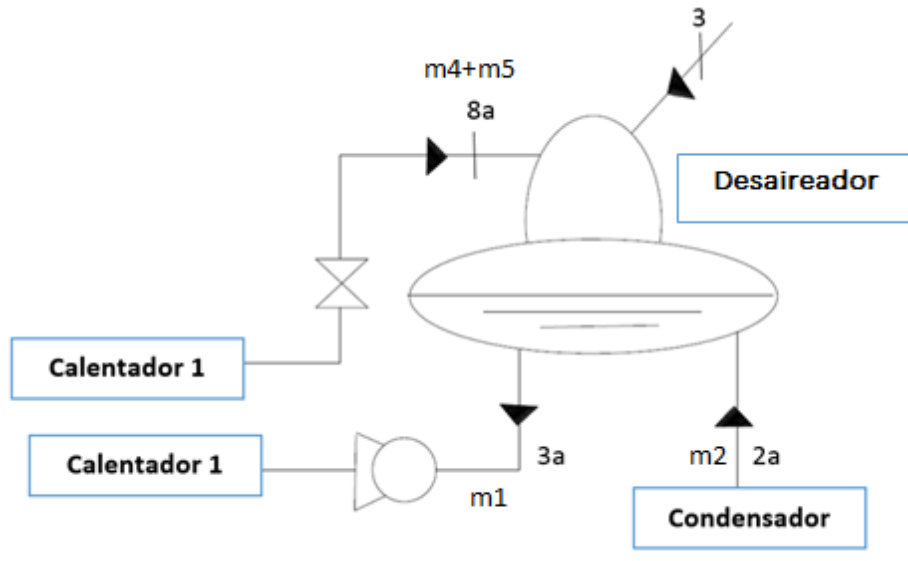


Figura 27: Modelo Desaireador para dos calentadores, Elaboración propia

Para “n=2” calentadores:

$$\dot{Q} = (\dot{m}_5 + \dot{m}_4)h_{8a} \quad (55)$$

Para “n=3” calentadores:

$$\dot{Q} = (\dot{m}_6 + \dot{m}_5 + \dot{m}_4)h_{9a} \quad (56)$$

Para “n=4” calentadores:

$$\dot{Q} = (\dot{m}_7 + \dot{m}_6 + \dot{m}_5 + \dot{m}_4)h_{10a} \quad (57)$$

Para “n=1” Calentadores:

$$\dot{Q} = (\dot{m}_4)h_{7a} \quad (58)$$

Para “n=0” Calentadores:

$$\dot{Q} = 0 \quad (59)$$

Entonces se puede deducir una ecuación general para un número “n” de calentadores:

$$\dot{Q} = \sum_{i=4}^{n+3} \dot{m}_i h_{n+6} \quad (60)$$

Resolviendo por ejemplo la ecuación (60) para “n=5” calentadores:

$$\dot{Q} = (\dot{m}_8 + \dot{m}_7 + \dot{m}_6 + \dot{m}_5 + \dot{m}_4)h_{11a} \quad (61)$$

Aplicando FEES para un intercambiador, según la ecuación (36) del marco teórico, tenemos lo siguiente para un “numero finito de calentadores”.

$$\sum_{i=4}^{n+3} \dot{m}_i h_{n+6} + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_2 h_{2a} = \dot{m}_1 h_{3a} \quad (62)$$

Sin embargo como en las modelaciones anteriores si “n=0”, la ecuación (62) no es la adecuada. Por lo tanto la siguiente ecuación cumple con este caso:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_2 h_{2a} = \dot{m}_1 h_{3a} \quad (63)$$

La presión P2 correspondiente al Desaireador corresponde a valores próximos a la presión atmosférica y el usuario será quien determine este valor.

En el siguiente cuadro, figura 28 se muestra las variables necesarias o datos de entrada del Desaireador.



Figura 28: Variables de entrada y salida para el Desaireador, Elaboración propia

3.3.2 MODELACIÓN DE CALENTADORES CERRADOS

La modelación para un número de calentadores finito

La nomenclatura cambia para un número finito de calentadores, y cada calentador tiene que recibir el flujo de los anteriores calentadores. Por lo tanto el armar una

ecuación que responda a este cambio dependiendo de ciertas condiciones es importante.

Por ejemplo para $n=3$ se tiene la siguiente nomenclatura y los siguientes flujos, respectivamente:

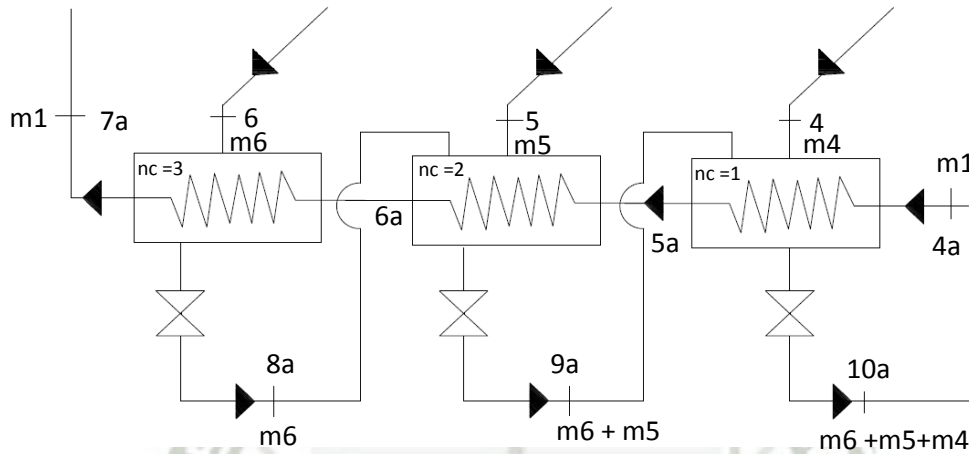


Figura 29: Modelo para "n=3 calentadores", Elaboración propia

Por ejemplo para $n=4$ se tiene la siguiente nomenclatura y los siguientes flujos:

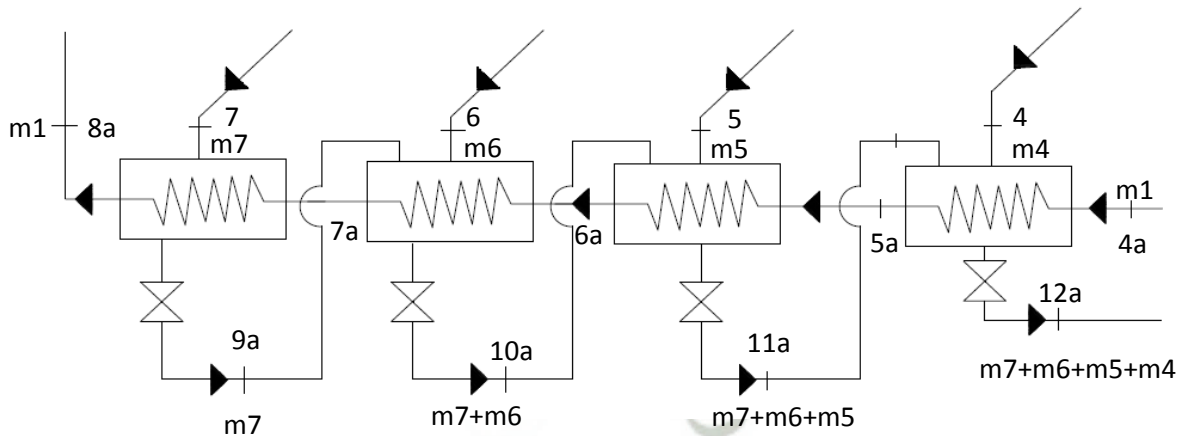


Figura 30: Modelo para "n=4 calentadores", Elaboración propia

Según las figuras 29 y 30, se observa que para formular las ecuaciones se debe tener en cuenta el número de calentadores y a que calentador se va a evaluar.

Aplicando “FEES” ecuación (32-33), se tiene que para el calentador 1 para un número de “n=4”:

$$\dot{m}_1 h_{4a} + \dot{m}_4 h_4 + (\dot{m}_7 + \dot{m}_6 + \dot{m}_5) h_{11a} + = \dot{m}_1 h_{5a} + (\dot{m}_7 + \dot{m}_6 + \dot{m}_5 + \dot{m}_4) h_{12a} \dots \dots (B1)$$

Aplicando “FEES” ecuación (39), se tiene que para el calentador 2 para un número de “n=3”:

$$\dot{m}_1 h_{5a} + \dot{m}_5 h_5 + (\dot{m}_6) h_{8a} = \dot{m}_1 h_{6a} + (\dot{m}_5 + \dot{m}_6) h_{9a} \dots \dots (B2)$$

De las ecuaciones B1 y B2 se observa la relación entre el calentador a evaluar, por lo tanto existirá una ecuación para cada calentador.

Se puede deducir una ecuación que relacione entonces el número de calentador a evaluar “nc” y el número de calentadores de en la siguiente:

El primer término de la ecuación:

Para nc=2 y n=3:

$$\dot{m}_1 h_{5a}$$

Para nc=1 y n=4:

$$\dot{m}_1 h_{4a}$$

Entonces se observa que no depende del número de calentadores, pero si del calentador a evaluar la nomenclatura, resumiéndose este primer término en:

$$\dot{m}_1 h_{(nc+3)a}$$

De la misma forma se analiza los demás términos obteniendo entonces la ecuación general para un número “n” de calentadores:

$$\dot{m}_1 h_{5a} + \dot{m}_5 h_5 + (\dot{m}_6) h_{8a} = \dot{m}_1 h_{6a} + (\dot{m}_5 + \dot{m}_6) h_{9a} \dots \dots (B)$$

Donde “nc” = es el calentador a evaluar.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 h_{(nc+3)a} + \dot{m}_{(nc+3)} h_{(nc+3)} + \sum_{i=nc+4}^{n+3} \dot{m}_i h_{(2(n+3)-nc-2)a} \\ = \dot{m}_1 h_{(nc+4)a} + \sum_{i=nc+3}^{n+3} \dot{m}_i h_{(2(n+3)-nc-1)a} \end{aligned} \quad (64)$$

Sí el número de calentadores en este caso es igual a 0, es decir “n=0”: quiere decir que no se emplean calentadores y por lo tanto tampoco la ecuación.

Según lo citado en el marco teórico, la temperatura de salida del agua de alimentación que pase por cada calentador de forma ideal es:

$$T_{salida} = T_{Líquido Saturado}(P_{extracción}) \quad (65)$$

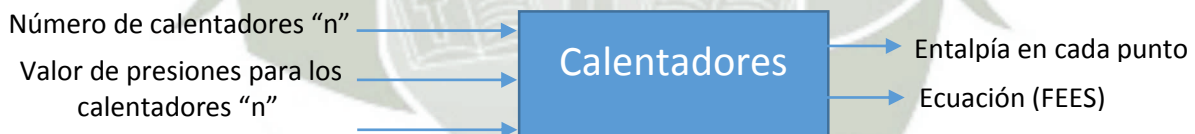


Figura 31: Variables de entrada y salida para los calentadores, Elaboración propia

3.3.4 MODELACIÓN DEL CALDERO

Para la figura 32, el calor aportado al vapor lo realiza la combustión de un combustible y está dado por la siguiente ecuación, para el caso de “n” y sin recalentamiento:

$$Q_{vapor} = \dot{m}_1(h_1 - h_{(n+3)}) \quad (66)$$

Para el caso de “n” calentadores y con recalentamiento:

$$Q_{vapor} = \dot{m}_1(h_1 - h_{(n+4)a}) + \dot{m}_1(h_{2b} - h_{1b}) \quad (67)$$

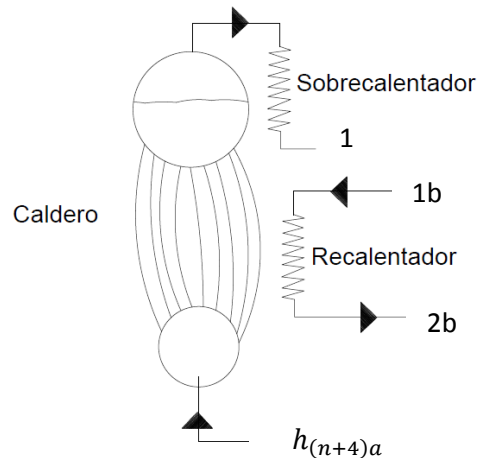


Figura 32: Modelo Caldero

Por lo tanto para un número de calentadores y una distribución de presiones, la entalpía del último calentador será quien ingrese al caldero. La figura 33 muestra los datos de ingreso y salida.

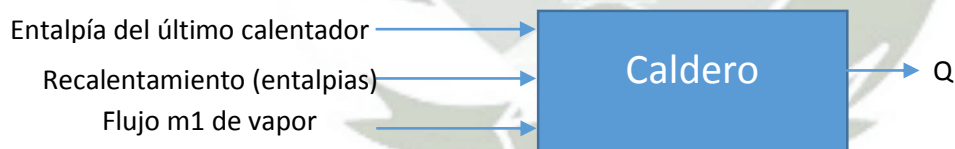


Figura 33: Variables de entrada y salida caldero, Elaboración propia

3.3 CREACIÓN DE MATRICES

El objetivo de la creación de matrices es el poder encontrar los flujos máxicos para cada uno de los calentadores, es decir la solución de matrices:

$$(matrizA)(m(i)) = matrizB \quad (68)$$

Para su creación se verán a continuación dos casos de un ciclo Rankine en las que se desarrollan las matrices.

CASO 1:

Ciclo Rankine para 4 calentadores, sin recalentamiento.

La nomenclatura y el diagrama de planta de los calentadores es el mismo que en la figura 29

La primera ecuación que debe cumplirse por la ley de continuidad es:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 = \dot{m}_1 \dots \dots (1a)$$

Ecuación FEES en el desaireador:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_2 h_{2a} + (\dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7)(h_{12a}) = \dot{m}_1 h_{3a} \dots \dots (2a)$$

Ecuación FEES primer calentador:

$$\begin{aligned} \dot{m}_4(h_4 - h_{12a}) + \dot{m}_5(h_{11a} - h_{12a}) + \dot{m}_6(h_{11a} - h_{12a}) + \dot{m}_7(h_{11a} - h_{12a}) \\ = \dot{m}_1(h_{5a} - h_{4a}) \dots \dots (3a) \end{aligned}$$

Ecuación FEES segundo calentador:

$$\dot{m}_5(h_5 - h_{11a}) + \dot{m}_6(h_{10a} - h_{11a}) + \dot{m}_7(h_{10a} - h_{11a}) = \dot{m}_1(h_{6a} - h_{5a}) \dots \dots (4a)$$

Ecuación FEES tercer calentador:

$$\dot{m}_6(h_6 - h_{10a}) + \dot{m}_7(h_{9a} - h_{10a}) = \dot{m}_1(h_{7a} - h_{6a}) \dots \dots (5a)$$

Ecuación FEES cuarto calentador:

$$\dot{m}_7(h_7 - h_9a) = \dot{m}_1(h_8a - h_7a) \dots (6a)$$

Entonces para un número de calentadores de 4, se tienen en total 6 ecuaciones y por lo tanto

una matriz A de 6x6:

1	1	1	1	1	1
h_{2a}	h_3	h_{12a}	h_{12a}	h_{12a}	h_{12a}
0	0	$h_4 - h_{12a}$	$h_{11a} - h_{12a}$	$h_{11a} - h_{12a}$	$h_{11a} - h_{12a}$
0	0	0	$h_5 - h_{11a}$	$h_{10a} - h_{11a}$	$h_{10a} - h_{11a}$
0	0	0	0	$h_6 - h_{10a}$	$h_9a - h_{10a}$
0	0	0	0	0	$h_7 - h_9a$

Tabla 2: Matriz A, 6x6 Caso 1, Elaboración propia

Y la matriz B de 1x6:

1
h_{3a}
$h_{5a} - h_{4a}$
$h_{6a} - h_{5a}$
$h_{7a} - h_{6a}$
$h_{8a} - h_{7a}$

Tabla 3: Matriz B, 1x6 Caso 1, Elaboración propia

CASO 2:

Ciclo Rankine para 6 calentadores, sin recalentamiento.

La nomenclatura y el diagrama de planta de los calentadores es el mismo que en la figura

30

La primera ecuación que debe cumplirse por la ley de continuidad es que:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 + \dot{m}_9 = \dot{m}_1 \dots (1a)$$

Ecuación FEES en el desaireador:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_2 h_{2a} + (\dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 + \dot{m}_9)(h_{16a}) = \dot{m}_1 h_{3a} \dots (2a)$$

Ecuación FEES primer calentador:

$$\begin{aligned} m_4(h_4 - h_{16a}) + m_5(h_{15a} - h_{16a}) + m_6(h_{15a} - h_{16a}) + m_7(h_{15a} - h_{16a}) \\ + m_8(h_{15a} - h_{16a}) + m_9(h_{15a} - h_{16a}) = m_1(h_{5a} - h_{4a}) \dots (3a) \end{aligned}$$

Ecuación FEES segundo calentador:

$$\begin{aligned} m_5(h_5 - h_{15a}) + m_6(h_{14a} - h_{15a}) + m_7(h_{14a} - h_{15a}) + m_8(h_{14a} - h_{15a}) \\ + m_9(h_{14a} - h_{15a}) = m_1(h_{6a} - h_{5a}) \dots (4a) \end{aligned}$$

Ecuación FEES tercer calentador:

$$\begin{aligned} m_6(h_6 - h_{14a}) + m_7(h_{13a} - h_{14a}) + m_8(h_{13a} - h_{14a}) + m_9(h_{13a} - h_{14a}) \\ = m_1(h_{7a} - h_{6a}) \dots (5a) \end{aligned}$$

Ecuación FEES cuarto calentador:

$$m_7(h_7 - h_{13a}) + m_8(h_{13a} - h_{14a}) + m_9(h_{13a} - h_{14a}) = m_1(h_{8a} - h_{7a}) \dots (6a)$$

Ecuación FEES quinto calentador:

$$m_8(h_8 - h_{12a}) + m_9(h_{11a} - h_{12a}) = m_1(h_{9a} - h_{8a}) \dots (7a)$$

Ecuación FEES sexto calentador:

$$m_9(h_9 - h_{11a}) = m_1(h_{10a} - h_{9a}) \dots (8a)$$

Entonces para un número de calentadores de 4, se tienen en total 6 ecuaciones y por lo tanto una matriz A de 8x8:

1	1	1	1	1	1	1	1
h_{2a}	h_3	h_{16a}	h_{16a}	h_{16a}	h_{16a}	h_{16a}	h_{16a}
0	0	$h_4 - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$
0	0	0	$h_5 - h_{15a}$	$h_{14a} - h_{15a}$	$h_{10a} - h_{11a}$	$h_{10a} - h_{11a}$	$h_{10a} - h_{11a}$
0	0	0	0	$h_6 - h_{14a}$	$h_{13a} - h_{14a}$	$h_{13a} - h_{14a}$	$h_{13a} - h_{14a}$
0	0	0	0	0	$h_7 - h_{13a}$	$h_{12a} - h_{13a}$	$h_{12a} - h_{13a}$
0	0	0	0	0	0	$h_8 - h_{12a}$	$h_{11a} - h_{12a}$
0	0	0	0	0	0	0	$h_9 - h_{11a}$

Tabla 4: Matriz A, 8x8 Caso 2, Elaboración propia

Y la matriz B de 1x6:

1
h_{3a}
$h_{5a} - h_{4a}$
$h_{6a} - h_{5a}$
$h_{7a} - h_{6a}$
$h_{8a} - h_{7a}$
$h_{9a} - h_{8a}$
$h_{10a} - h_{9a}$

Tabla 5: Matriz B, 6x1 Caso 2, Elaboración propia

Construcción de la matriz A

En los dos ejemplos la matriz siempre es de un número “n+2”, es decir la matriz A es (n+2, n+2) y la matriz B (1, n+2). La determinante de la matriz A es siempre:

$$h(i) - h_{LS} \quad (69)$$

La entalpía correspondiente a la extracción (i) menos la entalpía de líquido saturado a la presión de extracción. La primera fila de la matriz siempre es uno, la segunda fila toma los dos primeros valores como:

$$matrizA(1,2) = h_{2a} \quad (70)$$

$$matrizA(2,2) = h_3 \quad (71)$$

$$matrizA(2,2 + i) = h_{LS}(i) \quad (72)$$

Los valores restantes, a partir de la segunda fila de la matriz A, tienen el mismo valor por filas y siempre son como por ejemplo para la fila 3:

$$\text{matriz}A(3,3 + i) = h_{LS}(i) - h_{LS}(i - 1) \quad (73)$$

Es decir la entalpia de líquido saturado, correspondiente a la presión de extracción (i) menos la entalpia de líquido saturado del siguiente calentador con su correspondiente presión de extracción.

Construcción de la matriz B

Para la matriz B, el primer valor siempre es 1 por la ecuación de continuidad. Los siguientes valores siempre son el aumento de entalpia por cada calentador empezando por h4a. Es decir

$$\text{matriz}B(1,1 + i) = h_{LS}(i) - h_{LS}(i - 1) \quad (74)$$

3.4 DISEÑO DEL ALGORITMO

El problema entonces es el calcular el número de calentadores máximo para una determinada distribución de presiones, luego comparar la eficiencia para dicha distribución de presiones y calentadores para decidir si es que se evalúa otra distribución o no.

La distribución de presiones es considerada como el aumento de temperatura por cada calentador, por lo que se consideró de forma lineal. Es decir:

$$T(i) = i(DTemp) + T_{sat}(P3) \quad (75)$$

El incremento de temperatura es “DT” veces el número de calentadores sumado la presión de saturación a la presión del desaireador. Entonces:

$$P(i) = P_{sat}(T(i)) \quad (76)$$

La presión de saturación es igual a la temperatura de saturación para el calentador “i”. Se considera además que cada calentador es ideal por lo que la temperatura de salida de agua de alimentación es igual a la temperatura de saturación o al condensado.

