



TESIS UANCV



UNIVERSIDAD ANDINA
"NÉSTOR CÁCERES VELÁSQUEZ"

UNIVERSIDAD ANDINA

"NÉSTOR CÁCERES VELÁSQUEZ"

FACULTAD DE INGENIERÍAS Y CIENCIAS PURAS

ESCUELA PROFESIONAL DE

INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



TESIS

"ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE UN CICLO RANKINE CON TURBINA A VAPOR FUNCIONANDO A UNA ALTURA DE 3825 m.s.n.m."

PRESENTADO POR:

Bach. JHON CARLOS TICONA LERMA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

JULIACA-PERÚ

2016



UNIVERSIDAD ANDINA

"NÉSTOR CÁCERES VELÁSQUEZ"

FACULTAD DE INGENIERÍAS Y CIENCIAS PURAS

ESCUELA PROFESIONAL DE

INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

TESIS

"ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE UN
CICLO RANKINE CON TURBINA A VAPOR FUNCIONANDO A UNA
ALTURA DE 3825 m.s.n.m."

PRESENTADO POR:

BACH. JHON CARLOS TICONA LERMA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICISTA

REVISADO POR EL JURADO CALIFICADOR:

PRESIDENTE:

M.Sc. MARIO ALEJANDRO RAMOS HERRERA

PRIMER MIEMBRO:

ING. SALVADOR TEODORO VALDIVIA CARDENAS

SEGUNDO MIEMBRO:

ING. LUIS FISHER FLORES RODRÍGUEZ



UNIVERSIDAD ANDINA
NÉSTOR CÁCERES VELÁSQUEZ

RESOLUCIÓN DECANAL N° 013-2016-D-FICP-UANCV

Juliaca, 13 de enero de 2016.

VISTOS.- El Oficio N° 294-2015-D/EPIME-UANCV, del Director de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, el Informe N° 026-2015-MARH/UANCV del Presidente del Jurado dictaminador del Trabajo de Tesis, RESOLUCIÓN DECANAL N° 171 -2015-D-FICP-UANCV, y con el acta de calificación de Perfil de tesis de fecha 24 de julio de 2015, y el acta de calificación del Borrador de Tesis de fecha 29 de diciembre de 2015, para optar al Título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctricista, con el tema titulado: "ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE UN CICLO RANKINE CON TURBINA A VAPOR FUNCIONANDO A UNA ALTURA DE 3825 m.s.n.m."

CONSIDERANDO:

Que, el(los) Bachiller(es): TICONA LERMA, JHON CARLOS, ha presentado su Trabajo de Tesis Titulado: "ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE UN CICLO RANKINE CON TURBINA A VAPOR FUNCIONANDO A UNA ALTURA DE 3825 m.s.n.m."

Que, habiendo procedido de acuerdo al Reglamento de Grados y Títulos de la Facultad de Ingenierías y Ciencias Puras, el presidente de la Comisión de Grados y Títulos de la Facultad de Ingenierías, nominó como Jurado a los siguientes Docentes:

- * **Presidente** : M.Sc. Ing. MARIO ALEJANDRO, RAMOS HERRERA
- * **1er Miembro** : Ing. SALVADOR TEODORO, VALDIVIA CARDENAS
- * **2do Miembro** : Ing. LUIS FISHER, FLORES RODRIGUEZ

Que, el Jurado Dictaminador ha aprobado en su integridad el Trabajo de Tesis titulado: "ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE UN CICLO RANKINE CON TURBINA A VAPOR FUNCIONANDO A UNA ALTURA DE 3825 m.s.n.m."

Estando en la opinión favorable por el Presidente de la Comisión de Grados y Títulos, en concordancia al Reglamento de Grados y Títulos de la Facultad de Ingenierías y Ciencias Puras y en uso a las atribuciones, que le concede la ley Universitaria 30220, ley de creación de la UANCV 23738 y modificación, Resolución de Institucionalización 1287-92-ANR D.L. 739, y el Estatuto de la UANCV, el Decano de la Facultad de Ingenierías y Ciencias Puras.

SE RESUELVE:

ARTICULO PRIMERO.- APROBAR, el TRABAJO DE TESIS, de el(los) Bachiller(es): TICONA LERMA, JHON CARLOS, para optar al Título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctricista, con el Tema Titulado: "ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE UN CICLO RANKINE CON TURBINA A VAPOR FUNCIONANDO A UNA ALTURA DE 3825 m.s.n.m."

La misma que deberá proceder a la impresión de su borrador de Tesis en limpio, de acuerdo a lo establecido en el Reglamento de Grados y Títulos de la Facultad de Ingenierías y Ciencias Puras - Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica.

ARTICULO SEGUNDO.- La Comisión de Grados y Títulos de la Facultad de Ingenierías y Ciencias Puras, el Director de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, el Secretario Académico de la Facultad de Ingenierías y Ciencias Puras, quedan encargados del cumplimiento de la presente Resolución.

Regístrese, Comuníquese, Archívese.

C.c.
Interesado
Arch.



UNIVERSIDAD ANDINA "NÉSTOR CÁCERES VELÁSQUEZ"
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y Cs. PURAS

Mg. Ing. ALFREDO ZEGARRA BUTRÓN
DECANO
CIP: 32590



UNIVERSIDAD ANDINA "NÉSTOR CÁCERES VELÁSQUEZ"
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y Cs. PURAS

Ing. Carlos A. Cáceres Vargas
SECRETARIO ACADÉMICO
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y CIENCIAS PURAS
CIP: 72725



AGRADECIMIENTOS

A mi familia, por todo el apoyo brindado y los consejos que me ayudador a superar las adversidades Impuestas por la vida.

A mi alma mater, la Universidad Andina "Néstor Cáceres Velásquez", por darme la Oportunidad de alcanzar esta meta, gracias a los Ingenieros e investigadores quienes durante mi estadía en las aulas se esmeraron por dar lo mejor para mi formación profesional y personal, por los conocimientos teóricos y las experiencias vividas.



DEDICATORIA

En memoria a mi padre Nicolás por sus buenas enseñanzas y ser mi guía en el trayecto de mi carrera, a mi madre Felipa por el cariño, comprensión y atención que me brinda día a día, a mis hermanos por estar a mi lado en las buenas y en las malas, a mi pareja Fanny por la ayuda incondicional y el apoyo en el transcurso de mi investigación.



NOMENCLATURA

Abreviatura	Unidad de medida
<i>Atm</i>	Atmósfera
<i>Kpa</i>	Kilo pascal
<i>cmHg</i>	Centímetro mercurio (0°C)
<i>cpa</i>	Centi pascal
<i>Mpa</i>	Mega Pascal
<i>inHg</i>	Pulgada mercurio (32°F)
<i>Pa</i>	Pascal
<i>KJ</i>	Kilojulios
<i>Kg.K</i>	Kilogramos kelvin
<i>°C</i>	Grados centígrados
<i>°F</i>	Grados Fahrenheit
η	Eficiencia
\dot{m}	Flujo másico
q_A	Calor suministrado
q_B	Calor rechazado
W_B	Trabajo realizado por la bomba
W_A	Trabajo realizado por la turbina
h	Entalpía
P	Presión
P_{abs}	Presión absoluta
P_{atm}	Presión atmosférica
P_{man}	Presión manométrica
T	Temperatura
h_g	Entalpía de vapor saturado
S	Entropía



LISTA DE FIGURAS

Fig.	Titulo	Pag.
1	Componentes principales de una central térmica	9
2	Ciclo cerrado Rankine simple	10
3	Esquema de un ciclo Rankine simple	11
4	Esquema de un ciclo Rankine con sobrecalentamiento	12
5	Conversión de energía	13
6	Componentes importantes de un ciclo Rankine	14
7	Bomba de engranajes	15
8	Diagrama de presión de la bomba	16
9	Rango de operación de bombas de engranajes	17
10	Caldera acuotubular	20
11	Aplicaciones de las calderas pirotubular y acuotubular	22
12	Caldera de modulo experimental Ciclo Rankine S-220	23
13	Turbina de vapor del módulo experimental ciclo Rankine S-220	25
14	Partes de la turbina de vapor	25
15	Condensador del módulo experimental ciclo Rankine S-220	27
16	Puntos de ebullición del agua a diferentes presiones	31
17	Punto de ebullición del agua a 1 atm	31
18	Punto de ebullición a 3825 m.s.n.m.	32
19	Esquema del circuito de evaporización del agua	34
20	Fases sólidas, líquidas y gaseosas de una sustancia	41
21	Diagrama T-v	42
22	Diagrama P-V-T de una sustancia que se contrae al congelarse	43
23	Proyecciones en los planos P-V, P-T, T-V	43
24	Diagramas P-V, T-V, P-T	44
25	Diagrama T-V que muestra los puntos de líquido saturado y vapor	45
26	Esquema de la curva h-T para una sustancia pura	45
27	Esquema del diagrama T-s con indicación de varias isóneas	46
28	Esquema del diagrama h-s con indicación de varias isóneas	46
29	Efecto al reducir presión del condensador en el ciclo Rankine	47
30	Efecto al incrementar presión de la caldera en el ciclo Rankine	48
31	Efecto de sobrecalentar el vapor hasta temperaturas elevadas en el ciclo Rankine ideal	49