El primer paso entonces es desarrollar un algoritmo y descomponerlo en pasos secuenciales:

- i. Inicializar el programa
- ii. Ingresar los datos definidos por el usuario:
 - a. Turbina:
 - i. Eficiencia de la turbina: $\eta_t(\%)$
 - ii. Temperatura de ingreso : $T_1 (^\circ\text{C})$
 - iii. Presión absoluta de ingreso : $P_1(\text{bar})$
 - b. Caldero: Ingresar si se usara con recalentamiento el sistema
 - i. Si es verdad: $re = 1$
 - Ingresar la relación entre la presión máxima y la de recalentamiento

$P_{1b} =$ Presión de recalentamiento.

$$\frac{P_1}{P_{1b}}$$

- La temperatura en la salida de recalentamiento se considera de forma ideal como:

$$T_{2B} = T_1$$

- c. Condensador: Ingresar

- i. Presión absoluta en el condensador: P_2 (bar)
 - d. Desaireador: Ingresar
 - i. Presión absoluta en el desaireador: P_3 (bar)
- iii. Calcular la entalpia y entropías respectivas para cada punto que no se sean función del número de calentadores : $h \neq f(n)$
 - Las cuales son: $h_1, s_1, h_{1a}, v_{1a}, h_{2a}, h_{3a}, v_{3a}, h_{4a}$
 - Además , Entalpias que dependen si existe o no recalentamiento que modificaran las condiciones de extracción: h_2, h_3, h_{1b}, h_{2b}
- iv. Calcular la eficiencia térmica para “n=0”, ningún calentador.
 - a. Definir la matriz A y Matriz B
 - b. Calcular flujos másicos
 - c. Calcular el trabajo del caldero, turbina y bombas.
 - d. Calcular la eficiencia térmica : $n_{termica}$
- v. Calcular la eficiencia térmica máxima según el “n” (número de calentadores).
 - a. Definir la eficiencia térmica anterior es $n_{termica anterior} = 0$
 - b. Comenzar las iteraciones con una diferencia de temperaturas entra cada calentador de $100^\circ C$
 - i. $Dtemp = 100^\circ C$
 - ii. $n_{max} = 0$
 - c. Si la eficiencia térmica actual es mayor que la eficiencia térmica anterior, y si la presión última de las extracciones es menor que P_1 , y si los flujos másicos son mayores que 0.
 - $n_{termica} > n_{termica anterior}$

- $P(i) < P1$
- $C2 = 1$

i. Si las 3 condiciones son se cumplen

1. $n_{termica anterior} = n_{termica}$
2. Calcular, aumento de calentadores : $n = n + 1$
3. Definir la presión para la siguiente extracción:
 - $P(i) = P_{sat}(T(i))$
4. Calcular las entalpías correspondientes a la presión de extracción
 - $h(i) = f(P(i))$
5. Definir las matrices A y B
6. Calcular flujos máxicos $m(i)$
 - a. Si $m(i) > 0$, $C2 = 1$
 - b. Si $m(i) < 0$, $C2 = 0$
7. Calcular los trabajos del caldero, bombas y turbina
8. Calcular la eficiencia térmica
 - $n_{termica}$
9. Regresar al punto (v. c) (tres condiciones)

ii. Si las 3 condiciones no se cumplen y si se cumple la siguiente condición:

- $DTtemp \geq 0$
1. $n_{térmica máxima} = n_{térmica}$
 2. $n_{max} = n_{max} + 1$

3. Disminuir la diferencia de temperatura

- $DTtemp = DTemp - 0.5$

4. La eficiencia térmica anterior es la máxima eficiencia de la anterior iteración

- $ntermicamax(nmax) = n_{t\acute{e}rmica\ anterior}$

5. El número de calentador máximo es

- $(nmax) = n$

6. Definir los siguientes valores :

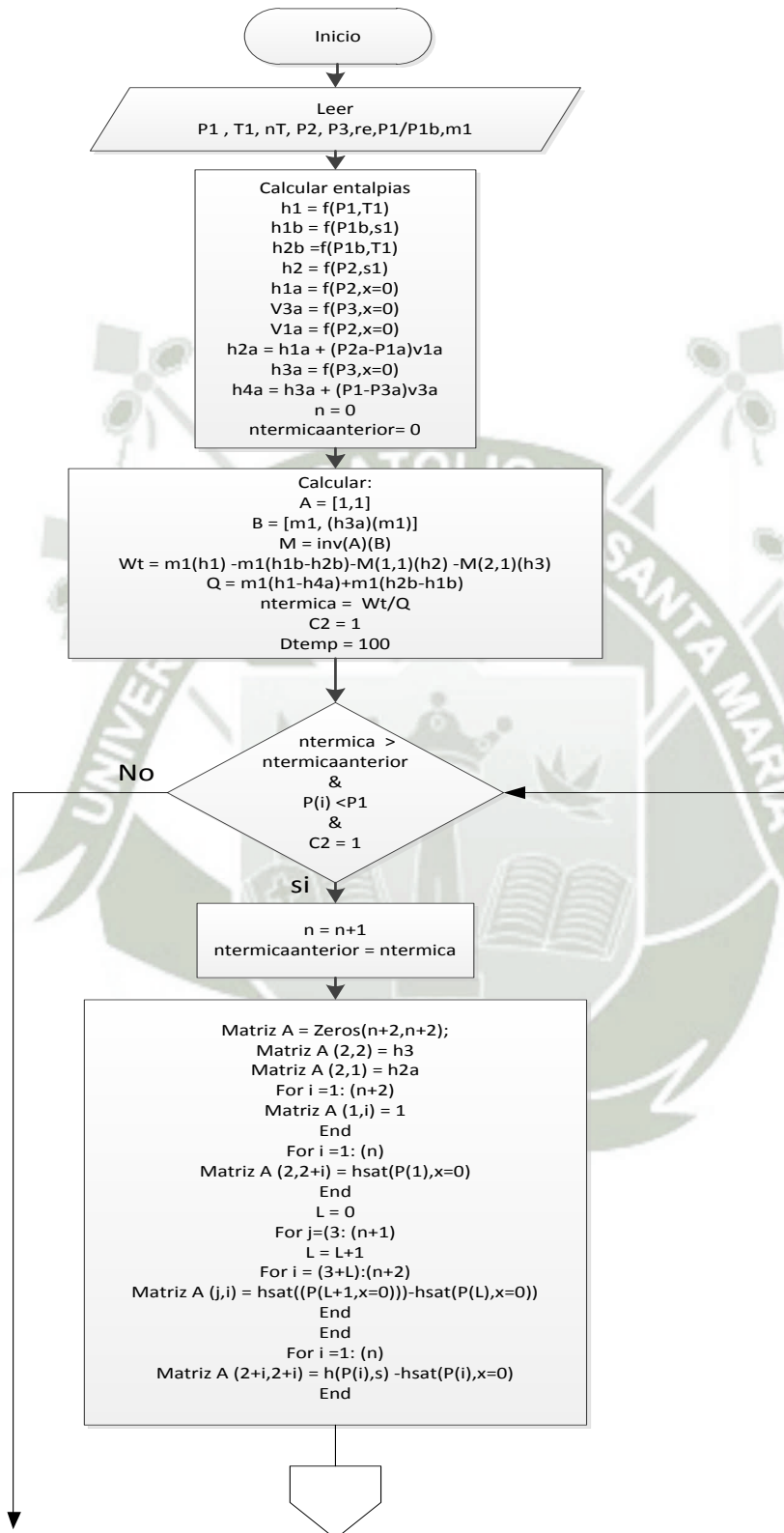
- $n_{t\acute{e}rmica\ anterior} = 0$
- $n_{t\acute{e}rmica} = ntermica (n = 0)$
- *Borrar la variable P*
- $C2 = 1$

7. Regresar al punto (v. c) (tres condiciones)

vi. Mostrar resultados: número de calentadores vs Eficiencia

vii. Fin

3.5 DISEÑO DEL DIAGRAMA DE FLUJO



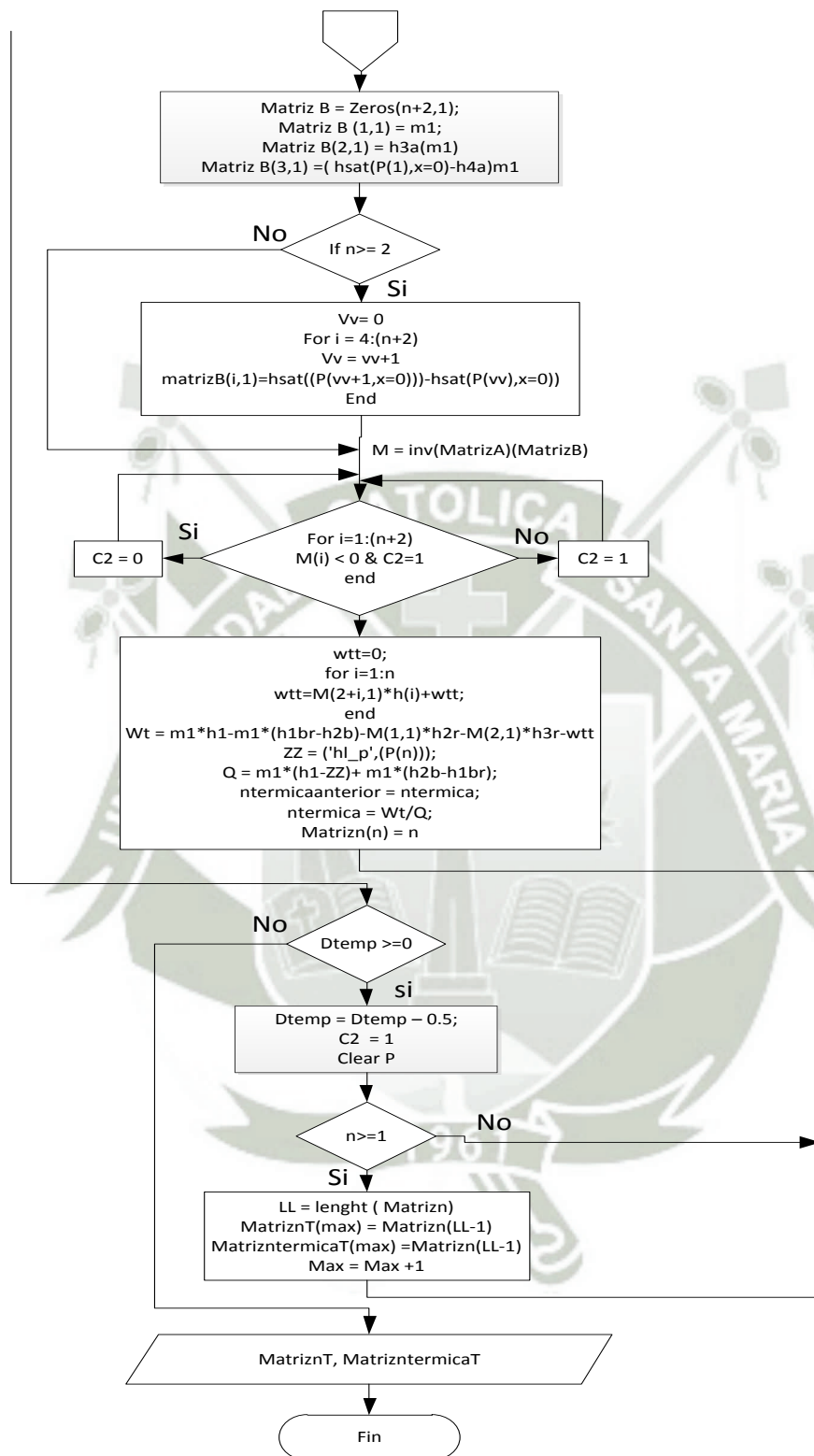


Figura 34: Diagrama de flujo, funcionamiento del programa Ncalentadores, Elaboración propia

3.6 DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA (CODIFICACIÓN)

3.6.1 INTERFAZ

El diseño de la interfaz gráfica se divide en dos partes, las cuales son el diseño de la propia interfaz usuario máquina y la codificación respectiva para cada botón y condición que se manejen para evitar cualquier error del usuario.

En la siguiente figura 35, se muestra la interfaz entre usuario máquina diseñado. En el lado izquierdo se encuentra el cuadro de “ingreso de datos”, el cual contiene 5 sub-recuadros:

- Turbina: En él se ingresa su eficiencia, la presión 1 absoluta en bares, Temperatura 1 en grados centígrados, como variables de ingreso de vapor hacia la turbina, además cuenta con 3 tipos de condiciones para definir las extracciones:
 - Diferencia de temperatura entre calentadores:
 - Diferencia de temperatura máxima vs eficiencia máxima
 - Distribución de presiones (bar)
- Condensador: Se ingresa la presión de extracción de la turbina hacia el condensador en bares absolutos.
- Desaireador: Se ingresa la presión de extracción de la turbina hacia el desaireador en bares absolutos.
- Caldero: Se ingresa la condición si existe recalentamiento o no recalentamiento y el flujo másico de ingreso de vapor hacia la turbina o salida del mismo caldero.

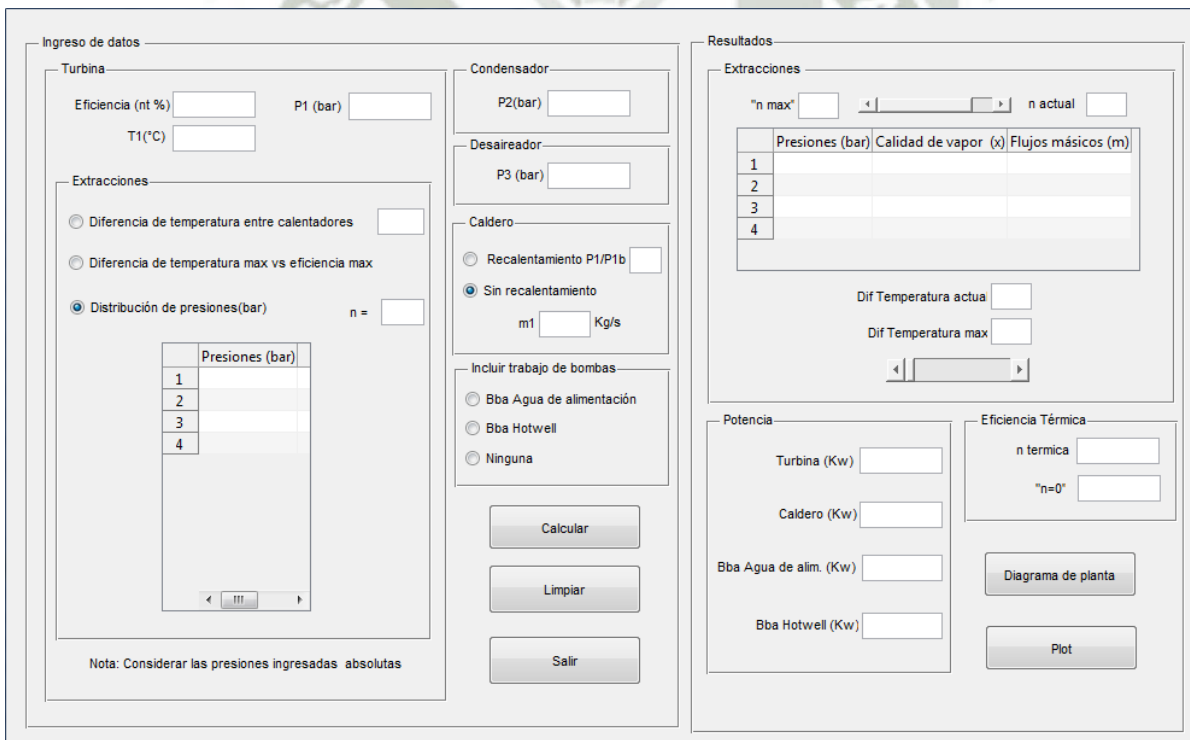
- Trabajo de bombas: Condición para incluir la condición de trabajo de las bomba de agua de alimentación y/o el trabajo de la bomba de condensado o Hotwell.

En el lado derecho de la figura 35, se muestran los resultados divididos en tres sub-cuadros:

- Extracciones: Se muestra los datos de presión (bar), calidad del vapor, flujos másicos (kg/s). Y dependiendo de las condiciones de extracción al ingreso de datos, se tiene:
 - Diferencia de temperatura entre calentadores: Número de calentadores máximo, y anteriores números de calentadores con sus respectivas presiones, calidad, y flujo másico.
 - Diferencia de temperatura máxima vs eficiencia máxima: Se muestran los datos de número de calentadores máximo para cada diferencia de temperatura desde 100 grados centígrados hasta 0 grados centígrados.
 - Distribución de presiones (bar): Solo muestra los resultados para las presiones de extracciones asignadas en forma manual.
- Potencia: Se muestra los datos de potencia (Kw) de la turbina, caldero, y bombas sí éstas están incluidas.
- Eficiencia térmica: Se muestra la eficiencia térmica específica, y la eficiencia del ciclo sin usar calentadores.

Además cuenta con los botones:

- Calcular: Se encuentra el código principal el cual realiza el cálculo según las condiciones y datos de entrada
- Limpiar: Limpia los cuadros de resultados e ingreso de datos para ingresar diferentes variables.
- Salir: Salida del programa
- Plot: muestra los resultados en forma gráfica, dependiendo de cuál de las condiciones de extracción se ingresó.
- Diagrama de planta: Muestra un diagrama de planta general, para un mejor entendimiento de la nomenclatura de las variables y distribución de los componentes.



Ingreso de datos

Turbina

Eficiencia (nt %) P1 (bar)
T1(°C)

Extracciones

Diferencia de temperatura entre calentadores
 Diferencia de temperatura max vs eficiencia max
 Distribución de presiones(bar) n =

	Presiones (bar)
1	<input type="text"/>
2	<input type="text"/>
3	<input type="text"/>
4	<input type="text"/>

Nota: Considerar las presiones ingresadas absolutas

Condensador

P2(bar)

Desaireador

P3 (bar)

Caldero

Recalentamiento P1/P1b
 Sin recalentamiento
m1 Kg/s

Incluir trabajo de bombas

Bba Agua de alimentación
 Bba Hotwell
 Ninguna

Calcular
Limpiar
Salir

Resultados

Extracciones

"n max" | "n actual"

	Presiones (bar)	Calidad de vapor (x)	Flujos máxicos (m)
1	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
2	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
3	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
4	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Dif Temperatura actual
Dif Temperatura max

Potencia

Turbina (Kw)
Caldero (Kw)
Bba Agua de alim. (Kw)
Bba Hotwell (Kw)

Eficiencia Térmica

n termica
"n=0"

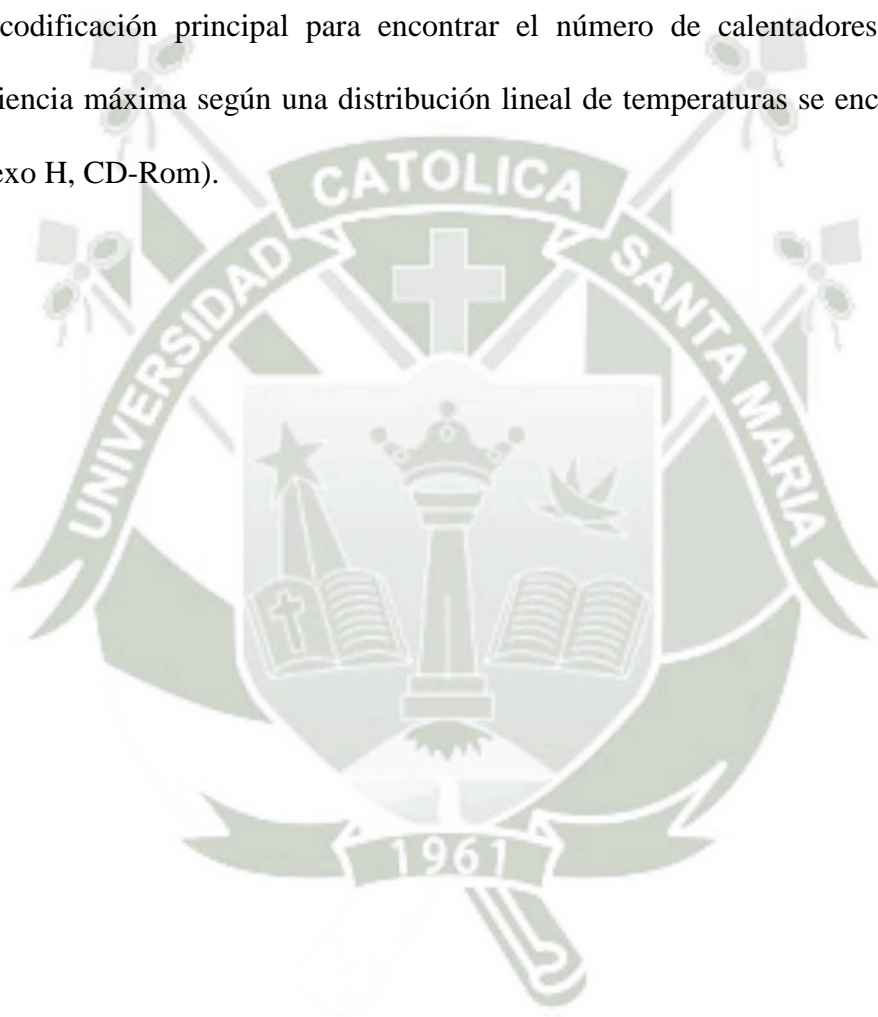
Diagrama de planta
Plot

Figura 35: Interfaz Gráfica Ncalentadores, Elaboración propia

3.6.2 CODIFICACIÓN

Cada uno de los bloques creados en la interfaz requiere de una codificación para la extracción de datos y su uso. Sin embargo, la mayor codificación se encuentra en el botón “Calcular” que tiene como objetivo mostrar los resultados según el ingreso de datos y condiciones.

La codificación principal para encontrar el número de calentadores máximo y eficiencia máxima según una distribución lineal de temperaturas se encuentra en el (anexo H, CD-Rom).



CAPÍTULO 4 VALIDACIÓN Y PRUEBAS DEL PROGRAMA

4.1 VALIDACIÓN DEL USO DE BASE DE DATOS PARA LAS DIFERENTES ECUACIONES

A continuación se verifican las ecuaciones de cada una de las ecuaciones, además a las que tienen errores fueron corregidas en un nuevo programa XSteam2 mencionado en las tablas.

4.1.1 TEMPERATURA DE SATURACIÓN Y PRESIÓN DE SATURACIÓN REGIÓN 4

En la tabla número 6 se demuestra los errores para dicha región que fueron corregidos y mostrados en la tabla 7

Tsat_p

Presión [Mpa]	IAPWS-97 (A) $Tsat_{04}^{97}(p)$ [K]	XSteam (B) $Tsat_{04}^{97}(p)$ [K]	Error /A-B/ [mK]
0.1	372.755919	372.755918611	0.000389
1	453.035632	453.03563239	0.00039
10	584.149488	584.14948799	0.00001
0.000611213	Nan	273.15000726	-
22.06395	Nan	647.09581353	-

Tabla 6: Región 4, Valores tomados del programa XSteam (A), valores dados para la verificación computacional (B), Elaboración propia

Tsat_p

Temperatura [K]	IAPWS-97 (A) $Psat_{04}^{97}(T)$ [Mpa]	XSteam2 (B) $Psat_{04}^{97}(T)$ [Mpa]	Error (A-B)/A
300	0.00353659	0.00353659	0.0
500	2.63889776	2.63889776	0.0
600	12.3443146	12.3443146	0.0
273.15	0.000611213	0.000611213	0.0
647.096	22.06395	22.064	0.00226614

Tabla 7: Región 4 corrección de la tabla 6, Valores tomados del programa XSteam2 (A), valores dados para la verificación computacional (B), Elaboración propia

4.1.2 ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA LA REGIÓN 1

Dentro del programa XSteam, se selecciona la región en la que se debe trabajar mediante la presión y la temperatura. Por lo tanto digitando las siguientes funciones (v_{pt} , h_{pt} , u_{pt} , s_{pt} , cp_{pt} , w_{pt}), se puede encontrar las siguientes propiedades y comparándolas con el anexo (C), se puede determinar el error.

Propiedades	300 K , 3 Mpa (A)	Error /A-B/	500 K, 3 Mpa (A)	Error /A-B/
$v [m^3/ kg]$	0.00100215168	0.0	0.00120241800	0.0
$h [kJ/ kg]$	115.331273	0.0	975.542239	0.0
$u [kJ/ kg]$	112.324818	0.0	971.934985	0.0
$s [kJ/ kgK]$	0.392294792	0.0	2.58041912	0.0
$Cp [kJ/ kgK]$	4.17301218	0.0	4.65580682	0.0
$w [m/ s]$	1507.73921	0.0	1240.71337	0.0

Tabla 8: Región1, Valores tomados del programa XSteam (A), valores dados para la verificación computacional (B) . Elaboración propia

4.1.2 ECUACIONES DE RESPALDO PARA LA REGIÓN 1

$$T_{01}^{97}(p, h)$$

p [MPa]	h [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) $T(K)$	XSteam (B) $T [K]$	Error /A-B/ [mK]
3	500	391.798509	391.798508	0.001
80	500	378.108626	378.108626	0.0
80	1500	611.041229	611.041229	0.0

Tabla 9: Región1, Valores tomados programa XSteam (B), valores para la verificación computacional (A)

$$T_{01}^{97}(p, s)$$

p [MPa]	s [kJ/ kg K]	IAPWS-97 (A) $T(K)$	XSteam (B) $T [K]$	Error /A-B/ [mK]
3	0.5	307.842258	307.842257	0.001
80	0.5	309.979785	309.979785	0.0
80	3	565.899909	565.899908	0.001

Tabla 10: Región 1, Valores tomados del programa XSteam (B), valores dados por la verificación computacional (A), Elaboración propia

$$p_{01}(h, s)$$

h [kJ/ kg]	s [kJ/ kg K]	IAPWS-97 (A) $p(MPa)$	XSteam (B) $p(MPa)$	Error (A-B)/B [mK]
0.001	0	0.000980098	0.000980098	0.0
90	0	91.92954727	91.92954727	0.0
1500	3.4	58.68294423	58.68294423	0.0

Tabla 11: Región1, Valores tomados del programa XSteam (B), valores dados por la verificación computacional (A), Elaboración propia

4.1.3 ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA LA REGIÓN 2

Dentro del programa XSteam, se selecciona la región en la que se debe trabajar mediante la presión y la temperatura. Por lo tanto digitando las siguientes funciones (v_{pt} , h_{pt} , u_{pt} , s_{pt} , cp_{pt} , w_{pt}), se puede encontrar las siguientes propiedades y comparándolas con el anexo (C) se puede determinar el error.