32	Diagrama T-S ideal del ciclo Rankine	50
33	Diagrama de irreversibilidades de la bomba y la turbina	52
34	Efectos de las irreversibilidades en la bomba y turbina	53
35	Desviación del ciclo real del ciclo ideal	53
36	Localización de la ciudad de Juliaca	54
37	Presión atmosférica a una altura de 3825 m.s.n.m.	57
38	Presión absoluta	58
39	Temperatura de la ciudad de Juliaca año 2015	60
40	Líneas de corriente de viento año 2013	61
41	Humedad relativa año 2015	62
42	Cuadro de las condiciones ambientales a 3825 m.s.n.m.	62
43	Esquema del ciclo de vapor y diagrama T -S	63
44	Diagrama de presión manométrica y atmosférica a 3825 m.s.n.m.	66
45	Diagrama de presión manométrica y atmosférica a 100 m.s.n.m.	68
46	Tabla de presiones	70
47	Tabla de vapor de agua sobrecalentado	71
48	Diagrama de irreversibilidad en la bomba a 3825 m.s.n.m	76
49	Diagrama de irreversibilidad en la turbina 3825 m.s.n.m.	78
50	Diagrama T-S ideal y real del ciclo Rankine a 3825 m.s.n.m	80
51	Diagrama h-s del ciclo Rankine a 3825 m.s.n.m.	81
52	Diagrama P-V del ciclo Rankine a 3825 m.s.n.m	81
53	Resumen de los estados termodinámicos a 3825 m.s.n.m.	82
54	Diagrama de irreversibilidad en la bomba a 100 m.s.n.m.	83
55	Diagrama de irreversibilidad en la turbina a 100 m.s.n.m.	84
56	Diagrama T-S del ciclo Rankine funcionando a 100 m.s.n.m.	87
57	Diagrama h-s del ciclo Rankine funcionando a 100 m.s.n.m.	87
58	Diagrama p-v del ciclo Rankine funcionando a 100 m.s.n.m	88
59	Resumen de los estados del ciclo Rankine funcionando a 100 m.s.n.m.	88
60	Resumen de los estados del ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m	89
61	Resumen de los estados del ciclo Rankine funcionando a 100 m.s.n.m	90
62	Cuadro comparativo de los parámetros termodinámicos a 3825 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.	91
63	Diagrama T-S comparativo ciclo Rankine funcionando a 385 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.	92



64	Diagrama h-S comparativo ciclo Rankine funcionando a 385 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.	92
65	Diagrama P-V comparativo ciclo Rankine funcionando a 385 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.	93
66	Diagrama T-S Ciclo Rankine trabajando a 3825 m.s.n.m.	96
67	Eficiencia térmica del ciclo Rankine trabajando a 3825 m.s.n.m.	96
68	Diagrama rendimiento isoentropico de la bomba ciclo Rankine trabajando a 3825 m.s.n.m.	97
69	Diagrama T-S Ciclo Rankine trabajando 100 m.s.n.m.	99
70	Eficiencia térmica del ciclo Rankine trabajando a 100 m.s.n.m.	100
71	Diagrama rendimiento isoentropico de la bomba del ciclo Rankine trabajando a 100 m.s.n.m.	100
72	Costo y presupuesto del proyecto	101





RESUMEN

La finalidad del presente proyecto consiste en el **análisis de los parámetros termodinámicos del ciclo de Rankine con turbina a vapor funcionando a una altura de 3825 m.s.n.m.** que es de gran importancia para determinar la generación de energía eléctrica. Un aumento o disminución de la temperatura, presión y volumen afecta a la eficiencia del ciclo Rankine esto se traduce en grandes pérdidas de generación de energía, consumo de combustible y mantenimiento.