Propiedades	300 K , 0.0035 Mpa (A)	Error /A-B/	700 K, 0.0035 Mpa (A)	Error /A-B/
$v [m^3/ kg]$	39.4913866	0.0	0.00542947	0.0
$h [kJ/ kg]$	2549.91145	0.0	2631.49474	0.0
$u [kJ/ kg]$	2411.69160	0.0	2468.61076	0.0
$s [kJ/ kgK]$	8.52238967	0.0	5.17540298	0.0
$Cp [kJ/ kgK]$	1.91300162	0.0	10.3505092	0.0
$w [m/ s]$	427.920172	0.0	480.386523	0.0

Tabla 12: Región 2, Valores tomados del programa XSteam (A) , valores dados por la verificación computacional (B) , Elaboración propia

4.1.4 ECUACIONES DE RESPALDO PARA LA REGIÓN 2

$$T_{02a}(p, h)$$

$p[MPa]$	$h[kJ/ kg]$	IAPWS-97 (A) $p(MPa)$	XSteam (B) $p(MPa)$	Error (A-B)/B [%]
0.001	3000	534.433241	534.433241	0.0
3	3000	575.373370	575.373370	0.0
3	4000	1010.77577	1010.77576	0.0000098934

Tabla 13: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia

$$T_{02b}(p, h)$$

$p [MPa]$	$h [kJ/ kg]$	IAPWS-97 (A) $p(MPa)$	XSteam (B) $p(MPa)$	Error (A-B)/B [%]
5	3500	801.299102	801.299102	0.0
5	4000	1015.31583	1015.31583	0.0
25	3500	875.279054	875.279054	0.0

Tabla 14: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B) , Valores dados por la verificación computacional(A) , Elaboración propia

$$T_{02c}(p, h)$$

p [MPa]	h [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) $T(K)$	XSteam (B) $T(K)$	Error (A-B)/B [%]
40	2700	743.056411	743.056411	0.0
60	2700	791.137067	791.137067	0.0
60	3200	882.756860	882.756860	0.0

Tabla 15: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B), Valores dados por la verificación computacional(A), Elaboración propia

$$T_{02a}(p, s)$$

p [MPa]	s [kJ/ kgK]	IAPWS-97 (A) $p(MPa)$	XSteam (B) $p(MPa)$	Error (A-B)/B [%]
0.1	7.5	399.517097	399.517097	0.0
0.1	8	514.127081	514.127081	0.0
2.5	8	1039.84917	1039.84917	0.0

Tabla 16: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B), Valores dados por la verificación computacional(A)

$$T_{02b}(p, s)$$

p [MPa]	s [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) $p(MPa)$	XSteam (B) $p(MPa)$	Error (A-B)/B [%]
8	6	600.484040	600.484040	0.0
8	7.5	1064.95556	1064.95556	0.0
90	6	1038.01126	1038.01126	0.0

Tabla 17: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B), Valores dados por la verificación computacional(A), Elaboración propia

$$T_{02c}(p, s)$$

p [MPa]	s [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) $p(MPa)$	XSteam (B) $p(MPa)$	Error (A-B)/B [%]
20	5.75	697.992849	697.992849	0.0
80	5.25	854.011484	854.011484	0.0
80	5.75	949.017998	949.017998	0.0

Tabla 18: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B), Valores dados por la verificación computacional(A), Elaboración propia

$p_{02a}(h, s)$

h [MPa]	s [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
2800	6.5	1.371012767	1.371012767	0.0
2800	9.5	0.001879744	0.001879744	0.0
4100	9.5	0.10247890	0.10247890	0.0

Tabla 19: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B), Valores dados por la verificación computacional(A), Elaboración propia

$p_{02b}(h, s)$

h [MPa]	s [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
2800	6	4.793911442	4.793911442	0.0
3600	6	83.95519209	83.95519209	0.0
3600	7	7.527161441	7.527161441	0.0

Tabla 20: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B), Valores dados por la verificación computacional(A), Elaboración propia

$p_{02c}(h, s)$

h [MPa]	s [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
2800	5.1	94.39202060	94.39202060	0.0
2800	5.8	8.414574124	8.414574124	0.0
3400	5.8	83.76903879	83.76903879	0.0

Tabla 21: Región 2, Valores tomados del programa XSteam(B), Valores dados por la verificación computacional(A), Elaboración propia

4.1.5 ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA LA REGIÓN 3

Propiedades	650 K, $\rho = 500 \text{ Kg/ m}^3$	Error /A-B/ %	650 K, $\rho = 200 \text{ Kg/ m}^3$	Error /A-B/ %
$p[\text{MPa}]$	25.5837018	-	22.2930643	-
$h [\text{kJ/ kg}] h(p,T)$	1863.27138	0.0085	2375.69615	0.024
$u [\text{kJ/ kg}]$ $u(p,T)$	1812.15679	0.0058	2264.12566	0.021
$s [\text{kJ/ kgK}]$ $s(p,t)$	4.05409537	0.0044	4.85527284	0.018
$C_p [\text{kJ/ kgK}]$ $C_p(p,t)$	13.8802106	0.096	44.4724701	0.415
$w [\text{m/ s}]$ $w(p,t)$	502.198638	0.038	383.594111	0.039

Tabla 22: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dados por la verificación computacional(A), Elaboración propia

No se puede realizar el cálculo de forma directa, y esto debido a que el programa XSteam no contiene la programación necesaria para llamar a dicha función, sin embargo se puede calcular mediante iteraciones y buscando otra propiedad que no sea densidad como es la presión. De esta manera se determinaron las propiedades de la tabla (22).

Propiedades	650 K, $\rho = 500 \text{ Kg/ m}^3$	Error /A-B/ %	650 K, $\rho = 200 \text{ Kg/ m}^3$	Error /A-B/ %
$p[\text{MPa}]$	25.5837018	0.0	22.2930643	0.0
$h [\text{kJ/ kg}]$	1863.43019	0.0	2375.12401	0.0
$u [\text{kJ/ kg}]$	1812.26278	0.0	2263.65868	0.0
$s [\text{kJ/ kgK}]$	4.05427273	0.0	4.85438792	0.0
$C_p [\text{kJ/ kgK}]$	13.8935717	0.0	44.6579342	0.0
$w [\text{m/ s}]$	502.005554	0.0	383.444594	0.0

Tabla 23: Región 3, Valores tomados del programa XSteam2 (B), Valores dados por la verificación computacional(A), función p,T y ρ, T , Elaboración propia

4.1.6 ECUACIONES DE RESPALDO PARA LA REGIÓN 3

$$T_{03a}(p, h)$$

p [MPa]	h [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
20	1700	629.3083892	629.3083892	0.0
50	2000	690.5718338	690.5718338	0.0
100	2100	733.6163014	733.6163014	0.0

Tabla 24: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dador por la verificación computacional (A), Elaboración propia

$$T_{03b}(p, h)$$

p [MPa]	h [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
20	2500	641.8418053	641.8418053	0.0
50	2400	735.1848618	735.1848618	0.0
100	2700	842.0460876	842.0460876	0.0

Tabla 25: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dador por la verificación computacional (A), Elaboración propia

$$v_{03a}(p, h)$$

p [MPa]	h [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
20	1700	0.001749903962	0.001749903962	0.0
50	2000	0.001908139035	0.001908139035	0.0
100	2100	0.001676229776	0.001676229776	0.0

Tabla 26: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dador por la verificación computacional (A), Elaboración propia

$$v_{03b}(p, h)$$

p [MPa]	h [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
20	2500	0.006670547043	0.006670547043	0.0
50	2400	0.002801244590	0.002801244590	0.0
100	2700	0.002404234998	0.002404234998	0.0

Tabla 27: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dador por la verificación computacional (A), Elaboración propia

$$T_{03a}(p, s)$$

p [MPa]	s [kJ/ kgK]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
20	3.8	628.2959869	628.2959869	0.0
50	3.6	629.7158726	629.7158726	0.0
100	4.0	7.056880237	705.6880237	0.0

Tabla 28: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia

$$T_{03b}(p, s)$$

p [MPa]	s [kJ/ kg]	IAPWS-97 (A) p (MPa)	XSteam (B) p (MPa)	Error (A-B)/B [%]
20	5.0	640.1176443	640.1176443	0.0
50	4.5	716.3687517	716.3687517	0.0
100	5.0	847.4332825	847.4332825	0.0

Tabla 29: Región 3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia

$$v(p, T)$$

$$v_{03}(p, T) \text{ Evaluación de límites de las regiones}$$

Ecuación	P [Mpa]	XSteam2 (A) (MPa)	IAPWS (B) (MPa)	Error (A-B)/B [%]
T3ab(p)	40	693.0341408	693.0341408	0.0
T3cd(p)	25	649.3659208	649.3659208	0.0
T3ef(p)	40	713.9593992	713.9593992	0.0
T3gh(p)	23	649.8873759	649.8873759	0.0
T3ij(p)	23	651.5778091	651.5778091	0.0
T3jk(p)	23	655.8338344	655.8338344	0.0
T3mn(p)	22.8	649.6054133	649.6054133	0.0
T3op(p)	22.8	650.0106943	650.0106943	0.0
T3qu(p)	22	645.6355027	645.6355027	0.0
T3rx(p)	22	648.2622754	648.2622754	0.0
T3uv(p)	22.3	647.7996121	647.7996121	0.0
T3wx(p)	22.3	648.2049480	648.2049480	0.0

Tabla 30: Región 3, Valores tomados del programa XSteam2 (A), Valores dado por la verificación computacional (B) , Elaboración propia

$$v_{03}(p, T)$$

$v(p,t)$	$T [K]$	$P [Mpa]$	XSteam (A) (Kg/m ³)	IAPWS (B) (m ³ /Kg)	Error (A1-B)/B [%]
a	630.0	50.0	0.001470777007	0.001470853100	0.005
b	710.0	50.0	0.002204669262	0.002204728587	0.003
c	630.0	20.0	0.001761672158	0.001761696406	0.001
d	656.0	26.0	0.002244176688	0.002245587720	0.063
e	661.0	26.0	0.002972126735	0.002970225962	0.064
f	671.0	26.0	0.005016155650	0.005019029401	0.057
g	649.0	23.6	0.002162045887	0.002163198378	0.053
h	652.0	23.6	0.002649219665	0.002651081407	0.071
i	653.0	23.6	0.003271582611	0.003273916816	0.071
j	655.0	23.5	0.004548322583	0.004545001142	0.073
k	660.0	23.0	0.006107189202	0.006109525997	0.038
l	646.0	22.6	0.002116757536	0.002117860851	0.052
m	648.6	22.6	0.002532418597	0.002533063780	0.025
n	649.0	22.6	0.002923650569	0.002923432711	0.007
o	649.1	22.6	0.003130762004	0.003131208996	0.014
p	649.4	22.6	0.003712246345	0.003715596186	0.091
q	640.0	21.1	0.001970159433	0.001970999272	0.003
r	644.0	21.1	0.005255271462	0.005251009921	0.081
s	635.0	19.1	0.001932806632	0.001932829079	0.012
t	626.0	17.0	0.008483512417	0.008483262001	0.029
u	644.6	21.5	0.002266912106	0.002268366647	0.064
v	648.6	22.5	0.002830048769	0.002832373260	0.082
w	647.5	22.15	0.003692221633	0.003694032281	0.049
x	648.0	22.11	0.004529896146	0.004528072649	0.040
y	646.84	22.0	0.002682931463	0.002698354719	0.570
z	646.89	22.0	0.003778785107	0.003798732962	0.525

Tabla 31: Región3, Valores tomados del programa XSteam (A1), Valores dado por la verificación computacional (B), Elaboración propia

$$v_{03}(p, T)$$

$v(p,t)$	$T [K]$	$P [Mpa]$	XSteam2 (A1)	IAPWS (B) (m ³ /kg)	Error (A1-B)/B [%]
a	630.0	50.0	0.001470853100	0.001470853100	0.0
b	710.0	50.0	0.002204728587	0.002204728587	0.0
c	630.0	20.0	0.001761696406	0.001761696406	0.0
d	656.0	26.0	0.002245587720	0.002245587720	0.0
e	661.0	26.0	0.002970225962	0.002970225962	0.0
f	671.0	26.0	0.005019029401	0.005019029401	0.0
g	649.0	23.6	0.002163198378	0.002163198378	0.0
h	652.0	23.6	0.002651081407	0.002651081407	0.0
i	653.0	23.6	0.003273916818	0.003273916816	0.0

$v(p,t)$	$T [K]$	$P [Mpa]$	XSteam2 (A1)	IAPWS (B) (m3/kg)	Error (A1-B)/B [%]
j	655.0	23.5	0.004545001142	0.004545001142	0.0
k	660.0	23.0	0.006109525997	0.006109525997	0.0
l	646.0	22.6	0.002117860851	0.002117860851	0.0
m	648.6	22.6	0.002533063780	0.002533063780	0.0
n	649.0	22.6	0.002923432711	0.002923432711	0.0
o	649.1	22.6	0.003131208996	0.003131208996	0.0
p	649.4	22.6	0.003715596186	0.003715596186	0.0
q	640.0	21.1	0.001970999272	0.001970999272	0.0
r	644.0	21.1	0.005251009921	0.005251009921	0.0
s	635.0	19.1	0.001932829079	0.001932829079	0.0
t	626.0	17.0	0.008483262001	0.008483262001	0.0
u	644.6	21.5	0.002268366647	0.002268366647	0.0
v	648.6	22.5	0.002832373260	0.002832373260	0.0
w	647.5	22.15	0.003694032281	0.003694032281	0.0
x	648.0	22.11	0.004528072649	0.004528072649	0.0
y	646.84	22.0	0.002698354719	0.002698354719	0.0
z	646.89	22.0	0.003798732962	0.003798732962	0.0

Tabla 32: Región 3 corrección Tabla31, Valores tomados del programa XSteam2 (A1), Valores dado por la verificación computacional (B) , Elaboración propia

$$v_{03a}(p, s)$$

$p[MPa]$	$s[kJ/ kgK]$	IAPWS-97 (A) $p(MPa)$	XSteam (B) $p(MPa)$	Error (A-B)/B [%]
20	3.8	0.001733791463	0.001733791463	0.0
50	3.6	0.001469680170	0.001469680170	0.0
100	4.0	0.001555893131	0.001555893131	0.0

Tabla 33: Región3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia

$$v_{03b}(p, s)$$

$p [MPa]$	$s [kJ/ kgK]$	IAPWS-97 (A) $p(MPa)$	XSteam (B) $p(MPa)$	Error (A-B)/B [%]
20	5.0	0.006262101987	0.006262101987	0.0
50	4.5	0.002332634294	0.002332634294	0.0
100	5.0	0.002449610757	0.002449610757	0.0

Tabla 34: Región3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A) , Elaboración propia

$$p_{03a}(h, s)$$

$h [J]$	$s [kJ/ kgK]$	IAPWS-97 (A) $p (MPa)$	XSteam (B) $p (MPa)$	Error (A-B)/B [%]
1700	3.8	25.55703246	25.55703246	0.0
2000	4.2	45.40873467774791e+02	45.40873468	0.0
2100	4.3	6.078123340465693e+02	60.78123340	0.0

Tabla 35: Región3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A), Elaboración propia

$$p_{03b}(h, s)$$

$p [MPa]$	$s [kJ/ kgK]$	IAPWS-97 (A) $p (MPa)$	XSteam (B) $p (MPa)$	Error (A-B)/B [%]
2600	5.1	34.34999263	34.34999263	0.0
2400	4.7	63.63924887	63.63924887	0.0
2700	5.0	88.39043281	88.39043281	0.0

Tabla 36: Región3, Valores tomados del programa XSteam (B), Valores dado por la verificación computacional (A), Elaboración propia

4.1.7 ECUACIÓN FUNDAMENTAL PARA LA REGIÓN 5

Propiedades	1500 K, 0.5 MPa	Error /A-B/ %	2000 K, 30 MPa	Error /A-B/
$v [m^3/ kg]$	1.38455354	0.0002	Nan	-
$h [kJ/ kg]$	5219.76331	0.0001	Nan	-
$u [kJ/ kg]$	4527.48655	0.0001	Nan	-
$s [kJ/ kgK]$	9.65408431	0.00004	Nan	-
$Cp [kJ/ kgK]$	2.61610228	0.0003	Nan	-
$w [m/ s]$	917.071933	0.0004	Nan	-

Tabla 37: Región 5, Valores tomados del programa XSteam (A), Valores dado por la verificación computacional (B), Elaboración propia

Propiedades	1500 K, 0.5 MPa	Error /A-B/ %	2000 K, 30 MPa	Error /A-B/%
$v [m^3 / kg]$	1.38455089	0.00	0.0311385218	0.00
$h [kJ / kg]$	5219.76855	0.00	6571.22604	0.00
$u [kJ / kg]$	4527.49310	0.00	5637.07038	0.00
$s [kJ / kgK]$	9.65408875	0.00	8.53640523	0.00
$C_p [kJ / kgK]$	2.61609446	0.0	2.88569882	0.00
$w [m / s]$	9.17068689	0.00	1067.36948	0.00

Tabla 38: Región5 corrección Tabla 37, Valores tomados del programa XSteam2 (B), Valores dador por la verificación computacional (A), Elaboración propia

4.2 VALIDACIÓN DEL CÓDIGO

Para validar que el código es el correcto, se estudiarán dos casos de un ciclo Rankine desarrollados sin el software y comparados con él.

4.1.1 DESARROLLO DE CASOS

Los esquemas de los casos se muestran en las figuras xxx y xxx respectivamente.

Caso 1: Solución de un Ciclo Clausius Rankine de 4 extracciones, con un aumento de temperatura de 15 grados centígrados por calentador. El caldero cuenta con un sobrecalentador y recalentador.

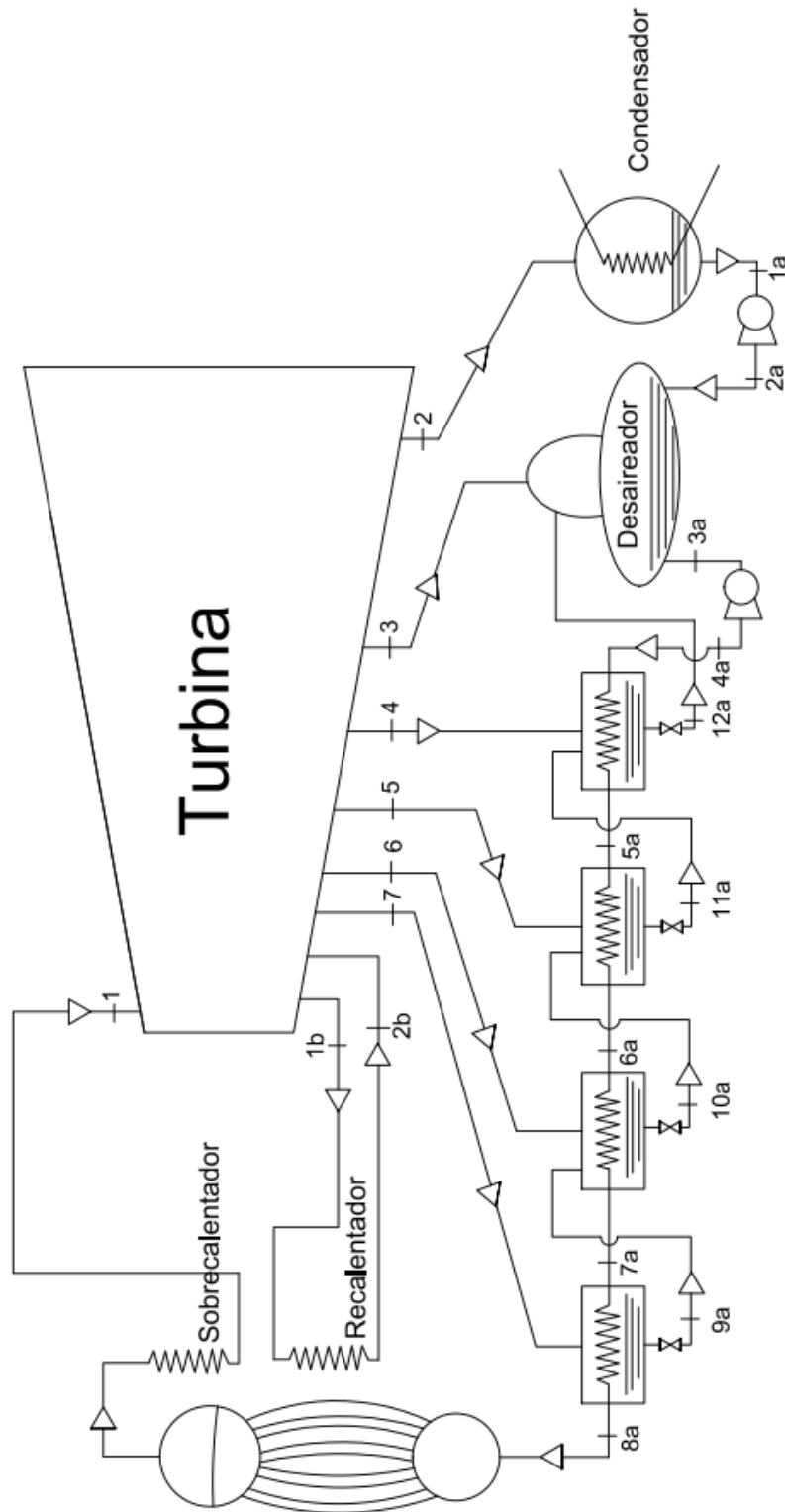


Figura 36, Caso 1 esquema de planta

Solución:

Datos:

Turbina:

$$P1 = 100 \text{ bar abs}$$

$$T1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$nt = 100 \%$$

Caldero:

Con recalentamiento

$$\frac{P1}{P1b} = 1.5$$

$$\dot{m}1 = 1 \text{ kg/s}$$

Deaireador:

$$P3 = 1.2 \text{ bar abs}$$

Condensador:

$$P2 = 0.2 \text{ bar abs}$$

Cálculo de Entalpias:

Para el ingreso de vapor hacia la turbina

$$h1 = f(P1, T1) = 3375.05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s1 = f(P1, T1) = 6.5993 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}$$

Recalentamiento:

$$P1b = \frac{P1}{1.5} = 66.67 \text{ bar abs}$$

$$h1b = f(P1b, s1) = 3247.74 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h2b = f(P1b, T1) = 3415.16 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$s2b = f(P1b, T1)$$

$$= 6.82606 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}$$

Distribución de temperaturas y presiones de cada extracción:

Temperatura:

$$\Delta T = 15$$

$$T_{min} = f(P3, x = 0) = 104.78 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{12a} = T_{5a} = 104.78 \text{ } ^\circ\text{C} + 15^\circ\text{C} = 119.78^\circ\text{C}$$

$$T_{11a} = T_{6a} = 119.78 \text{ } ^\circ\text{C} + 15^\circ\text{C} = 134.78^\circ\text{C}$$

$$T_{10a} = T_{7a} = 134.78 \text{ } ^\circ\text{C} + 15^\circ\text{C} = 149.78^\circ\text{C}$$

$$T_{9a} = T_{8a} = 149.78^\circ\text{C} + 15^\circ\text{C} = 164.78^\circ\text{C}$$

Presión:

$$P_4 = f(T_{12a}) = 1.973 \text{ bar abs}$$

$$P_5 = f(T_{11a}) = 3.112 \text{ bar abs}$$

$$P_6 = f(T_{10a}) = 4.733 \text{ bar abs}$$

$$P_7 = f(T_{9a}) = 6.970 \text{ bar abs}$$

Cálculo de entalpías por extracción:

$$h_2 = f(P_2, S_{2b}) = 2248.69 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_3 = f(P_3, S_{2b}) = 2504.83 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_4 = f(P_4, S_{2b}) = 2585.64 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_5 = f(P_5, S_{2b}) = 2664.07 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_6 = f(P_6, S_{2b}) = 2740.19 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_7 = f(P_7, S_{2b}) = 2815.36 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Condensado:

$$h1a = f(P2, x = 0) = 251.4 \frac{KJ}{Kg}$$

$$v1a = f(P2, x = 0) = 1.01714 x \frac{10^{-3}m^3}{Kg}$$

$$h2a = 251.4 + 1.001714x \frac{10^{-3}m^3}{Kg} x (1.2 - 0.2)100 = 251.5 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h3a = f(P3, x = 0) = 439.3 \frac{KJ}{Kg}$$

$$v3a = f(P3, x = 0) = 1.0473 x \frac{10^{-3}m^3}{Kg}$$

$$h4a = 439.3 + 1.03473 x \frac{10^{-3}m^3}{Kg} x (100 - 1.2)100 = 449.65 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h5a = f(100bar, 119.78^{\circ}C) = 509.77 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h6a = f(100bar, 134.78^{\circ}C) = 573.29 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h7a = f(100bar, 149.78^{\circ}C) = 637.24 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h8a = f(100bar, 164.78^{\circ}C) = 701.71 \frac{KJ}{Kg}$$

Calculo de flujos máxicos de cada extracción:

$$h12a = f(P4, x = 0) = 502.87 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h11a = f(P5, x = 0) = 566.84 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{10a} = f(P6, x = 0) = 631.32 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{9a} = f(P7, x = 0) = 696.41 \frac{KJ}{Kg}$$

Los cálculos se basan en el ejemplo caso 1 del punto (3.3) creación de las matrices para 4 extracciones, por lo que la matriz A y B: Creación de la matriz A:

1	1	1	1	1	1
h_{2a}	h_3	h_{12a}	h_{12a}	h_{12a}	h_{12a}
0	0	$h_4 - h_{12a}$	$h_{11a} - h_{12a}$	$h_{11a} - h_{12a}$	$h_{11a} - h_{12a}$
0	0	0	$h_5 - h_{11a}$	$h_{10a} - h_{11a}$	$h_{10a} - h_{11a}$
0	0	0	0	$h_6 - h_{10a}$	$h_{9a} - h_{10a}$
0	0	0	0	0	$h_7 - h_{9a}$

Tabla 39: Matriz A 6X6, Caso 1 variables, Elaboración propia

Reemplazando:

1	1	1	1	1	1
251.5	2504.83	502.65	502.65	502.65	502.65
0	0	2082.99	64.19	64.19	64.19
0	0	0	2097.23	64.48	64.48
0	0	0	0	2108.87	65.09
0	0	0	0	0	2118.94

Tabla 40: Matriz B 6x6, Caso1 valores, Elaboración propia

Y la matriz B:

1
h_{3a}
$h_{5a} - h_{4a}$
$h_{6a} - h_{5a}$
$h_{7a} - h_{6a}$
$h_{8a} - h_{7a}$

Tabla 41: Matriz B 1x6, Caso 1 variables, Elaboración propia

Reemplazando:

1
39.32
60.12
63.52
63.95
64.48

Tabla 42: Matriz B 1x6, Caso 1 valores, Elaboración propia

Por lo tanto los flujos másicos son:

M(i)	Kg/s
\dot{m}_1	1.0000
\dot{m}_2	0.8150
\dot{m}_3	0.0706
\dot{m}_4	0.0261
\dot{m}_5	0.0284
\dot{m}_6	0.0294
\dot{m}_7	0.0304

Tabla 43: Caso 1, Resultados de la matriz flujos másicos por extracción, Elaboración propia

Cálculo de eficiencia, hallando la potencia de la turbina y del caldero por las ecuaciones 50, y 67:

$$W_{Turbina} = \dot{m}_1 h_{1+} + \dot{m}_1 h_{1b} - \dot{m}_1 h_{2b} - \left(\sum_{i=2}^{n+2} \dot{m}_i h_i \right)$$

$$\begin{aligned} W_t &= 3375.05 - 3247.74 + 3415.16 - 0.8150(2248.69) - 0.0706(2504.83) \\ &\quad - 0.0261(2585.64) - 0.0284(2664.07) - 0.0294(2740.19) \\ &\quad - 0.0304(2815.35) \end{aligned}$$

$$W_t = 1222.8 \text{ Kw}$$

Calor generado por el caldero:

$$Q_{vapor} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{(n+3)}) + \dot{m}_1 (h_{2b} - h_{1b})$$

$$Q = (3375.05 - 701.72) + (3415.16 - 3247.74)$$

$$Q = 2841.0 \text{ Kw}$$

Eficiencia térmica:

$$n = \frac{W_t}{Q} = 0.4304$$



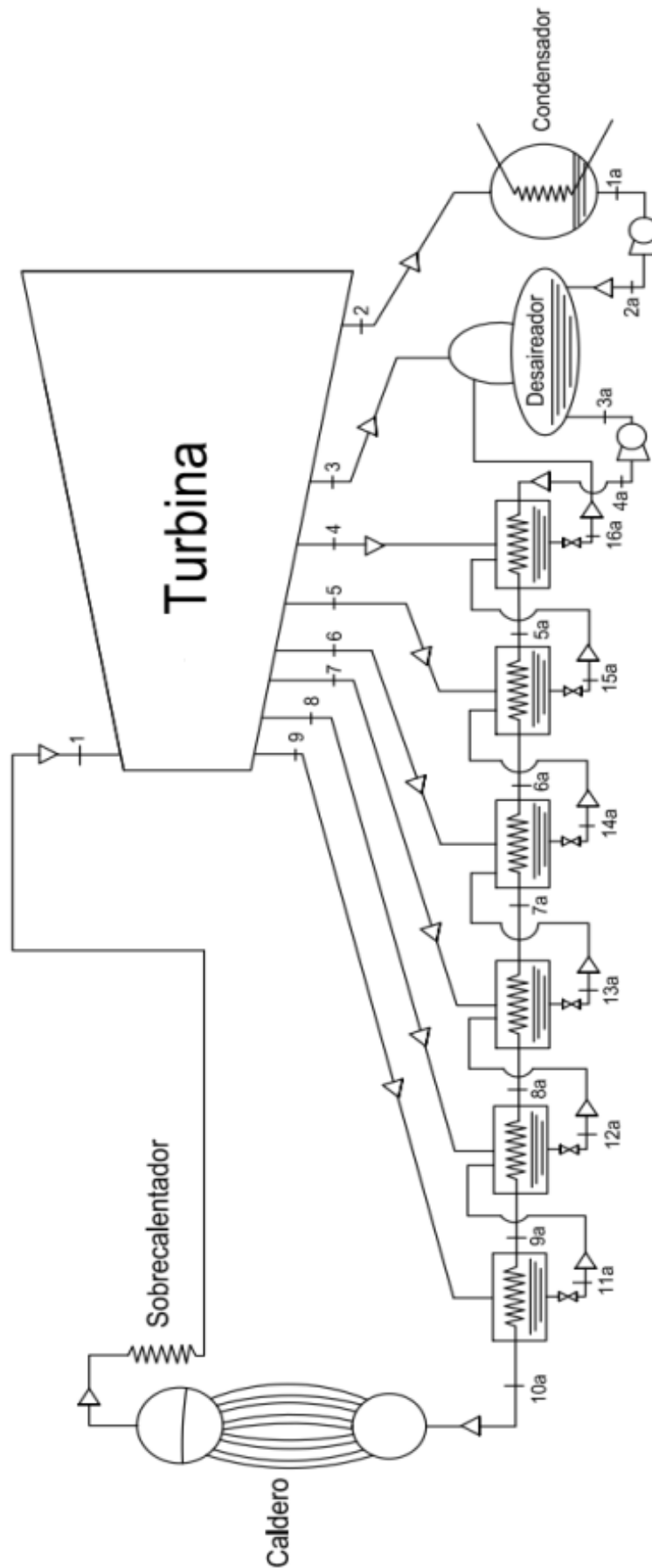


Figura 37, Caso 2 esquema de planta

Caso 2: Solución de un Ciclo Clausius Rankine de 6 extracciones, con un aumento de temperatura de 30 grados centígrados por calentador. El caldero cuenta con un sobrecalentador.

Solución:

Datos:

Turbina:

$$P1 = 250 \text{ bar abs}$$

$$T1 = 600^\circ\text{C}$$

$$nt = 90 \%$$

Caldero:

sin recalentamiento

$$\dot{m}_1 = 1 \text{ kg/s}$$

Deaireador:

$$P3 = 1.5 \text{ bar abs}$$

Condensador:

$$P2 = 0.5 \text{ bar abs}$$

Cálculo de Entalpías:

Para el ingreso de vapor hacia la turbina

$$h1 = f(P1, T1) = 3493.69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s1 = f(P1, T1) = 6.3638 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}$$

Sin Recalentamiento:

$$P1b = 0 \text{ bar abs}$$

$$h1b = f(P1b, s1) = 0 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h2b = f(P1b, T1) = 0 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$s2b = f(P1b, T1) = 0 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}$$

Distribución de temperaturas y presiones de cada extracción:

Temperatura:

$$\Delta T = 30$$

$$T_{min} = f(P3, x = 0) = 111.35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{16a} = T_{5a} = 111.35 \text{ } ^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C} = 141.35^\circ\text{C}$$

$$T_{15a} = T_{6a} = 141.35 \text{ } ^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C} = 171.35^\circ\text{C}$$

$$T_{14a} = T_{7a} = 171.35 \text{ } ^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C} = 201.35^\circ\text{C}$$

$$T_{13a} = T_{8a} = 201.35 \text{ } ^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C} = 231.35^\circ\text{C}$$

$$T_{12a} = T_{9a} = 231.35 \text{ } ^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C} = 261.35^\circ\text{C}$$

$$T_{11a} = T_{10a} = 261.35 \text{ } ^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C} = 291.35^\circ\text{C}$$

Presión:

$$P4 = f(T_{16a}) = 3.7552 \text{ bar abs}$$

$$P5 = f(T_{15a}) = 8.1823 \text{ bar abs}$$

$$P6 = f(T_{14a}) = 15.9906 \text{ bar abs}$$

$$P7 = f(T_{13a}) = 28.6665 \text{ bar abs}$$

$$P8 = f(T_{12a}) = 47.9582 \text{ bar abs}$$

$$P9 = f(T_{11a}) = 75.8909 \text{ bar abs}$$

Calculo de entalpias por extracción:

$$h_{2ideal} = f(P2, S1) = 2209.52 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h2 = h1 - nt(h1 - h_{2ideal}) = 2337.94 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{3ideal} = f(P3, S1) = 2362.78 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h3 = h1 - nt(h1 - h_{3ideal}) = 2475.87 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{4ideal} = f(P4, S1) = 2506.08 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h4 = h1 - nt(h1 - h_{4ideal}) = 2604.84 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{5ideal} = f(P5, S1) = 2640.3070 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h5 = h1 - nt(h1 - h5ideal) = 2725.64 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h6ideal = f(P6, S2b) = 2766.0997 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h6 = h1 - nt(h1 - h6ideal) = 2838.86 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h7ideal = f(P7, S2b) = 2886.04 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h7 = h1 - nt(h1 - h7ideal) = 2946.81 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h8ideal = f(P7, S2b) = 3005.25 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h8 = h1 - nt(h1 - h8ideal) = 3054.09 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h9ideal = f(P7, S2b) = 3137.69 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h9 = h1 - nt(h1 - h9ideal) = 3173.29 \frac{KJ}{Kg}$$

Condensado:

$$h1a = f(P2, x = 0) = 340.47 \frac{KJ}{Kg}$$

$$v1a = f(P2, x = 0) = 1.0299 x \frac{10^{-3}m3}{Kg}$$

$$h2a = 340.47 + 1.0299 x \frac{10^{-3}m3}{Kg} x (1.5 - 0.5)100 = 340.57 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h3a = f(P3, x = 0) = 466.92 \frac{KJ}{Kg}$$

$$v3a = f(P3, x = 0) = 1.0527 x \frac{10^{-3}m3}{Kg}$$

$$h4a = 466.92 + 1.0527 x \frac{10^{-3}m3}{Kg} x (250 - 1.5)100 = 493.08 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h16a = f(P4, x = 0) = 594.99 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h15a = f(P5, x = 0) = 722.88 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{14a} = f(P6, x = 0) = 858.48 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{13a} = f(P7, x = 0) = 996.55 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{12a} = f(P8, x = 0) = 1141.54 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{11a} = f(P9, x = 0) = 1297.10 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{5a} = f(250 \text{ bar}, 11441) = 611.14 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{6a} = f(250 \text{ bar}, x = 0) = 738.72 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{7a} = f(P6, x = 0) = 868.64 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{8a} = f(P7, x = 0) = 1002.00 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{9a} = f(P8, x = 0) = 1140.46 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{10a} = f(P9, x = 0) = 1286.77 \frac{KJ}{Kg}$$

Calculo de flujos máxicos de cada extracción:

Los cálculos se basan en el ejemplo caso 1 del punto (3.3) creación de las matrices para 4 extracciones, por lo que la matriz A y B:

Creación de la matriz A:

1	1	1	1	1	1	1	1
h_{2a}	h_3	h_{16a}	h_{16a}	h_{16a}	h_{16a}	h_{16a}	h_{16a}
0	0	$h_4 - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$	$h_{15a} - h_{16a}$
0	0	0	$h_5 - h_{15a}$	$h_{14a} - h_{15a}$	$h_{10a} - h_{11a}$	$h_{10a} - h_{11a}$	$h_{10a} - h_{11a}$
0	0	0	0	$h_6 - h_{14a}$	$h_{13a} - h_{14a}$	$h_{13a} - h_{14a}$	$h_{13a} - h_{14a}$
0	0	0	0	0	$h_7 - h_{13a}$	$h_{12a} - h_{13a}$	$h_{12a} - h_{13a}$
0	0	0	0	0	0	$h_8 - h_{12a}$	$h_{11a} - h_{12a}$
0	0	0	0	0	0	0	$h_9 - h_{11a}$

Tabla 44: Matriz A 8x8, Caso 2 variables, Elaboración propia

Reemplazando:

1	1	1	1	1	1	1	1
340.57	2475.87	594.99	594.99	594.99	594.99	594.99	594.99
0	0	2009.85	127.89	127.89	127.89	127.89	127.89
0	0	0	2002.76	135.6	135.6	135.6	135.6
0	0	0	0	1980.38	138.07	138.07	138.07
0	0	0	0	0	1950.26	144.99	144.99
0	0	0	0	0	0	1912.55	155.56
0	0	0	0	0	0	0	1876.19

Tabla 45: Matriz B 8x8, Caso 2 valores, Elaboración propia

Y la matriz B:

1
h_{3a}
$h_{5a} - h_{4a}$
$h_{6a} - h_{5a}$
$h_{7a} - h_{6a}$
$h_{8a} - h_{7a}$
$h_{9a} - h_{8a}$
$h_{10a} - h_{9a}$

Tabla 46: Matriz B 1x8, Caso 2 variables, Elaboración propia

Reemplazando:

1
466.92
118.06
127.58
129.92
133.36
138.46
146.31

Tabla 47: Matriz B 1x8, Caso 2 valores

Por lo tanto los flujos másicos son:

M(i)	Kg/s
\dot{m}_1	1
\dot{m}_2	0.6420
\dot{m}_3	0.0187
\dot{m}_4	0.0396
\dot{m}_5	0.0466
\dot{m}_6	0.0515
\dot{m}_7	0.0576
\dot{m}_8	0.0661
\dot{m}_9	0.0779

Tabla 48: Caso 2, Resultados de la matriz flujos másicos por extracción

Cálculo de eficiencia, hallando la potencia de la turbina y del caldero por las ecuaciones 50, y 67:

Calor generado por el caldero:

$$W_{Turbina} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_1 h_{1b} - \dot{m}_1 h_{2b} - \left(\sum_{i=2}^{n+2} \dot{m}_i h_i \right)$$

$$W_t = 3493.69 - 0 + 0 - 0.6420(2337.94) - 0.0187(2475.87) - 0.0396(2604.84) - 0.0466(2725.64) - 0.0515(2838.86) - 0.0576(2946.81) - 0.0660(3054.09) - 0.0779(3173.29)$$

$$W_t = 951.56 \text{ Kw}$$

Calor generado por el caldero:

$$Q_{vapor} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{(n+3)}) + \dot{m}_1 (h_{2b} - h_{1b})$$

$$Q = (3493.69 - 1286.77)$$

$$Q = 2206.9 \text{ Kw}$$

Calculo de eficiencia térmica:

$$\eta = \frac{W_t}{Q} = 0.4312$$

4.1.2 PRUEBAS

A continuación se muestran algunas imágenes en donde se ingresan los valores de entrada y la muestra de resultados del programa Ncalentadores para los dos casos formulados.

Caso 1: Solución de un Ciclo Clausius Rankine de 4 extracciones, con un aumento de temperatura de 15 grados centígrados por calentador. El caldero cuenta con un sobrecalentador y recalentador.

Turbina:

$$P1 = 100 \text{ bar abs}$$

$$T1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$nt = 100 \%$$

$$\dot{m}1 = 1 \text{ kg/s}$$

Caldero:

Con recalentamiento

Desaireador:

$$P3 = 1.5 \text{ bar abs}$$

$$\frac{P1}{P1b} = 1.5$$

Condensador:

$$P2 = 0.5 \text{ bar abs}$$

Ingreso de datos

Turbina

Eficiencia (nt %) P1 (bar)

T1(°C)

Extracciones

Diferencia de temperatura entre calentadores

Diferencia de temperatura max vs eficiencia max

Distribución de presiones(bar) n =

	Presiones (bar)	
1		
2		
3		
4		

< >

Condensador

P2(bar)

Desaireador

P3 (bar)

Caldero

Recalentamiento P1/P1b

Sin recalentamiento

m1 Kg/s

Incluir trabajo de bombas

Bba Agua de alimentación

Bba Hotwell

Ninguna

Nota: Considerar las presiones ingresadas absolutas

Figura 38: Caso 1, Ingreso de datos para el programa Ncalentadores, Elaboración propia



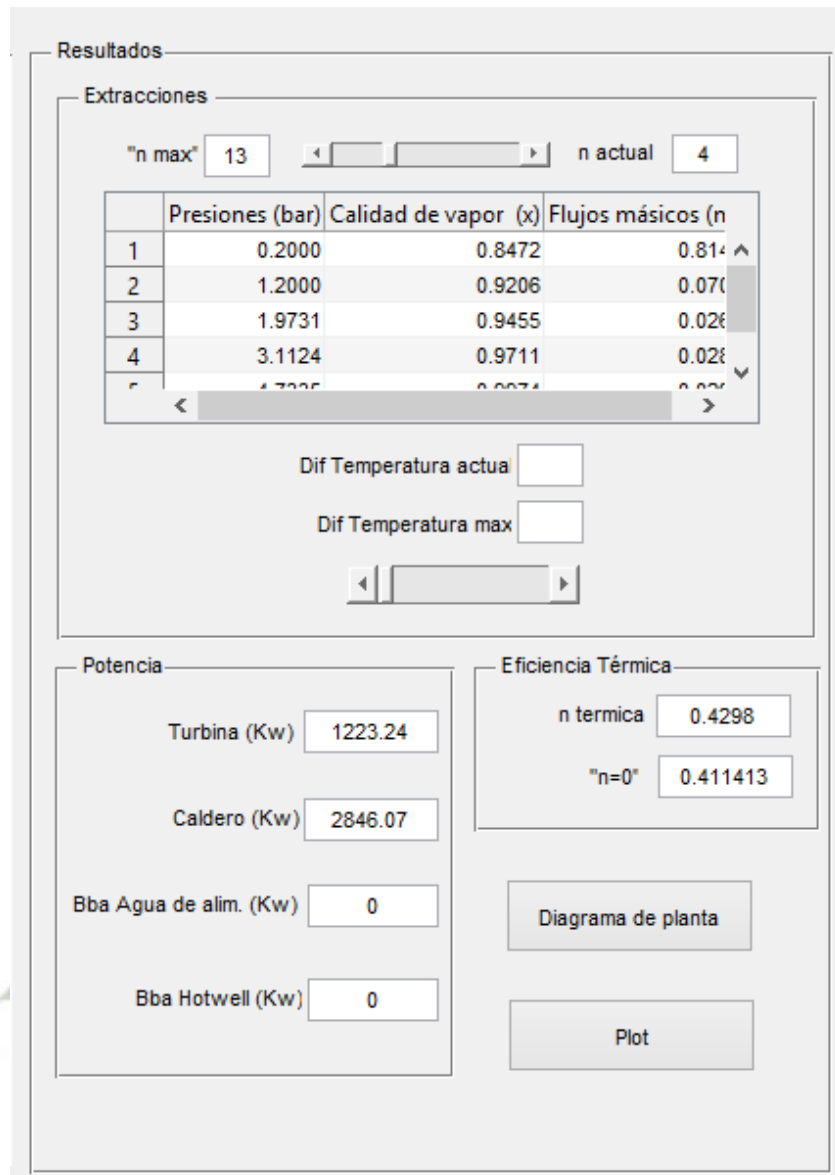


Figura 39: Caso 1, Muestra Resultados programa Ncalentadores, Elaboración propia

Caso 2: Solución de un Ciclo Clausius Rankine de 6 extracciones, con un aumento de temperatura de 30 grados centígrados por calentador. El caldero cuenta con un sobrecalentador.

Turbina:

$$P1 = 250bar abs$$

$$T1 = 600^{\circ}\text{C}$$

Deaireador:

$$nt = 90 \%$$

$$P3 = 1.5 \text{ bar abs}$$

Caldero:

Condensador:

sin recalentamiento

$$P2 = 0.5 \text{ bar abs}$$

$$\dot{m}1 = 1 \text{ kg/s}$$

Ingreso de datos

Turbina

Eficiencia (nt %) P1 (bar)

T1(°C)

Extracciones

Diferencia de temperatura entre calentadores

Diferencia de temperatura max vs eficiencia max

Distribución de presiones(bar) n =

	Presiones (bar)
1	
2	
3	
4	

< >

Nota: Considerar las presiones ingresadas absolutas

Condensador

P2(bar)

Desaireador

P3 (bar)

Caldero

Recalentamiento P1/P1b

Sin recalentamiento

m1 Kg/s

Incluir trabajo de bombas

Bba Agua de alimentación

Bba Hotwell

Ninguna

Figura 40: Caso 2, Ingreso de datos en el programa Ncalentadores, Elaboración propia

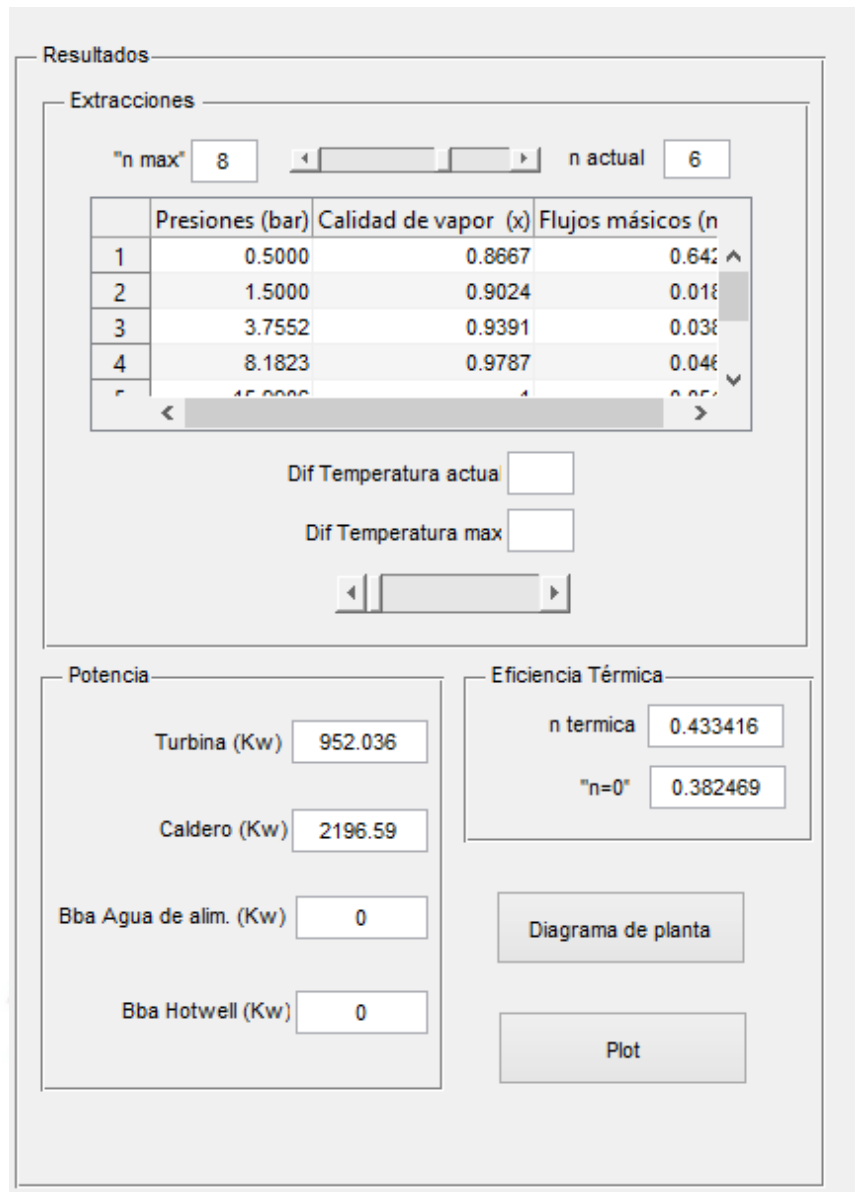


Figura 41: Caso 2, Muestra de resultados programa Ncalentadores, Elaboración propia

4.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.3.1 SOLUCIÓN DE LOS CASOS

Los dos casos anteriores se resolvieron de forma teórica formulando las matrices y son comparados los resultados en el programa y la solución analítica en las tablas siguientes.

Caso 1:

Comparación de resultados del programa y su solución analítica:

Parámetros:	Solución analítica:	Solución del programa:	Error absoluto:
Eficiencia térmica (nt%)	0.4304	0.4298	0.0006
Potencia Turbina (Kw)	1222.8	1223.24	0.44
Potencia Caldero (Kw)	2841.0	2846.07	5.07

Tabla 49: Caso 1, Comparación de resultados del programa y la solución analítica para 4 calentadores, Elaboración propia

Flujos másicos: (Kg/s)	Solución analítica:	Solución del programa:	Error absoluto:
\dot{m}_1	1.0000	1	0.0000
\dot{m}_2	0.8150	0.8146	0.0004
\dot{m}_3	0.0706	0.0705	0.0001
\dot{m}_4	0.0261	0.0266	0.0005
\dot{m}_5	0.0284	0.0284	0.0000
\dot{m}_6	0.0294	0.0294	0.0000
\dot{m}_7	0.0304	0.0304	0.0000

Tabla 50: Caso1, Comparación de flujos másicos del programa y la solución analítica, Elaboración propia

Caso 2:

Parámetros:	Solución analítica:	Solución del programa:	Error absoluto
Eficiencia térmica (nt)	0.4312	0.4334	0.0022
Potencia Turbina (Kw)	951.56	952.036	0.476
Potencia Caldero (Kw)	2206.9	2196.59	10.31

Tabla 51: Caso2, Comparación de resultados del programa y la solución analítica para 6 calentadores, Elaboración propia

Flujos másicos: (Kg/s)	Solución analítica	Solución del programa	Error absoluto
\dot{m}_1	1	1	0.0000
\dot{m}_2	0.6396	0.6392	0.0004
\dot{m}_3	0.0184	0.0185	0.0001
\dot{m}_4	0.0309	0.0304	0.0005
\dot{m}_5	0.0459	0.0474	0.0015
\dot{m}_6	0.0537	0.0526	0.0011
\dot{m}_7	0.0595	0.0595	0.0000
\dot{m}_8	0.0691	0.0690	0.0001
\dot{m}_9	0.0829	0.0835	0.0006

Tabla 52: Caso2, Comparación de flujos másicos del programa y la solución analítica, Elaboración propia

Los dos casos son solo para una distribución de temperatura lineal y no son el número máximo de calentadores. Por lo tanto en el siguiente punto se analiza cual es el máximo número de calentadores para una determinada distribución de presiones.

4.3.2 NÚMERO MÁXIMO DE CALENTADORES DE LOS CASOS

A continuación se analizan los dos casos, para un número máximo de calentadores, en el programa “Ncalentadores”

Caso 1: Para este caso se analizó un crecimiento de temperatura de 15 grados centígrados por calentador, siendo el número máximo de calentadores 13. Como se ve en la figura 42.

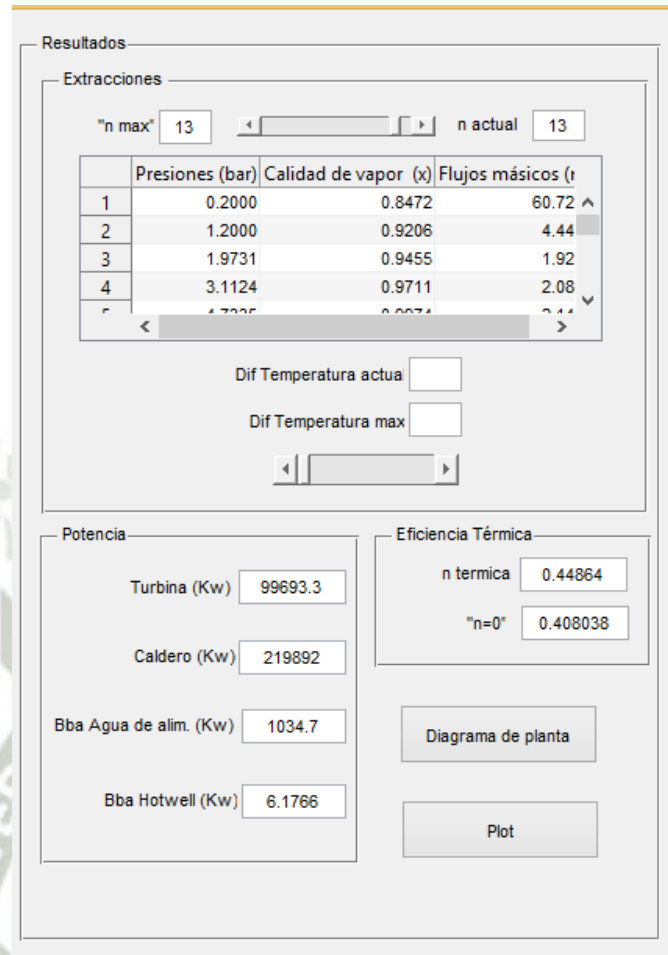


Figura 42: Caso 1, Máximo número de calentadores (13) para una distribución de 15°C por cada calentador, Ncalentadores, Elaboración propia

El programa cuenta con la opción “Plot” que es capaz de mostrar el crecimiento de eficiencia por cada calentador, Para 12 calentadores la eficiencia disminuye en lugar de aumentar. Figura 43.

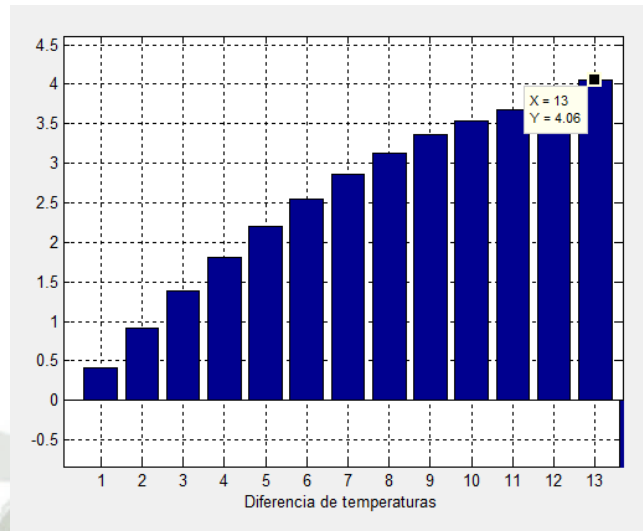


Figura 43: Caso1, incremento de eficiencia versus Número de calentadores máximo, Elaboración propia

Si continuamos la gráfica de incremento de eficiencia vs número de calentadores para 14, se sabe que para 13 calentadores las presiones y sus temperaturas de saturación son las que se muestran en la tabla 53, para 14 calentadores entonces serán:

Número de extracción	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Incremento de eficiencia (%)
1	1.9731	119.78	0.42%
2	3.1124	134.78	0.93%
3	4.7335	149.78	1.40%
4	6.9707	164.78	1.84%
5	9.9766	179.78	2.24%
6	13.9212	194.78	2.55%
7	18.9916	209.78	2.86%
8	25.3912	224.78	3.13%
9	33.3395	239.78	3.36%
10	43.0722	254.78	3.54%
11	54.8425	269.78	3.67%
12	68.9241	284.78	3.90%
13	85.6158	299.78	4.06%
14	105.24	314.78	0.42%

Tabla 53: Caso 1, aumento de presión, eficiencia y temperatura por cada extracción, elaboración propia

En la tabla 53, se observa que para las extracción siguiente, 14 la presión correspondiente es 105.24 psi por lo que no es posible al ser mayor a la presión de ingreso que la turbina o salida del caldero.

Caso 2: Para este caso se analizó un crecimiento de temperatura de 30 grados centígrados por calentador, siendo el número máximo de calentadores 8. Como se ve en la figura 44.

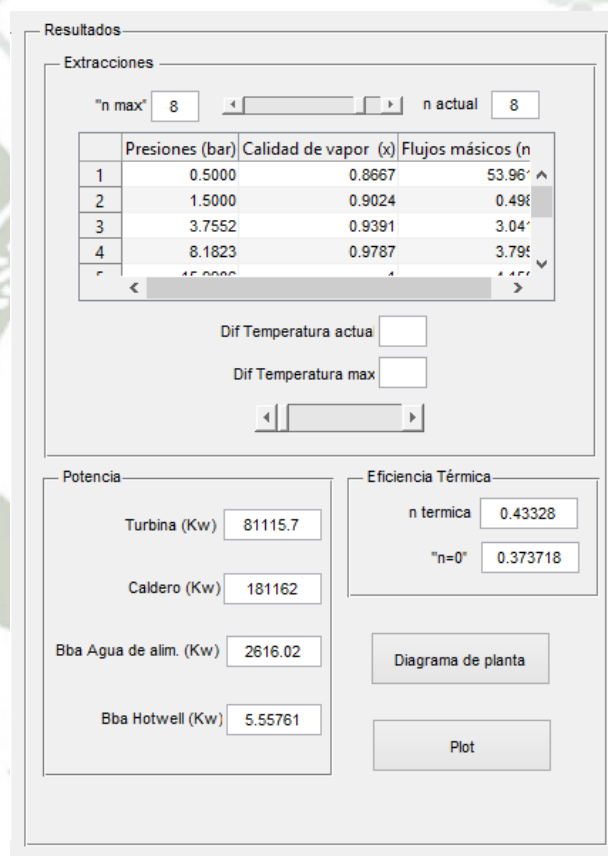


Figura 44: Caso2, Máximo número de calentadores (8) para una distribución de 30°C por cada calentador, Ncalentadores, Elaboración propia

El programa cuenta con la opción “Plot” que es capaz de mostrar el crecimiento de eficiencia por cada calentador, Figura 45.

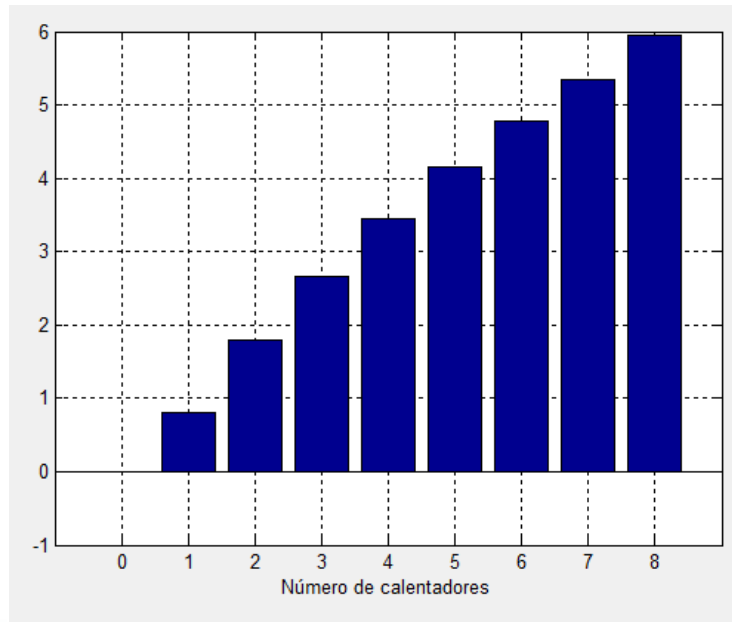


Figura 45: Caso2, incremento de eficiencia versus Número de calentadores máximo, Elaboración propia

El noveno calentador no es posible debido a que la presión de saturación para una temperatura fuera del rango es mayor que 373.95°C . Figura 44

4.3.3 MÁXIMO NÚMERO DE CALENTADORES VS INCREMENTO DE TEMPERATURA LINEAL

A continuación se analizan los dos casos, para un número máximo de calentadores, como es en el punto anterior pero para distintos incrementos de temperatura en el programa “Ncalentadores”

Para los dos casos se analizó varios crecimientos de temperatura desde 100°C hasta 0°C de incremento por cada calentador.

Caso 1, Resultados:

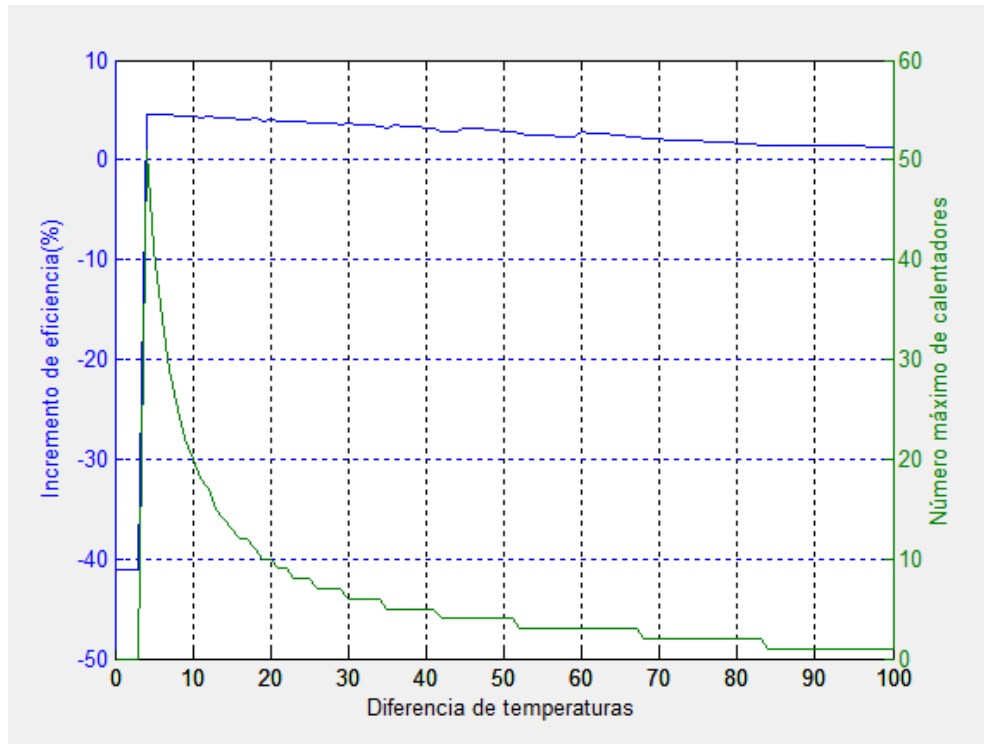


Figura 46: Caso1, Incremento de eficiencia y número de calentadores máximo vs incremento de temperatura por cada calentador, Elaboración propia

Resultado Figura 46: El número máximo de calentadores es de 51 para un incremento de temperatura de 4 grados centígrados, logrando un incremento máximo de eficiencia de 4.621% equivalentes a 45.76% de eficiencia total.

Caso 2, Resultados: siguiente hoja

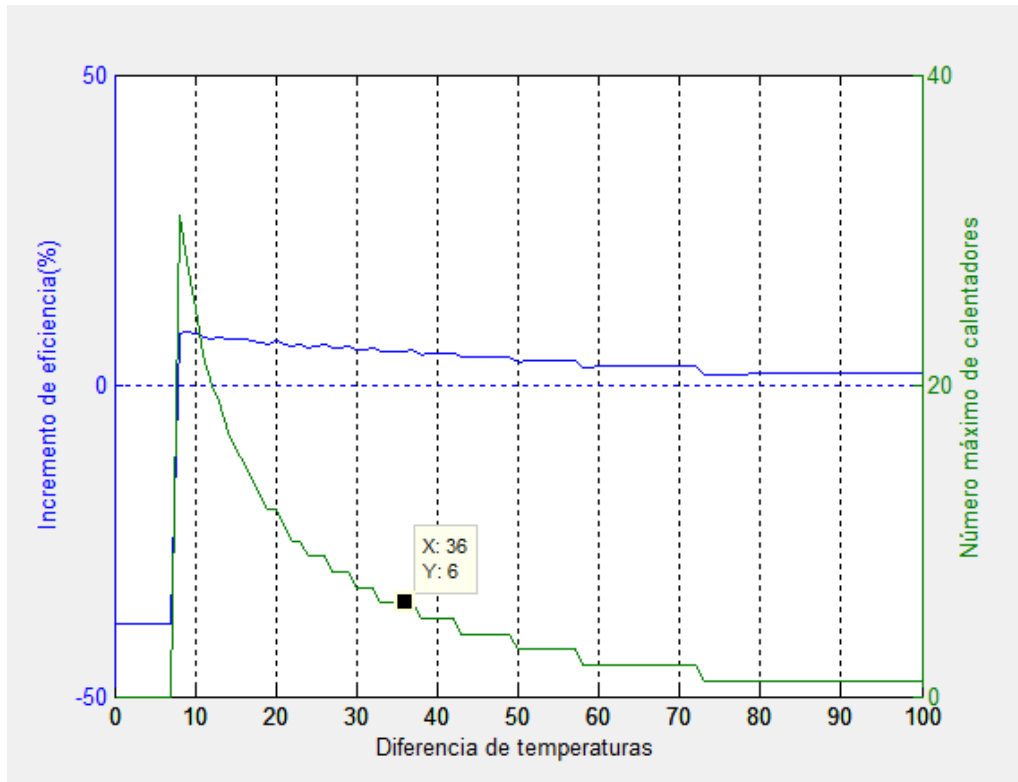


Figura 47: Caso2, Incremento de eficiencia y número de calentadores máximo vs incremento de temperatura por cada calentador, Elaboración propia

Resultado figura 47: El número máximo de calentadores es de 28 para un incremento de temperatura de 9 grados centígrados, logrando un incremento de eficiencia máximo de 8.5% equivalentes a 46.8% de eficiencia total.

4.3.4 MÁXIMO NÚMERO DE CALENTADORES VS DIFERENTES DISTRIBUCIONES DE TEMPERATURA

A continuación se muestran los resultados de incremento de eficiencia y número de calentadores máximo por cada diferencia de temperatura pero según diferentes distribuciones de temperaturas entre cada calentador. Todos los resultados fueron evaluados para el caso 1

INCREMENTO DE EFICIENCIA DISTRIBUCIÓN LINEAL

Para una distribución lineal:

$$(DTemp)(n) + Tsat(f(P3)) \quad (77)$$

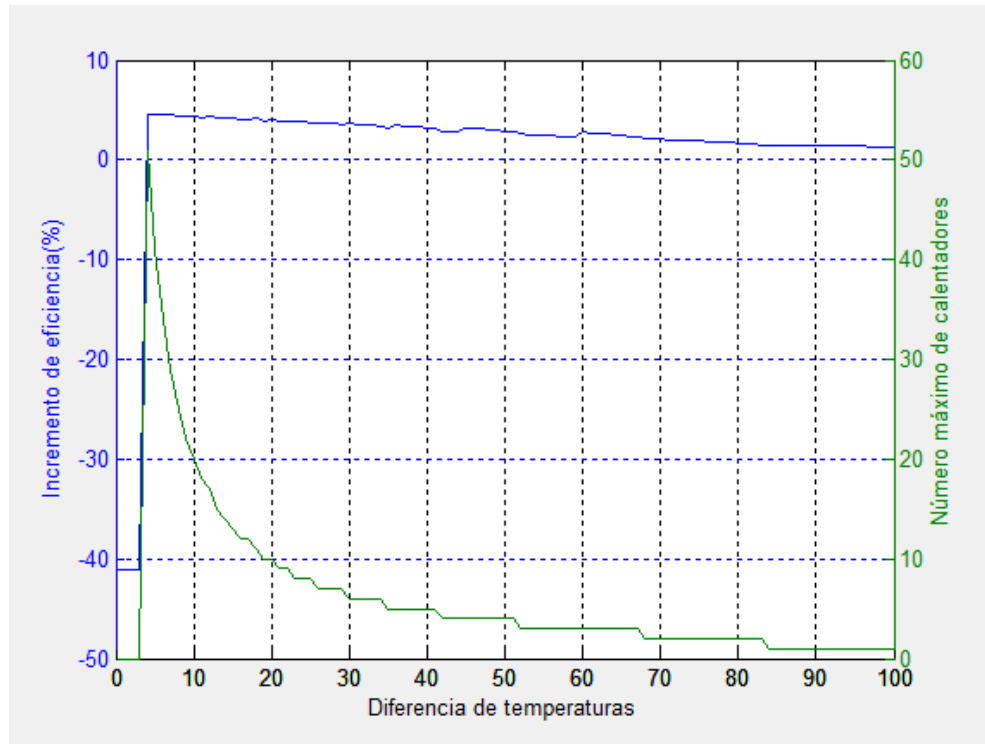


Figura 48: Caso1, Distribución de temperaturas lineal, Elaboración propia

Resultado Figura 48: El número máximo de calentadores es de 51 para un incremento de temperatura de 4 grados centígrados, logrando un incremento máximo de eficiencia de 4.621% equivalentes a 45.76% de eficiencia total.. Los incrementos de eficiencia se dan desde los 100 °C de diferencia hasta los 3.5°C.

INCREMENTO DE EFICIENCIA DISTRIBUCIÓN CUADRÁTICA

Para una distribución cuadrática se consideró la siguiente ecuación 78 ingresada al programa Ncalentadores:

$$(DTemp)^2(n) + Tsat(f(P3))$$

(78)

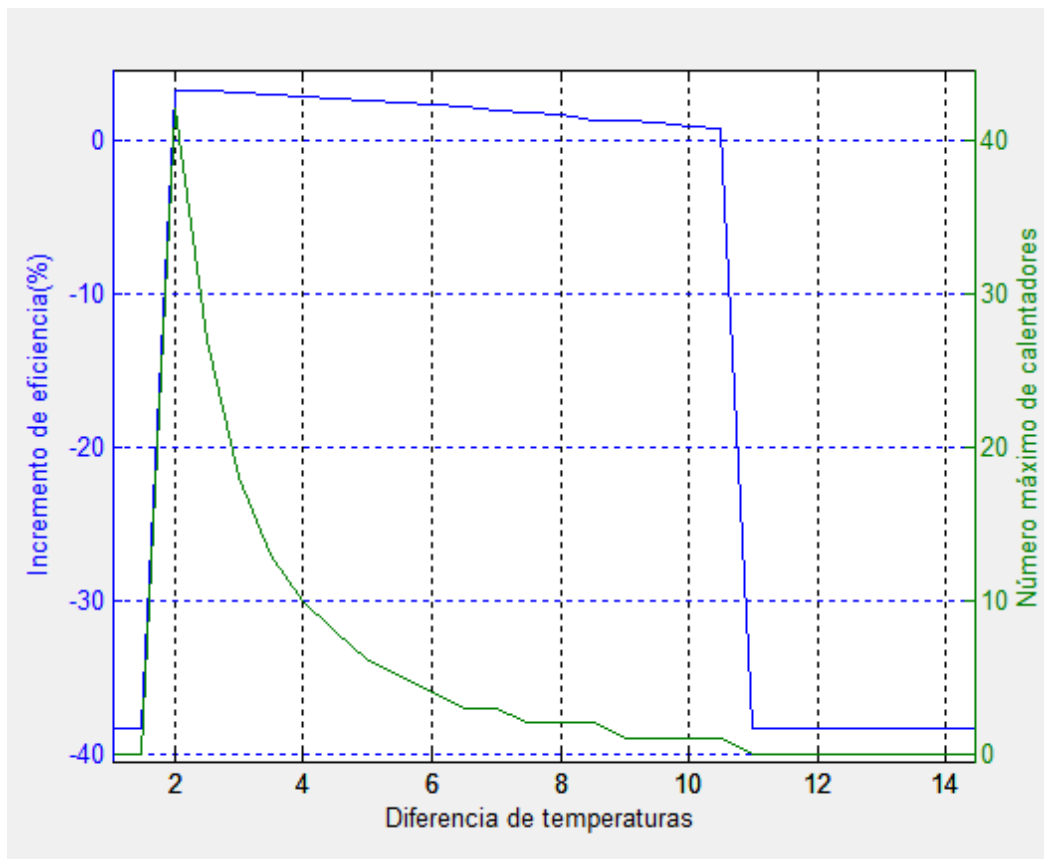


Figura 49: Caso1, Distribución cuadrática de temperaturas, Elaboración propia

Resultado Figura 49: El incremento de temperaturas da como resultado un crecimiento de temperaturas máximo de: 3.247% a 2°C y 42 calentadores, equivalentes a una eficiencia térmica total de 41.58%. Los incrementos de eficiencia se dan desde los 10.5 °C de diferencia hasta los 2°C.

INCREMENTO DE EFICIENCIA DISTRIBUCIÓN EXPONENCIAL

Para una distribución exponencial de temperaturas se formuló la siguiente ecuación

79:

$$\exp(DTemp)(n) + Tsat(f(P3))$$

(79)

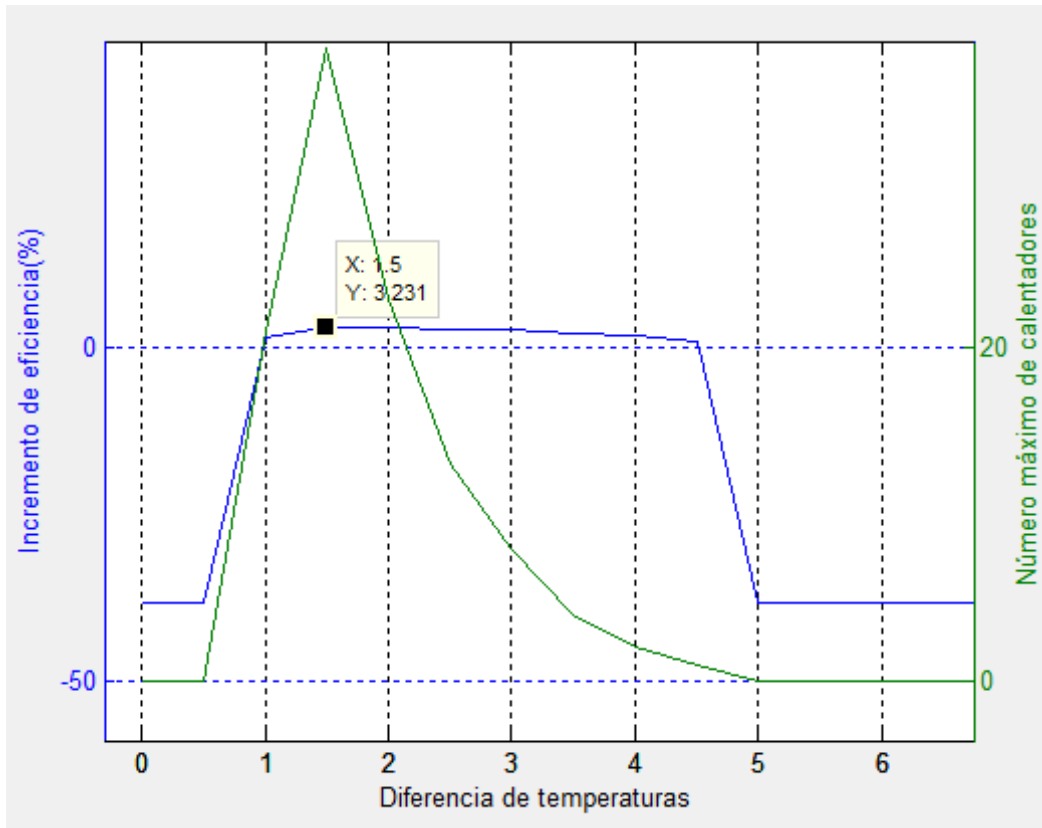


Figura 50: Caso1, Distribución exponencial de temperaturas
Distribución exponencial de temperaturas, Elaboración propia

Resultado Figura 50: El incremento de temperaturas da como resultado un crecimiento de temperaturas máximo de: 1.5% a 3.231°C y 38 calentadores, equivalentes a una eficiencia térmica total de 41.56%. Los incrementos de eficiencia se dan desde los 4.5 °C de diferencia hasta 1°C.

4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO

Para los casos anteriores, como mejor distribución de presiones tomaremos la distribución lineal de temperatura para resolver cuál es el número máximo de calentadores según el aspecto económico y utilizando los resultados anteriores de los casos 1 y 2.

CASO 1: Para este caso se tomó los siguientes valores:

$$C_{FH} = 75000 \frac{\$}{\text{Etapa}}$$

$$i = d = 0.1$$

$$C_{EL} = 0.07 \frac{\$}{(\text{kW} - \text{hr})}$$

$$H = 8760 \frac{\text{horas}}{\text{año}}$$

$$N = 20 \text{ años}$$

$$m = 100 \text{ kg/s}$$

$$M_s = 0$$

$$R_v = 0$$

Suponiendo que el mantenimiento y seguro es cero $M_s = 0$ y el valor de reventa como R_v como cero, se tendría que el factor P_2 es uno.

$$P_2 = 1$$

Para este caso el valor de inflación durante todo el periodo de funcionamiento de la planta será de 10% al igual que la tasa de descuento como suposición:

$$i = d = 0.1$$

El valor entonces de P_1 es decir de ganancias al año tomando en cuenta la inflación y la tasa de descuento es de:

$$P_1 = \frac{N}{1+i} = \frac{20}{1+0.1} = 18.18$$

Para la determinación del costo de vapor por extracción tomaremos como valores típicos a y b (centavos de dólar) de la bibliografía (Stoecker, 1989), como los costos de operación variables de vapor típicos para calentadores de agua de alimentación:

$$a = 5$$

$$b = 8$$

La ecuación (45) descrita en el marco teórico entonces estaría dada por lo siguiente:

$$S = (P1)(C_{EL})(H)(W)(\Delta n_{th})(n) - (P2)(C_{FH})(n) - (P1)(n)(C_{ase})(H)(w)(x)/n_{th}$$

Reemplazando los valores:

$$S = (18.18)(0.07)(8760)(W)(\Delta n_{th})(n) - (1)(75000)(n) - (18.18)(n)(3.6)(10)^{-5}(8760)(W)(x/m)(n)\left(5 + \frac{8}{2}\right) + 4(n)/n_{th} \quad (80)$$

Las demás variables dependen del número de calentadores por lo que usaremos los resultados del software para solucionarlos

Para una diferencia de temperaturas de 15 °C se tiene un aumento de eficiencia vs número de calentadores de (Figura 51):

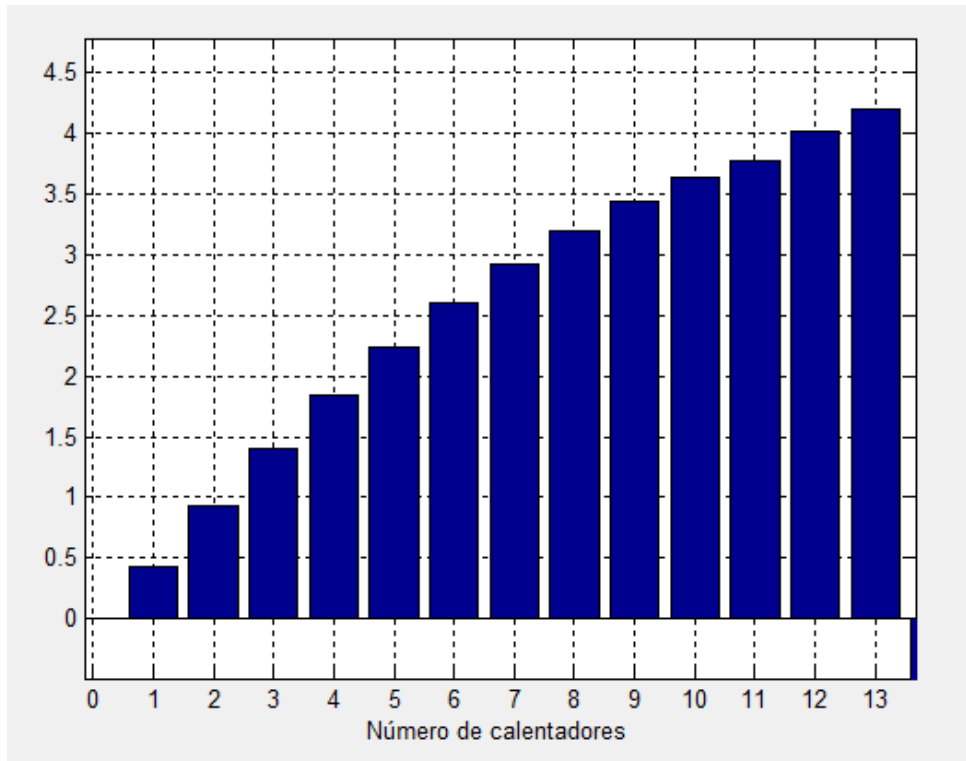


Figura 51: Caso 1, Incremento de eficiencia vs número de calentadores considerando la potencia de bombas, Elaboración propia

"n"	Incremento de eficiencia (%)	$(\Delta n_{th})(n)$	W (Kw)	n_{th}	x(kg/s)
1	0.42%	0.00423	126339	0.412209	2.9314
2	0.93%	0.00932	125196	0.417231	5.8672
3	1.40%	0.0140	123856	0.421869	8.7165
4	1.84%	0.0184	122324	0.426135	11.4875
5	2.24%	0.0224	120600	0.430023	14.1867
6	2.55%	0.0255	118681	0.433527	16.8209
7	2.86%	0.0286	116565	0.436638	18.47
8	3.13%	0.0313	114246	0.439344	21.9283
9	3.36%	0.0336	111712	0.441624	24.422
10	3.54%	0.0354	108949	0.443441	26.8934
11	3.67%	0.0367	105931	0.444733	29.3602
12	3.90%	0.0390	102990	0.447023	32.0579
13	4.06%	0.0406	99693.3	0.44864	34.8257

Tabla 54: Caso 1, Aumento de eficiencia vs número de calentadores, Elaboración propia

Reemplazando los valores en la ecuación (80) se tiene que el ahorro de 20 años de funcionamiento de la planta vs según el número de calentadores las ganancias son:

"n"	S(\$)
1	5212997.97
2	11040911.7
3	15730908.4
4	19497868.1
5	22213076.7
6	23255599.7
7	24483895.3
8	23571875.6
9	22397437.4
10	20273858.2
11	17255183.7

Tabla 55: Caso 1, Número de calentadores vs Ganancias, Elaboración propia

Si evaluamos el número de calentadores, y el ahorro (S) para diferentes distribuciones de temperatura (Anexo I, Cd-Rom evaluación económica), incluyendo las de la tabla (54) para 15°C, tendremos lo siguiente:

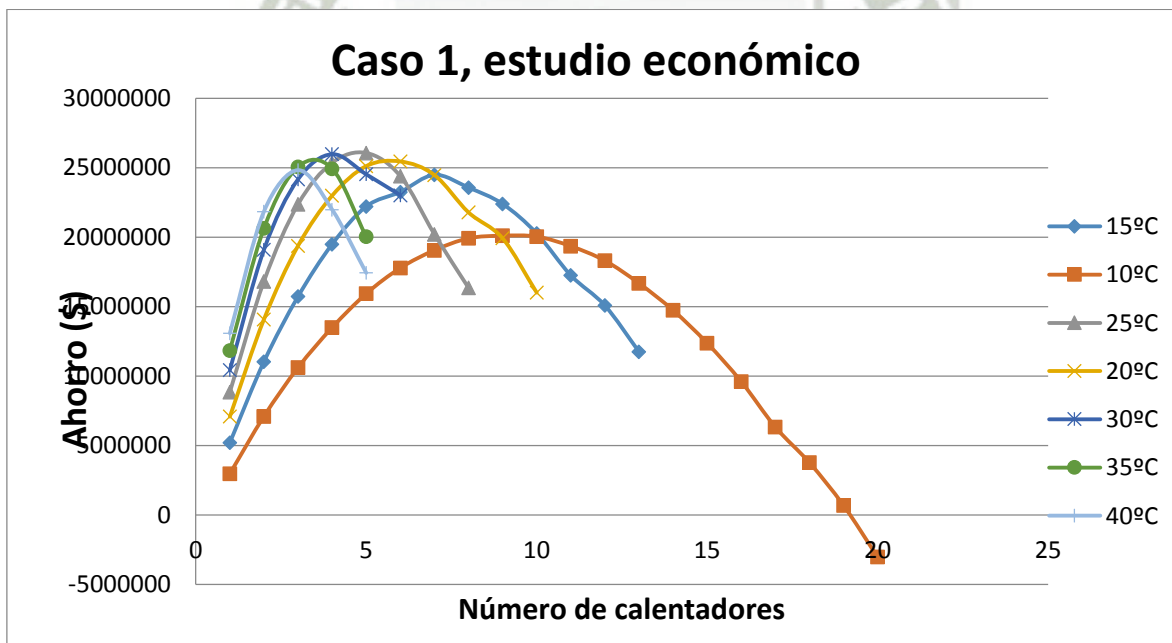


Figura 52: Caso1, Estudio económico, ganancias vs incremento de temperaturas y número de calentadores, Elaboración propia

Como se ve en el grafico 52, para el caso de 5 grados centígrados de distribución de temperaturas entre calentador existe el mayor ahorro (11 calentadores), sin embargo en

cuestiones técnicas como repartir la presión 0.30 bar entre cada extracción de la turbina resultaría complejo.

Se conoce que por cada temperatura existe un máximo número de calentadores en la evaluación económica por lo que tomando como datos el ahorro máximo de cada curva del grafico vs diferencia de temperaturas:

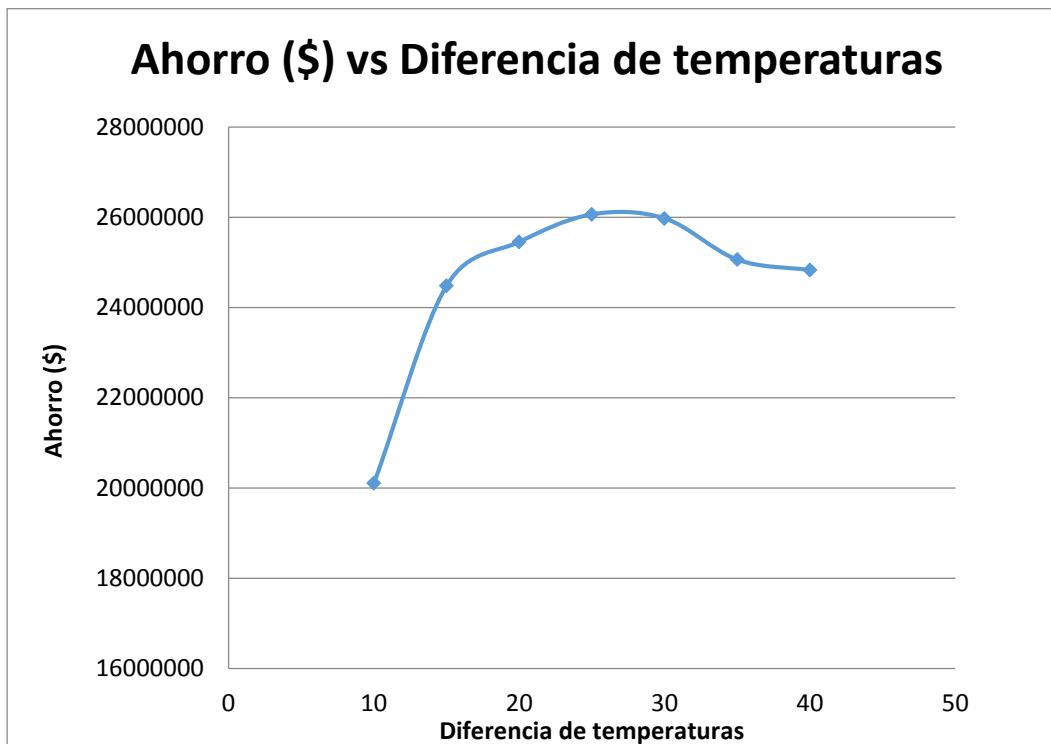


Figura 53: Ahorro máximo vs Diferencia de temperaturas, Elaboración propia

Resultado: para el caso 1, la mejor distribución de temperaturas es de 25°C debido a que es el mayor ahorro durante 20 años de funcionamiento. Logrando un incremento de eficiencia de 2.23% equivalentes a una eficiencia total de 40.26% y 4 calentadores como máximo

CASO 2: Para este caso se tomó los siguientes valores:

Para una diferencia de temperaturas de 30grados se tiene un aumento de eficiencia vs número de calentadores:

Caso 2: Para este caso se tomó los siguientes valores:

$$C_{FH} = 75000 \frac{\$}{\text{Etapa}}$$

$$i = d = 0.1$$

$$C_{EL} = 0.05 \frac{\$}{(\text{kW} - \text{hr})}$$

$$H = 4000 \frac{\text{horas}}{\text{año}}$$

$$N = 20 \text{ años}$$

$$m = 100 \text{ kg/s}$$

$$Ms = 0$$

$$Rv = 0$$

Suponiendo que el mantenimiento y seguro es cero $Ms = 0$ y el valor de reventa como Rv como cero, se tendría que el factor $P2$ es uno.

$$P2 = 1$$

Para este caso el valor de inflación durante todo el periodo de funcionamiento de la planta será de 10% al igual que la tasa de descuento:

$$i = d = 0.1$$

El valor entonces de $P1$ es decir de ganancias al año tomando en cuenta la inflación y la tasa de descuento es de:

$$P1 = \frac{N}{1+i} = \frac{20}{1+0.1} = 18.18$$

Para la determinación del costo de vapor por extracción tomaremos como valores típicos a y b (centavos de dólar) de la bibliografía (Stoecker, 1989), como los costos de operación variables de vapor típicos para calentadores de agua de alimentación:

$$a = 5$$

$$b = 8$$

La ecuación 45 descrita en el marco teórico entonces estaría dada por lo siguiente:

$$S = (P1)(C_{EL})(H)(W)(\Delta n_{th})(n) - (P2)(C_{FH})(n) - (P1)(n)(C_{ase})(H)(w)(x)/n_{th}$$

Reemplazando los valores:

$$S = (18.18)(0.05)(4000)(W)(\Delta n_{th})(n) - (1)(75000)(n) - (18.18)(n)(3.6)(10)^{-5}(4000)(W)(x/m)(n)\left(5 + \frac{8}{2}\right) + 4(n)/n_{th} \quad (81)$$

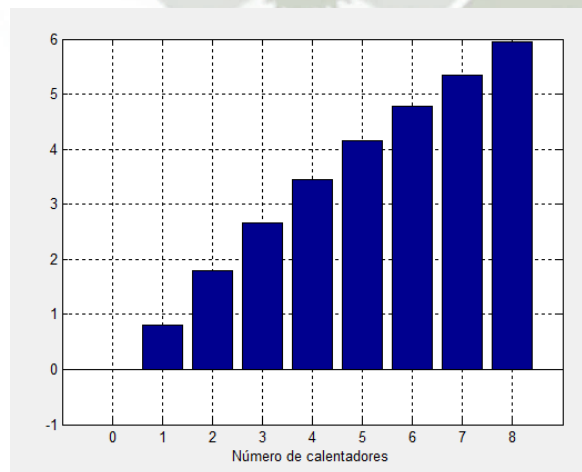


Figura 54: Caso 2, incremento de eficiencia vs número de calentadores considerando las potencias de las bombas, Elaboración propia

"n"	Incremento de eficiencia (%)	$(\Delta n_{th})(n)$	W (Kw)	n_{th}	(n)(x)(kg/s)
1	0.81%	0.0081	113307	0.381833	5.79270
2	1.79%	0.0179	111043	0.391605	11.7557
3	2.66%	0.0266	108127	0.400359	17.4814
4	3.45%	0.0345	104562	0.40822	23.0321
5	4.15%	0.0415	100293	0.415235	28.4708
6	4.78%	0.0478	95203.6	0.421476	33.8882
7	5.34%	0.0534	89044.8	0.427142	39.4440
8	5.96%	0.0596	81115.7	0.43328	45.5399

Tabla 56: Caso 2, Aumento de eficiencia vs número de calentadores, Elaboración propia

Reemplazando los valores en la ecuación se tiene que el ahorro de 20 años de funcionamiento de la planta vs según el número de calentadores es:

"n"	S(\$)
1	2677061.43
2	5593635.62
3	7637191.89
4	8955380
5	9537888.25
6	9483449.49
7	8799343.71
8	7827225.96

Tabla 57: Caso 2, Número de calentadores vs Ganancias, Elaboración propia

Si evaluamos el número de calentadores, y el ahorro (S) para diferentes distribuciones de temperatura (Anexo I, Cd-Rom evaluación económica) incluyendo la tabla 58 para 30 °C, tendremos lo siguiente:

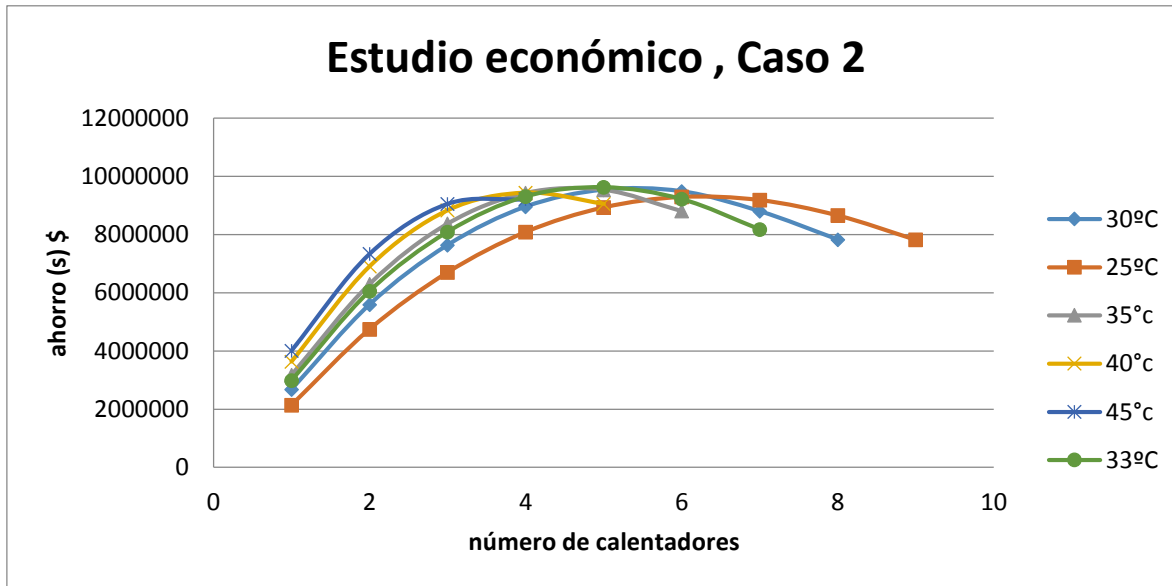


Figura 55: Caso2, Ahorro para diferentes distribución de presiones vs número de calentadores, Elaboración propia

Como se ve en el grafico 55, Se conoce que por cada temperatura existe un máximo número de calentadores en la evaluación económica por lo que tomando como datos el ahorro máximo de cada curva del grafico vs la diferencia de temperaturas tenemos:

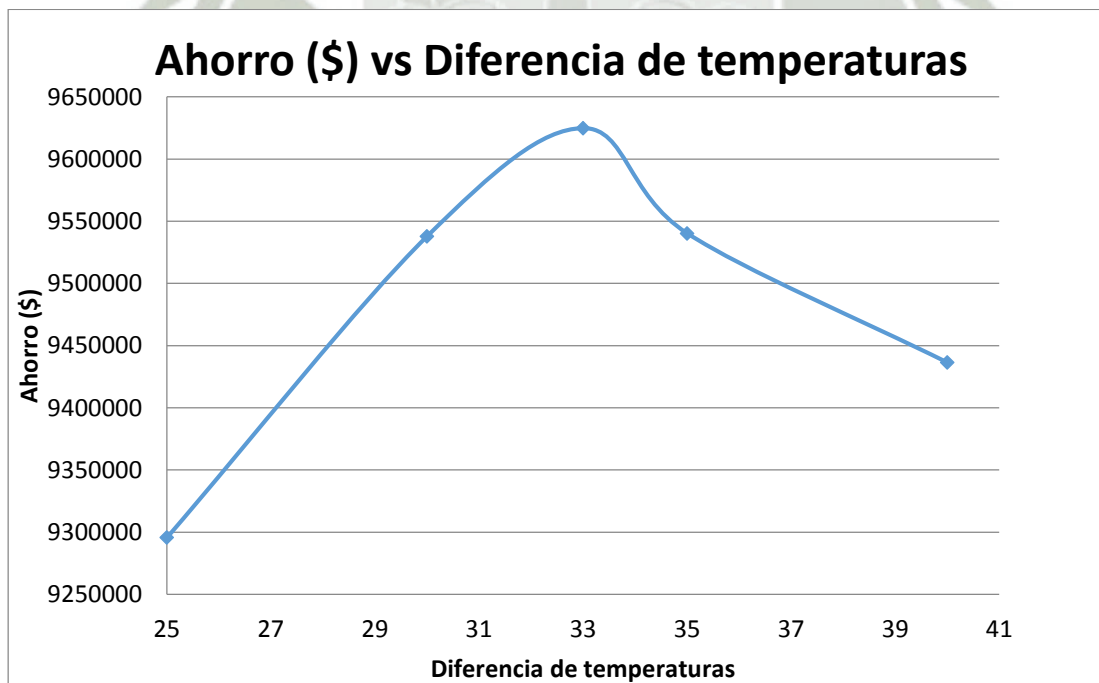


Figura 56: Ahorro máximo vs Diferencia de temperaturas. Elaboración propia

Resultado: Para el caso 2, La mejor distribución de temperaturas es de 35°C debido a que es el mayor ahorro durante 20 años de funcionamiento. Logrando un incremento de eficiencia de 3.73% equivalentes a una eficiencia térmica total de 41.11% y 4 calentadores como máximo



CONCLUSIONES

- PRIMERA: Se logró simular un ciclo térmico para diferentes números de extracciones en Matlab, desarrollando una interfaz gráfica Guide.
- SEGUNDA: De las distribuciones lineal, exponencial y cuadrática evaluadas, la mejor distribución de temperaturas entre cada calentador para obtener un bajo número de calentadores vs incrementos de eficiencia altos fue la primera.
- TERCERA: El software desarrollado “Ncalentadores”, fue capaz de solucionar el máximo número de calentadores para una determinada distribución de temperaturas, la máxima distribución de temperaturas vs el número de calentadores máximo y la solución de un ciclo con determinadas presiones. Cada condición con visualizaciones gráficas de número de calentadores vs incremento de eficiencia.
- CUARTA: El análisis de resultados por el programa (evaluación térmica) fue una herramienta para el análisis económico, gracias a esto se determinó las mejores condiciones como número máximo de calentadores, distribución de presiones y máximo incremento de presiones.
- QUINTA: En cualquier distribución se demuestra que existe un límite de calentadores:
 - Un flujo negativo en una de las extracciones, en la solución del sistema, significa que una de las extracciones no es necesaria debido a que los siguientes calentadores que alimentan al anterior calentador reemplazan la función de la extracción de dicho calentador.
 - La máxima presión de los calentadores solo podrá ser igual o menor a la presión de salida del caldero

RECOMENDACIONES

- Para cualquier uso de software, verificar siempre que la obtención de las propiedades termodinámicas sean usadas según la IAPWS a partir del año 2005, lo cual garantiza que los resultados sean los correctos y cumplan con un estándar.
- El presente trabajo también presenta una introducción al manejo de las ecuaciones IAPWS que son utilizadas en el software “EES”, y que puede ser usado para cualquier otro proyecto para determinar propiedades del vapor y agua mediante el manejo de ecuaciones.
- No siempre por aumentar las presiones de cada extracción se tiene la mayor eficiencia, una mala distribución de presiones puede ocasionar lo contrario, es decir una disminución de eficiencia e incluso una mala operación del sistema.
- Consideraciones del software:
 - Usa presiones absolutas en bar
 - Usa Temperaturas en grados centígrados
 - La diferencia terminal de temperatura es $TTD = 0$
 - La temperatura de recalentamiento en la salida es igual a el sobrecalentamiento
 - Solo está programado para resolver una configuración de planta

BIBLIOGRAFÍA

- Báez López, D., & Cevantes Villgómez, O. (2012). *Matlab con aplicaciones a la ingeniería, Física y Finanzas* (2da ed.). México: Alfaomega.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (7ta Edición ed.). México: McGraw-Hill.
- Corona Barajas , E., & Melo Gómez , A. (2005). *Modelación y Simulación de una Planta de Potencia de vapor ideal*. Mexico.
- Duffie , J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*.
- Moore, H. (2010). *Matlab para ingenieros*. Mexico : Pearson Prentice Hall.
- IAPWS . (1995). *Formulation 1995 for thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use .*
- IAPWS . (2007). *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the thermodynamic Properties of Water and Steam .* Switzerland .
- IAPWS. (24 de Febrero de 2015). *The International Association for the Properties of Water and Steam*. Obtenido de www.iapws.org
- IAPWS-IF97-S03rev. (2004). *Supplementary Release on Backward Equation $p(h,s)$ for Region 3, Equations as a Function of h and s for the Region Boundaries, and an Equation $T_{sat}(h,s)$ for Region 4 of the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water Steam*. Japan, Kyoto.
- Joyanes Aguila, L. (2008). *Fundamentos de programación , algoritmos, estructura de datos y objetos*. Madrid: Mac Graw Hil.

Kretschmar, H., & Knobloch, K. (2004). *Supplementary Backward Equations for the industrial Formulation IAPWS-IF97 of Water and Steam for Fast Calculation of Heat Cycles , Boilers , And Steam Turbines .*

Megallón , C. (2007). Programa de simulación de ciclos termodinámicos de plantas de vapor. *Revista Ciencia e Ingeniería*, 175-182.

Pascual , C. (2004). *EES Tutorial .*

Rajput, R. K. (2013). *Ingeniería Termodinámica* (3ra edición ed.). Cengage Learning.

Sait Sylemez, M. (2011). *On the Thermo Economical Optimization of feed heaters in thermal powerl plants.* Turkia .

Stoecker, W. F. (1989). *Design of Thermal Systems* (3ra Edición ed.). New York: Mc Graw Hill.

Szargut, J. (2005). *Influencie of Regenerative Feed Water Heaters on the Operational Costs of Steam Power Plants and HP Plants.*

Wikipedia. (17 de Marzo de 2013). *Wikipedia the Free Encyclopedia.* Obtenido de www.wikipedia.org/IAPWS



ANEXO A: Coeficientes de la ecuación de Gibbs y su relación con otras propiedades termodinámicas.

Tabla (58). Región 1, Valores de los 3 coeficientes de la ecuación de Gibbs

Fuente: The International Association for Properties of Water and Steam, Lucerne, Switzerland August 2007, revised release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	-2	0.146 329 712 131 67	18	2	3	$-0.441 418 453 308 46 \times 10^{-5}$
2	0	-1	-0.845 481 871 691 14	19	2	17	$-0.726 949 962 975 94 \times 10^{-15}$
3	0	0	$-0.375 636 036 720 40 \times 10^1$	20	3	-4	$-0.316 796 448 450 54 \times 10^{-4}$
4	0	1	$0.338 551 691 683 85 \times 10^1$	21	3	0	$-0.282 707 979 853 12 \times 10^{-5}$
5	0	2	-0.957 919 633 878 72	22	3	6	$-0.852 051 281 201 03 \times 10^{-9}$
6	0	3	0.157 720 385 132 28	23	4	-5	$-0.224 252 819 080 00 \times 10^{-5}$
7	0	4	$-0.166 164 171 995 01 \times 10^{-1}$	24	4	-2	$-0.651 712 228 956 01 \times 10^{-6}$
8	0	5	$0.812 146 299 835 68 \times 10^{-3}$	25	4	10	$-0.143 417 299 379 24 \times 10^{-12}$
9	1	-9	$0.283 190 801 238 04 \times 10^{-3}$	26	5	-8	$-0.405 169 968 601 17 \times 10^{-6}$
10	1	-7	$-0.607 063 015 658 74 \times 10^{-3}$	27	8	-11	$-0.127 343 017 416 41 \times 10^{-8}$
11	1	-1	$-0.189 900 682 184 19 \times 10^{-1}$	28	8	-6	$-0.174 248 712 306 34 \times 10^{-9}$
12	1	0	$-0.325 297 487 705 05 \times 10^{-1}$	29	21	-29	$-0.687 621 312 955 31 \times 10^{-18}$
13	1	1	$-0.218 417 171 754 14 \times 10^{-1}$	30	23	-31	$0.144 783 078 285 21 \times 10^{-19}$
14	1	3	$-0.528 383 579 699 30 \times 10^{-4}$	31	29	-38	$0.263 357 816 627 95 \times 10^{-22}$
15	2	-3	$-0.471 843 210 732 67 \times 10^{-3}$	32	30	-39	$-0.119 476 226 400 71 \times 10^{-22}$
16	2	0	$-0.300 017 807 930 26 \times 10^{-3}$	33	31	-40	$0.182 280 945 814 04 \times 10^{-23}$
17	2	1	$0.476 613 939 069 87 \times 10^{-4}$	34	32	-41	$-0.935 370 872 924 58 \times 10^{-25}$

Tabla 58: Coeficientes para la ecuación Región 1



Región 1, Tabla 59 Relación de las propiedades termodinámicas y la ecuación de Gibbs.

Fuente: The International Association for Properties of Water and Steam, Lucerne, Switzerland August 2007, revised release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.

Specific volume $v = (\partial g / \partial p)_T$	$v(\pi, \tau) \frac{p}{RT} = \pi \gamma_\pi$
Specific internal energy $u = g - T(\partial g / \partial T)_p - p(\partial g / \partial p)_T$	$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau - \pi \gamma_\pi$
Specific entropy $s = -(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau \gamma_\tau - \gamma$
Specific enthalpy $h = g - T(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau$
Specific isobaric heat capacity $c_p = (\partial h / \partial T)_p$	$\frac{c_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau}$
Specific isochoric heat capacity $c_v = (\partial u / \partial T)_v$	$\frac{c_v(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau} + \frac{(\gamma_\pi - \tau \gamma_{\pi\tau})^2}{\gamma_{\pi\pi}}$
Speed of sound $w = v[-(\partial p / \partial v)_s]^{1/2}$	$\frac{w^2(\pi, \tau)}{RT} = \frac{\gamma_\pi^2}{\frac{(\gamma_\pi - \tau \gamma_{\pi\tau})^2}{\tau^2 \gamma_{\tau\tau}} - \gamma_{\pi\pi}}$

$${}^a \gamma_\pi = \left[\frac{\partial \gamma}{\partial \pi} \right]_\tau, \quad \gamma_{\pi\pi} = \left[\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \pi^2} \right]_\tau, \quad \gamma_\tau = \left[\frac{\partial \gamma}{\partial \tau} \right]_\pi, \quad \gamma_{\tau\tau} = \left[\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \tau^2} \right]_\pi, \quad \gamma_{\pi\tau} = \left[\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \pi \partial \tau} \right]$$

$$\gamma = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1.222)^{J_i}$$

$$\gamma_\pi = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7.1 - \pi)^{I_i - 1} (\tau - 1.222)^{J_i} \quad \gamma_{\pi\pi} = \sum_{i=1}^{34} n_i I_i (I_i - 1) (7.1 - \pi)^{I_i - 2} (\tau - 1.222)^{J_i}$$

$$\gamma_\tau = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1} \quad \gamma_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 1.222)^{J_i - 2}$$

$$\gamma_{\pi\tau} = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7.1 - \pi)^{I_i - 1} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1}$$

Tabla 59: Relación de las propiedades termodinámicas

ANEXO B: Tolerancias de las ecuaciones de respaldo IAPWS Tabla 60-61-62

Equation	$ \Delta T _{\text{tol}}$ mK	$ \Delta T _{\text{max}}$ mK
$T_1^{97}(p,h)$	25	23.6
$T_{2a}^{97}(p,h)$	10	9.3
$T_{2b}^{97}(p,h)$	10	9.6
$T_{2c}^{97}(p,h)$	25	23.7
$T_{3a}^{03}(p,h)$	25	23.6
$T_{3b}^{03}(p,h)$	25	19.6

Equation	$ \Delta v/v _{\text{tol}}$ %	$ \Delta v/v _{\text{max}}$ %
$v_{3a}^{03}(p,h)$	0.01	0.0080
$v_{3b}^{03}(p,h)$	0.01	0.0095

Tabla 60: Consistencia numérica de las ecuaciones de respaldo $T(p,h)$ y $v(p,h)$ IAPWS-IF67

Equation	$ \Delta T _{\text{tol}}$ mK	$ \Delta T _{\text{max}}$ mK
$T_1^{97}(p,s)$	25	21.8
$T_{2a}^{97}(p,s)$	10	8.8
$T_{2b}^{97}(p,s)$	10	6.5
$T_{2c}^{97}(p,s)$	25	19.0
$T_{3a}^{03}(p,s)$	25	24.8
$T_{3b}^{03}(p,s)$	25	22.1

Equation	$ \Delta v/v _{\text{tol}}$ %	$ \Delta v/v _{\text{max}}$ %
$v_{3a}^{03}(p,s)$	0.01	0.0096
$v_{3b}^{03}(p,s)$	0.01	0.0077

Tabla 61: Consistencia numérica de las ecuaciones de respaldo $T(p,s)$ y $v(p,s)$ IAPWS-IF67

Equation	$ \Delta p/p _{\text{tot}}$ %	$ \Delta p/p _{\text{max}}$ %	$ \Delta T _{\text{tot}}$ mK	$ \Delta T _{\text{max}}$ mK	$ \Delta v/v _{\text{tot}}$ %	$ \Delta v/v _{\text{max}}$ %
$p_1^{01}(h,s)$ $p \leq 2.5\text{MPa}$	0.60	0.55	25	24.0		
$p_1^{01}(h,s)$ $p > 2.5\text{MPa}$	15 kPa	14 kPa				
$p_{2a}^{01}(h,s)$	0.0035	0.0029	10	9.7		
$p_{2b}^{01}(h,s)$	0.0035	0.0034	10	9.8		
$p_{2c}^{01}(h,s)$	0.0088	0.0063	25	24.9		
$p_{3a}^{04}(h,s)$	0.01	0.0070	25	23.7	0.01	0.0097
$p_{3b}^{04}(h,s)$	0.01	0.0084	25	22.4	0.01	0.0095

Equation	$ \Delta T _{\text{tot}}$ mK	$ \Delta T _{\text{max}}$ mK	$ \Delta p/p _{\text{tot}}$ %	$ \Delta p/p _{\text{max}}$ %	$ \Delta x _{\text{tot}}$ -	$ \Delta x _{\text{max}}$ -
$T_{\text{sat}}^{04}(h,s)$ $s \leq 5.85 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	25	0.86	0.0088	0.0034	4.4×10^{-6}	0.57×10^{-6}
$T_{\text{sat}}^{04}(h,s)$ $s > 5.85 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	10	0.67	0.0035	0.0029	0.64×10^{-6}	0.25×10^{-6}

Tabla 62: Consistencia numérica de ecuaciones de respaldo $p(h,s)$, de las ecuaciones de respaldo $T(h,s)$ y $v(h,s)$ y $T_{\text{sat}}(h,s)$ IAPWS-IF97

ANEXO C: Valores de validación de ecuación fundamental de las regiones 1, 2, 3,4 y 5

	$T = 300 \text{ K},$ $p = 3 \text{ MPa}$	$T = 300 \text{ K},$ $p = 80 \text{ MPa}$	$T = 500 \text{ K},$ $p = 3 \text{ MPa}$
$v/(\text{m}^3 \text{ kg}^{-1})$	$0.100\ 215\ 168 \times 10^{-2}$	$0.971\ 180\ 894 \times 10^{-3}$	$0.120\ 241\ 800 \times 10^{-2}$
$h/(\text{kJ kg}^{-1})$	$0.115\ 331\ 273 \times 10^3$	$0.184\ 142\ 828 \times 10^3$	$0.975\ 542\ 239 \times 10^3$
$u/(\text{kJ kg}^{-1})$	$0.112\ 324\ 818 \times 10^3$	$0.106\ 448\ 356 \times 10^3$	$0.971\ 934\ 985 \times 10^3$
$s/(\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1})$	0.392 294 792	0.368 563 852	$0.258\ 041\ 912 \times 10^1$
$c_p/(\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1})$	$0.417\ 301\ 218 \times 10^1$	$0.401\ 008\ 987 \times 10^1$	$0.465\ 580\ 682 \times 10^1$
$w/(\text{m s}^{-1})$	$0.150\ 773\ 921 \times 10^4$	$0.163\ 469\ 054 \times 10^4$	$0.124\ 071\ 337 \times 10^4$

^a It is recommended to verify programmed functions using 8 byte real values for all three combinations of T and p given in this table.

Tabla 63: Valores calculados de propiedades termodinámicas para la región 1 fundamental

p/MPa	$h/(\text{kJ kg}^{-1})$	T/K
3	500	$0.391\ 798\ 509 \times 10^3$
80	500	$0.378\ 103\ 626 \times 10^3$
80	1500	$0.611\ 041\ 229 \times 10^3$

^a It is recommended to verify the programmed equation (8 byte real values) for all three combinations of p and h given in this table.

Tabla 64: Valores para la validación de la ecuación de respaldo $T(p,h)$ región 1

p/MPa	$s/(\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	T/K
3	0.5	$0.307\ 842\ 258 \times 10^3$
80	0.5	$0.309\ 979\ 785 \times 10^3$
80	3	$0.565\ 899\ 909 \times 10^3$

^a It is recommended to verify the programmed equation using 8 byte real values for all three combinations of p and s given in this table.

Tabla 65: Valores para la validación de la ecuación de respaldo $T(p,s)$ región 1

$h/(\text{kJ kg}^{-1})$	$s/(\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	$p_1(h,s)/\text{MPa}$
0.001	0	$9.800\ 980\ 612 \times 10^{-4}$
90	0	$9.192\ 954\ 727 \times 10^1$
1500	3.4	$5.868\ 294\ 423 \times 10^1$

^a It is recommended to verify programmed functions using 8 byte real values for all variables.

Tabla 66: Valores para la validación de la ecuación de respaldo $p(h,s)$ región 1

Table 15. Thermodynamic property values calculated from Eq. (15) for selected values of T and p ^a

	$T = 300 \text{ K},$ $p = 0.0035 \text{ MPa}$	$T = 700 \text{ K},$ $p = 0.0035 \text{ MPa}$	$T = 700 \text{ K},$ $p = 30 \text{ MPa}$
$v/(\text{m}^3 \text{kg}^{-1})$	$0.394\ 913\ 866 \times 10^2$	$0.923\ 015\ 898 \times 10^2$	$0.542\ 946\ 619 \times 10^{-2}$
$h/(\text{kJ kg}^{-1})$	$0.254\ 991\ 145 \times 10^4$	$0.333\ 568\ 375 \times 10^4$	$0.263\ 149\ 474 \times 10^4$
$u/(\text{kJ kg}^{-1})$	$0.241\ 169\ 160 \times 10^4$	$0.301\ 262\ 819 \times 10^4$	$0.246\ 861\ 076 \times 10^4$
$s/(\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	$0.852\ 238\ 967 \times 10^1$	$0.101\ 749\ 996 \times 10^2$	$0.517\ 540\ 298 \times 10^1$
$c_p/(\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	$0.191\ 300\ 162 \times 10^1$	$0.208\ 141\ 274 \times 10^1$	$0.103\ 505\ 092 \times 10^2$
$w/(\text{m s}^{-1})$	$0.427\ 920\ 172 \times 10^3$	$0.644\ 289\ 068 \times 10^3$	$0.480\ 386\ 523 \times 10^3$

^a It is recommended to verify programmed functions using 8 byte real values for all three combinations of T and p given in this table.

Tabla 67: Valores calculados ecuación fundamental de propiedades termodinámicas para la región

Equation	p/MPa	$h/(\text{kJ kg}^{-1})$	T/K
22	0.001	3000	$0.534\ 433\ 241 \times 10^3$
	3	3000	$0.575\ 373\ 370 \times 10^3$
	3	4000	$0.101\ 077\ 577 \times 10^4$
23	5	3500	$0.801\ 299\ 102 \times 10^3$
	5	4000	$0.101\ 531\ 583 \times 10^4$
	25	3500	$0.875\ 279\ 054 \times 10^3$
24	40	2700	$0.743\ 056\ 411 \times 10^3$
	60	2700	$0.791\ 137\ 067 \times 10^3$
	60	3200	$0.882\ 756\ 860 \times 10^3$

^a It is recommended to verify the programmed equations using 8 byte real values for all three combinations of p and h given in this table for each of the equations.

Tabla 68: Valores para la validación de las ecuaciones de respaldo Región 2 $T(p,h)$

Equation	p/MPa	$s/(\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	T/K
25	0.1	7.5	$0.399\ 517\ 097 \times 10^3$
	0.1	8	$0.514\ 127\ 081 \times 10^3$
	2.5	8	$0.103\ 984\ 917 \times 10^4$
26	8	6	$0.600\ 484\ 040 \times 10^3$
	8	7.5	$0.106\ 495\ 556 \times 10^4$
	90	6	$0.103\ 801\ 126 \times 10^4$
27	20	5.75	$0.697\ 992\ 849 \times 10^3$
	80	5.25	$0.854\ 011\ 484 \times 10^3$
	80	5.75	$0.949\ 017\ 998 \times 10^3$

^a It is recommended to verify the programmed equations using 8 byte real values for all three combinations of p and s given in this table for each of the equations.

Tabla 69: Valores para validar las ecuaciones de respaldo $T(p,s)$ región 2

Equation	$h / (\text{kJ kg}^{-1})$	$s / (\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	$p(h,s) / \text{MPa}$
$p_{2a}(h,s)$, Eq.(3)	2800	6.5	1.371 012 767
	2800	9.5	$1.879 743 844 \times 10^{-3}$
	4100	9.5	$1.024 788 997 \times 10^{-1}$
$p_{2b}(h,s)$, Eq.(4)	2800	6	4.793 911 442
	3600	6	$8.395 519 209 \times 10^1$
	3600	7	7.527 161 441
$p_{2c}(h,s)$, Eq.(5)	2800	5.1	$9.439 202 060 \times 10^1$
	2800	5.8	8.414 574 124
	3400	5.8	$8.376 903 879 \times 10^1$

^a It is recommended to verify programmed functions using 8 byte real values for all variables.

Tabla 70: Valores para validación ecuaciones de respaldo Región 2, $p(h,s)$

	$T = 650 \text{ K},$ $\rho = 500 \text{ kg m}^{-3}$	$T = 650 \text{ K},$ $\rho = 200 \text{ kg m}^{-3}$	$T = 750 \text{ K},$ $\rho = 500 \text{ kg m}^{-3}$
p/MPa	$0.255 837 018 \times 10^2$	$0.222 930 643 \times 10^2$	$0.783 095 639 \times 10^2$
$h/(\text{kJ kg}^{-1})$	$0.186 343 019 \times 10^4$	$0.237 512 401 \times 10^4$	$0.225 868 845 \times 10^4$
$u/(\text{kJ kg}^{-1})$	$0.181 226 279 \times 10^4$	$0.226 365 868 \times 10^4$	$0.210 206 932 \times 10^4$
$s/(\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	$0.405 427 273 \times 10^1$	$0.485 438 792 \times 10^1$	$0.446 971 906 \times 10^1$
$c_p/(\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	$0.138 935 717 \times 10^2$	$0.446 579 342 \times 10^2$	$0.634 165 359 \times 10^1$
$w/(\text{m s}^{-1})$	$0.502 005 554 \times 10^3$	$0.383 444 594 \times 10^3$	$0.760 696 041 \times 10^3$

^a It is recommended to verify programmed functions using 8 byte real values for all three combinations of T and ρ given in this table.

Tabla 71: Valores para validar la ecuación fundamental de la región 3

Equation	p / MPa	$h / \text{kJ kg}^{-1}$	T / K
$T_{3a}(p, h)$, Eq. (2)	20	1700	$6.293\ 083\ 892 \times 10^2$
	50	2000	$6.905\ 718\ 338 \times 10^2$
	100	2100	$7.336\ 163\ 014 \times 10^2$
$T_{3b}(p, h)$, Eq. (3)	20	2500	$6.418\ 418\ 053 \times 10^2$
	50	2400	$7.351\ 848\ 618 \times 10^2$
	100	2700	$8.420\ 460\ 876 \times 10^2$

^a It is recommended that programmed functions be verified using 8 byte real values for all variables.

Tabla 72: Valores para validación de las ecuaciones de respaldo región 3, $T(p, h)$

Equation	p / MPa	$h / \text{kJ kg}^{-1}$	$v / \text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
$v_{3a}(p, h)$, Eq. (4)	20	1700	$1.749\ 903\ 962 \times 10^{-3}$
	50	2000	$1.908\ 139\ 035 \times 10^{-3}$
	100	2100	$1.676\ 229\ 776 \times 10^{-3}$
$v_{3b}(p, h)$, Eq. (5)	20	2500	$6.670\ 547\ 043 \times 10^{-3}$
	50	2400	$2.801\ 244\ 590 \times 10^{-3}$
	100	2700	$2.404\ 234\ 998 \times 10^{-3}$

^a It is recommended that programmed functions be verified using 8 byte real values for all variables.

Tabla 73: Valores para validación de las ecuaciones de respaldo región 3, $v(p, h)$

Equation	p / MPa	$s / \text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	T / K
$T_{3a}(p, s)$, Eq. (6)	20	3.8	$6.282\ 959\ 869 \times 10^2$
	50	3.6	$6.297\ 158\ 726 \times 10^2$
	100	4.0	$7.056\ 880\ 237 \times 10^2$
$T_{3b}(p, s)$, Eq. (7)	20	5.0	$6.401\ 176\ 443 \times 10^2$
	50	4.5	$7.163\ 687\ 517 \times 10^2$
	100	5.0	$8.474\ 332\ 825 \times 10^2$

^a It is recommended that programmed functions be verified using 8 byte real values for all variables.

Tabla 74: Valores para la validación de las ecuaciones de respaldo región 3, $T(p, s)$

Equation	p MPa	T K	Equation	p MPa	T K
$T_{3ab}(p)$	40	$6.930\ 341\ 408 \times 10^2$	$T_{3jk}(p)$	23	$6.558\ 338\ 344 \times 10^2$
$T_{3cd}(p)$	25	$6.493\ 659\ 208 \times 10^2$	$T_{3mn}(p)$	22.8	$6.496\ 054\ 133 \times 10^2$
$T_{3ef}(p)$	40	$7.139\ 593\ 992 \times 10^2$	$T_{3op}(p)$	22.8	$6.500\ 106\ 943 \times 10^2$
$T_{3gh}(p)$	23	$6.498\ 873\ 759 \times 10^2$	$T_{3qu}(p)$	22	$6.456\ 355\ 027 \times 10^2$
$T_{3ij}(p)$	23	$6.515\ 778\ 091 \times 10^2$	$T_{3rx}(p)$	22	$6.482\ 622\ 754 \times 10^2$

^c It is recommended that programmed functions be verified using 8 byte real values for all variables.

Tabla 75: Valores para validar ecuaciones límites de subregiones región 3

Equation	p MPa	T K	v $m^3 kg^{-1}$	Equation	p MPa	T K	v $m^3 kg^{-1}$
$v_{3a}(p,T)$	50	630	$1.470\ 853\ 100 \times 10^{-3}$	$v_{3k}(p,T)$	23	660	$6.109\ 525\ 997 \times 10^{-3}$
	80	670	$1.503\ 831\ 359 \times 10^{-3}$		24	670	$6.427\ 325\ 645 \times 10^{-3}$
$v_{3b}(p,T)$	50	710	$2.204\ 728\ 587 \times 10^{-3}$	$v_{3l}(p,T)$	22.6	646	$2.117\ 860\ 851 \times 10^{-3}$
	80	750	$1.973\ 692\ 940 \times 10^{-3}$		23	646	$2.062\ 374\ 674 \times 10^{-3}$
$v_{3c}(p,T)$	20	630	$1.761\ 696\ 406 \times 10^{-3}$	$v_{3m}(p,T)$	22.6	648.6	$2.533\ 063\ 780 \times 10^{-3}$
	30	650	$1.819\ 560\ 617 \times 10^{-3}$		22.8	649.3	$2.572\ 971\ 781 \times 10^{-3}$
$v_{3d}(p,T)$	26	656	$2.245\ 587\ 720 \times 10^{-3}$	$v_{3n}(p,T)$	22.6	649.0	$2.923\ 432\ 711 \times 10^{-3}$
	30	670	$2.506\ 897\ 702 \times 10^{-3}$		22.8	649.7	$2.913\ 311\ 494 \times 10^{-3}$
$v_{3e}(p,T)$	26	661	$2.970\ 225\ 962 \times 10^{-3}$	$v_{3o}(p,T)$	22.6	649.1	$3.131\ 208\ 996 \times 10^{-3}$
	30	675	$3.004\ 627\ 086 \times 10^{-3}$		22.8	649.9	$3.221\ 160\ 278 \times 10^{-3}$
$v_{3f}(p,T)$	26	671	$5.019\ 029\ 401 \times 10^{-3}$	$v_{3p}(p,T)$	22.6	649.4	$3.715\ 596\ 186 \times 10^{-3}$
	30	690	$4.656\ 470\ 142 \times 10^{-3}$		22.8	650.2	$3.664\ 754\ 790 \times 10^{-3}$
$v_{3g}(p,T)$	23.6	649	$2.163\ 198\ 378 \times 10^{-3}$	$v_{3q}(p,T)$	21.1	640	$1.970\ 999\ 272 \times 10^{-3}$
	24	650	$2.166\ 044\ 161 \times 10^{-3}$		21.8	643	$2.043\ 919\ 161 \times 10^{-3}$
$v_{3h}(p,T)$	23.6	652	$2.651\ 081\ 407 \times 10^{-3}$	$v_{3r}(p,T)$	21.1	644	$5.251\ 009\ 921 \times 10^{-3}$
	24	654	$2.967\ 802\ 335 \times 10^{-3}$		21.8	648	$5.256\ 844\ 741 \times 10^{-3}$
$v_{3i}(p,T)$	23.6	653	$3.273\ 916\ 816 \times 10^{-3}$	$v_{3s}(p,T)$	19.1	635	$1.932\ 829\ 079 \times 10^{-3}$
	24	655	$3.550\ 329\ 864 \times 10^{-3}$		20	638	$1.985\ 387\ 227 \times 10^{-3}$
$v_{3j}(p,T)$	23.5	655	$4.545\ 001\ 142 \times 10^{-3}$	$v_{3t}(p,T)$	17	626	$8.483\ 262\ 001 \times 10^{-3}$
	24	660	$5.100\ 267\ 704 \times 10^{-3}$		20	640	$6.227\ 528\ 101 \times 10^{-3}$

^d It is recommended that programmed functions be verified using 8 byte real values for all variables.

Tabla 76: Valores para la validaciones de subregiones de la región 3, $v(p,T)$

Table 42. Thermodynamic property values calculated from Eq. (32) for selected values of T and p ^a

	$T = 1500\ K,$ $p = 0.5\ MPa$	$T = 1500\ K,$ $p = 30\ MPa$	$T = 2000\ K,$ $p = 30\ MPa$
$v/(m^3 kg^{-1})$	$0.138\ 455\ 090 \times 10^1$	$0.230\ 761\ 299 \times 10^{-1}$	$0.311\ 385\ 219 \times 10^{-1}$
$h/(kJ kg^{-1})$	$0.521\ 976\ 855 \times 10^4$	$0.516\ 723\ 514 \times 10^4$	$0.657\ 122\ 604 \times 10^4$
$u/(kJ kg^{-1})$	$0.452\ 749\ 310 \times 10^4$	$0.447\ 495\ 124 \times 10^4$	$0.563\ 707\ 038 \times 10^4$
$s/(kJ kg^{-1} K^{-1})$	$0.965\ 408\ 875 \times 10^1$	$0.772\ 970\ 133 \times 10^1$	$0.853\ 640\ 523 \times 10^1$
$c_p/(kJ kg^{-1} K^{-1})$	$0.261\ 609\ 445 \times 10^1$	$0.272\ 724\ 317 \times 10^1$	$0.288\ 569\ 882 \times 10^1$
$w/(m s^{-1})$	$0.917\ 068\ 690 \times 10^3$	$0.928\ 548\ 002 \times 10^3$	$0.106\ 736\ 948 \times 10^4$

^a It is recommended to verify programmed functions using 8 byte real values for all three combinations of T and p given in this table.

Tabla 77: Valores para validar la ecuación fundamental de la región 5



**ANEXO D: “XSTEAM” Thermodynamic Properties of Water and Steam
For Matlab**

X STEAM FOR MATLAB

By Magnus Holmgren, www.x-eng.com

Date: 2006-01-20

By Magnus Holmgren, www.x-eng.com The steam tables are free and provided as is. We take no responsibilities for any errors in the code or damage thereby. You are free to use, modify and distribute the code as long as authorship is properly acknowledged. Please notify me at magnus@x-eng.com if the code is used in commercial applications

Conclusion

X Steam for Matlab is a implementation of the IAPWS IF97 standard formulation. It provides accurate data for water and steam and mixtures of water and steam properties from 0 - 1000 bar and from 0 - 2000 deg C. It is programmed as a matlab .m file. XSteam are also available for MS Excel or OpenOffice at www.x-eng.com.

The initial units of XSteam are SI units as denoted in this document. All functions however call unit conversion functions so the units can be easily changed. A text file with unit conversion functions for English units are enclosed with the file.

Calling syntax: XSteam('fun',In1.[In2]) XSteam take 2 or 3 arguments. The first argument must always be the steam table function you want to use. The other arguments are the inputs to that function.

Example: XSteam('h_pt',1,20) Returns the enthalpy of water at 1 bar and 20 degC

Example: XSteam('TSat_p',1) Returns the saturation temperature of water at 1 bar.

For a list of valid Steam Table functions se section 3 or the XSteam macros for MS Excel.

Contents

1 INTRODUCTION	2
2 USING THE MATLAB IMPLEMENTATION.....	2
3 XSTEAM CALLING FUNCTIONS	3
3.1 Temperature.....	3
3.2 Pressure.....	3
3.3 Enthalpy	3
3.4 Specific volume.....	3
3.5 Density.....	3
3.6 Specific entropy.....	3
3.7 Specific internal energy.....	4
3.8 Specific isobaric heat capacity.....	4
3.9 Specific isochoric heat capacity.....	4
3.10 Speed of sound.....	4
3.11 Viscosity.....	4
3.12 Thermal Conductivity.....	5
3.13 Surface Tension.....	5

3.14 Vapour fraction.....5
3.15 Vapour Volume Fraction.....5

1 INTRODUCTION

X Steam for matlab is a implementation of the IAPWS IF97 standard formulation. It provides accurate thermo hydraulic data for water and steam and mixtures of water and steam in the region:

$$0^{\circ}\text{C} < \text{temperature} < 2000^{\circ}\text{C} \text{ for } 0.00611 \text{ bar a} < \text{pressure} < 100 \text{ bar a}$$

$$0^{\circ}\text{C} < \text{temperature} < 1000^{\circ}\text{C} \text{ for } 0.00611 \text{ bar a} < \text{pressure} < 1000 \text{ bar a}$$

For accuracy and further information on IAPWS IF97 formulation, se homepage of the international association for properties of water and steam (www.iapws.org).

2 USING THE MATLAB IMPLEMENTATION

X Steam are available both for matlab and for MS excel. The MS Excel version can be useful also for matlab users to get valid calling functions.

The XSteam code are used in the following way:

```
Out=XSteam('function name',In1,In2)
```

Function name are the name on the XSteam function and In1 and In2 are the inputs to that function. The results are returned (in this case to Out).

Example: XSteam('rho_pT',1,200) returns the density at 1 bar and 200°C.

Valid XSteam functions are listed in section 3. The notations used in XSteam are listed in the table bellow with the currently implemented.

Notation	Quantity	Unit
T	Temperature	°C
p	Pressure	bar
h	Enthalpy	kJ/kg
v	Specific volume	m ³ /kg
rho	Density	kg/ m ³
s	Specific entropy	kJ/(kg °C)
u	Specific internal energy	kJ/kg
Cp	Specific isobaric heat capacity	kJ/(kg °C)
Cv	Specific isochoric heat capacity	kJ/(kg °C)
w	Speed of sound	m/s
my	Viscosity	Pa s
tc	Thermal Conductivity	W/(m °C)
st	Surface Tension	N/m
x	Vapour fraction (0-1)	-
vx	Vapour Volume Fraction (0-1)	-

3 XSTEAM CALLING FUNCTIONS

3.1 Temperature

Function	In1	In2	Out
Tsat_p	p		Saturation temperature
T_ph	p	H	Temperture as a function of pressure and enthalpy
T_ps	p	S	Temperture as a function of pressure and entropy
T_hs	h	S	Temperture as a function of enthalpy and entropy

3.2 Pressure

Function	In1	In2	Out
psat_T	T		Saturation pressure
p_hs	h	s	Pressure as a function of h and s.
p_hrho	h	rho	Pressure as a function of h and rho (density). Very unaccurate for solid water region since it's almost incompressible!

3.3 Enthalpy

Function	In1	In2	Out
hV_p	p		Saturated vapour enthalpy
hL_p	p		Saturated liquid enthalpy
hV_T	T		Saturated vapour enthalpy
hL_T	T		Saturated liquid enthalpy
h_pT	p	T	Entalpy as a function of pressure and temperature.
h_ps	p	s	Entalpy as a function of pressure and entropy.
h_px	p	x	Entalpy as a function of pressure and vapour fraction
h_Tx	T	X	Entalpy as a function of temperature and vapour fraction
h_prho	p	rho	Entalpy as a function of pressure and density. Observe for low temperatures (liquid) this equation has 2 solutions. (Not valid!!)

3.4 Specific volume

Function	In1	In2	Out
vV_p	p		Saturated vapour volume
vL_p	p		Saturated liquid volume
vV_T	T		Saturated vapour volume
vL_T	T		Saturated liquid volume
v_pT	p	T	Specific volume as a function of pressure and temperature.
v_ph	p	h	Specific volume as a function of pressure and enthalpy
v_ps	p	s	Specific volume as a function of pressure and entropy.

3.5 Density

Function	In1	In2	Out
rhoV_p	p		Saturated vapour density
rhoL_p	p		Saturated liquid density
rhoV_T	T		Saturated vapour density
rhoL_T	T		Saturated liquid density
rho_pT	p	T	Density as a function of pressure and temperature.
rho_ph	p	h	Density as a function of pressure and enthalpy
rho_ps	p	s	Density as a function of pressure and entropy.

3.6

Specific entropy

Function	In1	In2	Out
sV_p	p		Saturated vapour entropy
sL_p	p		Saturated liquid entropy
sV_T	T		Saturated vapour entropy
sL_T	T		Saturated liquid entropy
s_pT	p	T	Specific entropy as a function of pressure and temperature (Returns saturated vapour entalpy if mixture.)
s_ph	p	h	Specific entropy as a function of pressure and enthalpy

3.7

Specific internal energy

Function	In1	In2	Out
uV_p	p		Saturated vapour internal energy
uL_p	p		Saturated liquid internal energy
uV_T	T		Saturated vapour internal energy
uL_T	T		Saturated liquid internal energy
u_pT	p	T	Specific internal energy as a function of pressure and temperature.
u_ph	p	h	Specific internal energy as a function of pressure and enthalpy
u_ps	p	s	Specific internal energy as a function of pressure and entropy.

3.8

Specific isobaric heat capacity

Function	In1	In2	Out
CpV_p	p		Saturated vapour heat capacity
CpL_p	p		Saturated liquid heat capacity
CpV_T	T		Saturated vapour heat capacity
CpL_T	T		Saturated liquid heat capacity
Cp_pT	p	T	Specific isobaric heat capacity as a function of pressure and temperature.
Cp_ph	p	h	Specific isobaric heat capacity as a function of pressure and enthalpy
Cp_ps	p	s	Specific isobaric heat capacity as a function of pressure and entropy.

3.9

Specific isochoric heat capacity

Function	In1	In2	Out
CvV_p	p		Saturated vapour isochoric heat capacity
CvL_p	p		Saturated liquid isochoric heat capacity
CvV_T	T		Saturated vapour isochoric heat capacity
CvL_T	T		Saturated liquid isochoric heat capacity
Cv_pT	p	T	Specific isochoric heat capacity as a function of pressure and temperature.
Cv_ph	p	h	Specific isochoric heat capacity as a function of pressure and enthalpy
Cv_ps	p	s	Specific isochoric heat capacity as a function of pressure and entropy.

3.10

Speed of sound

Function	In1	In2	Out
wV_p	p		Saturated vapour speed of sound
wL_p	p		Saturated liquid speed of sound
wV_T	T		Saturated vapour speed of sound
wL_T	T		Saturated liquid speed of sound
w_pT	p	T	Speed of sound as a function of pressure and temperature.
w_ph	p	h	Speed of sound as a function of pressure and enthalpy
w_ps	p	s	Speed of sound as a function of pressure and entropy.

3.11 Viscosity

Viscosity is not part of IAPWS Steam IF97. Equations from "Revised Release on the IAPWS Formulation 1985 for the Viscosity of Ordinary Water Substance", 2003 are used.

Viscosity in the mixed region (4) is interpolated according to the density. This is not true since it will be two fases.

Function	In1	In2	Out
my_pT	p	T	Viscosity as a function of pressure and temperature.
my_ph	p	h	Viscosity as a function of pressure and enthalpy
my_ps	p	s	Viscosity as a function of pressure and entropy.

3.12 Thermal Conductivity

Revised release on the IAPS Formulation 1985 for the Thermal Conductivity of ordinary water substance (IAPWS 1998)

Function	In1	In2	Out
tcl_p	p		Saturated vapour thermal conductivity
tcV_p	p		Saturated liquid thermal conductivity
tcl_T	T		Saturated vapour thermal conductivity
tcV_T	T		Saturated liquid thermal conductivity
tc_pT	p	T	Thermal conductivity as a function of pressure and temperature.
tc_ph	p	h	Thermal conductivity as a function of pressure and enthalpy
tc_hs	h	s	Thermal conductivity as a function of enthalpy and entropy

3.13 Surface Tension

IAPWS Release on Surface Tension of Ordinary Water Substance, September 1994

Function	In1	In2	Out
st_T	T		Surface tension for two phase water/steam as a function of T
st_p	p		Surface tension for two phase water/steam as a function of T

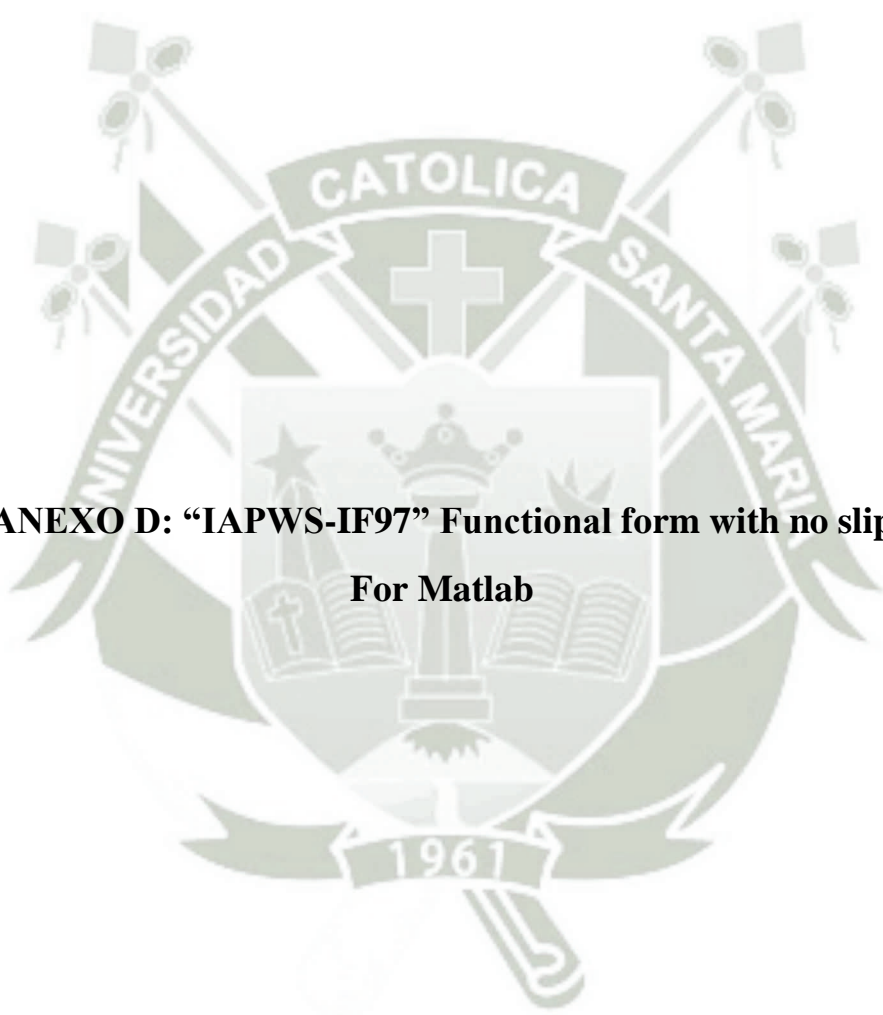
3.14 Vapour fraction

Function	In1	In2	Out
x_ph	p	h	Surface tension for two phase water/steam as a function of T
x_ps	p	s	Surface tension for two phase water/steam as a function of T

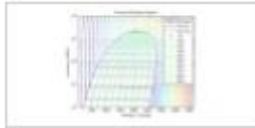
3.15 Vapour Volume Fraction

Observe that vapour volume fraction is very sensitive. Vapour volume is about 1000 times greater than liquid volume and therefore vapour volume fraction gets close to the accuracy of IAPWS IF-97

Function	In1	In2	Out
vx_ph	p	h	Vapour volume fraction as a function of pressure and enthalpy
vx_ps	p	s	Vapour volume fraction as a function of pressure and entropy.



**ANEXO D: “IAPWS-IF97” Functional form with no slip
For Matlab**



IAPWS_IF97 functional form with no slip

by Mark Mikofski
18 Mar 2012 (Updated 22 Sep 2014)

Water and steam properties and derivatives based on the IAPWS IF97. Functional form. No slip.

[Watch this File](#)

4.85714
4.9 | 7 ratings
[Rate this file](#)
64 Downloads (last 30 days)
File Size: 78.9 KB
File ID: #35710

File information

Description IAPWS_IF97(FUN,IN1,IN2) is 27 functions of water properties and derivatives, based on the International Association on Properties of Water and Steam (<http://www.iapws.org>). Thermodynamic, hydrodynamic and non-linear modeling often requires thermodynamic derivatives, therefore IAPWS_IF97 can calculate most property derivatives as functions of pressure and enthalpy, e.g.: dT/dp_ph, cp_ph, dv/dp_ph and dv/dh_ph. Since modeling often involves multiple dimensions that are discretized or meshed to form a set of either finite-difference or finite-element equations, IAPWS_IF97 is vectorized even across regions (subcooled/compressed-liquid, saturated, superheated and supercritical). For arrays is an order of magnitude faster than XSteam and is multithreaded if your computer is capable. This is the functional form. I will submit a class & package versions definition soon, that also offer slip correction using ZM's correlation (1964) for 2-phase flow.

Please report bugs here or at Github:
https://github.com/mikofski/IAPWS_IF97/issues

Reference Documents:
Industrial Formulation 1997 (IF97-Rev, IAPWS-IF97), IAPWS-IF97-S01, IAPWS-IF97-S03rev, IAPWS-IF97-S04, IAPWS-IF97-S05, Revised Advisory Note No. 3 Thermodynamic Derivatives from IAPWS Formulations 2008, Release on the IAPWS Formulation 2008 for the Viscosity of Ordinary Water Substance, 2008 Revised Release on the IAPWS Formulation 1985 for the Thermal Conductivity of Ordinary Water Substance.

Functions:
Quality:
'x_ph', 'x_ht', 'x_pv', 'x_vt'
Thermal Conductivity [W/m/K]:
'k_pT', 'k_ph'
Viscosity [Pa*s]:
'mu_pT', 'mu_ph', 'dmudh_ph', 'dmudp_ph'
Enthalpy [kJ/kg]:
'h_pT', 'hL_p', 'hV_p', 'dhLdp_p', 'dhVdp_p'
Specific Volume [m^3/kg]:
'v_pT', 'v_ph', 'vL_p', 'vV_p', 'dvLdp_p', 'dvVdp_p', 'dvdp_ph', 'dvdh_ph'
Temperature [K]:
'T_ph', 'dTdp_ph', 'cp_ph'
Saturation Pressure [MPa] and Temperature [K]:
'psat_T', 'Tsat_p', 'dTsatdpsat_p'

Acknowledgements X Steam, Thermodynamic Properties Of Water And Steam. Inspired this file.
This file inspired Water And Steam Refractive Index and A Simple Finite Volume Solver For Matlab.

Required Products MATLAB
MATLAB release MATLAB 7.5 (R2007b)

Tags for This File [Please login to tag files.](#)

chemistry
control design
energy
engineering
enthalpy

ANEXO E: Código ejemplo modificación para el programa XSteam 2, ampliación de la región 5 para una encontrar la entalpia

```
function h5_pT = h5_pT(p, T)
Ji0 = [0, 1, -3, -2, -1, 2];
ni0 = [-13.179983674201, 6.8540841634434, -0.024805148933466,
0.36901534980333, -3.1161318213925, -0.32961626538917];
Iir = [1, 1, 1, 2, 2, 3];
Jir = [1, 2, 3, 3, 9, 7];
nir = [0.0015736404855259, 0.00090153761673944, -0.0050270077677648,
0.0000022440037409485, -0.0000041163275453471, 0.000000037919454822955];
R = 0.461526; %kJ/(kg K)
tau = 1000 / T;
Pi = p;
gamma0_tau = 0;
for i = 1 : 6
    gamma0_tau = gamma0_tau + ni0(i) * Ji0(i) * tau ^ (Ji0(i) - 1);
end
gammar_tau = 0;
for i = 1 : 6
    gammar_tau = gammar_tau + nir(i) * Pi ^ Iir(i) * Jir(i) * tau ^
(Jir(i) - 1);
end
h5_pT = R * T * tau * (gamma0_tau + gammar_tau);
```