En primer lugar, se determinará los parámetros atmosféricos que influyen en el funcionamiento del ciclo Rankine. Estos parámetros son: presión atmosférica, temperatura ambiente, humedad relativa.

En segundo lugar, se determinará los parámetros de trabajo del ciclo Rankine que son: presión, temperatura y volumen. El estudio de la energía interna del vapor sobrecalentado se hará determinando las entalpías, entropías y volumen de los estados de trabajo del ciclo Rankine.

De los resultados obtenidos se hará el cálculo de trabajo neto y la eficiencia térmica del ciclo Rankine funcionando en una altura de 3825 m.s.n.m.

Finalmente se hará un análisis comparativo del funcionamiento del ciclo Rankine a nivel de 3825 m.s.n.m. con el funcionamiento a nivel de 100 m.s.n.m. Los resultados obtenidos nos ayudarán a definir las conclusiones claras del funcionamiento del ciclo Rankine y la importancia que éste tiene para la factibilidad de generación de una central térmica en altura de 3825 m.s.n.m.



ABSTRACT

The present project's purpose consists in the analysis of the thermodynamic parameters of Rankine's cycle with steam turbine working to the 3825 m.s.n.m. height that is of vital importance to determine the electric- energy generation. An increase or the temperature's decrease, pressure and volume affects to the cycle's efficiency Rankine this is translated in big generation losses of energy, in addition consume of fuel and maintenance.

In the first place atmospheric parameters will be determined than have influence in the cycle's functioning Rankine. These parameters are: Atmospheric pressure, ambient temperature and relative humidity.

In the second place the work parameters of Rankine's cycle than are determined: Pressure, temperature and volume. He will make the overheated study of the vapor's internal energy determining them entalpías, entropies and volume of the work sheets cycle Rankine.

Of the aftermaths obtenidos calculation will make of network and the cycle's thermic efficiency itself Rankine working in 3825 m.s.n.m's height.

Finally, a comparative analysis will make of the cycle's functioning itself 3825 m.s.n.m.'s level Rankine with the 100 level functioning m.s.n.m. The aftermath's obtenidos help to us to define the obvious conclusions of the cycle's functioning Rankine and the importance than this has in order to the generation feasibility of a thermic main station in height of 3825 m.s.n.m.



ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS

DEDICATORIA

NOMENCLATURA

LISTA DE FIGRAS

RESUMEN

ABSTRACT

CAPÍTULO I.

ASPECTOS GENERALES DE INVESTIGACIÓN	1
1.1. TITULO	1
1.2. ÁMBITO DEL ESTUDIO	1
1.3. INSTITUCIÓN QUE INVESTIGA	1
1.4. FORMULACION DEL PROBLEMA	1
1.4.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	1
1.4.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.4.3. PREGUNTA GENERAL	2
1.4.4. PREGUNTAS ESPECÍFICAS	2
1.5. OBJETIVOS	2
1.5.1. OBJETIVO GENERAL	2
1.5.2. OBJETIVO ESPECIFICO	3
1.6. HIPÓTESIS	3
1.6.1. HIPÓTESIS GENERAL	3
1.6.2. HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	3
1.7. VARIABLES	4
1.7.1. VARIABLES INDEPENDIENTES	4
1.7.2. VARIABLES DEPENDIENTES	4
1.8. JUSTIFICACIÓN	4
1.8.1. JUSTIFICACIÓN ACADÉMICA	4
1.8.2. JUSTIFICACIÓN SOCIAL	5
1.9. PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	5
1.10. TÉCNICAS	5



CAPÍTULO II.

MARCO TEÓRICO.	6
2.1. ANTECEDENTES	6
2.2. DATOS HISTORICO DEL CICLO DE RANKINE	8
2.3. CONCEPTOS GENERALES DE CENTRALES TÉRMICAS	8
2.4. CICLO RANKINE	10
2.4.1. CICLO RANKINE CON SOBRE CALENTAMIENTO	11
2.5. CONVERSIÓN DE LA ENERGIA.	13
2.6. COMPONENTES DE TRABAJO DEL CICLO RANKINE.	13
2.7. COMPONENTES DEL MODULO EXPERIMENTAL CICLO RANKINE-S220	14
2.7.1. BOMBA HIDRÁULICA	14
2.7.2. CALDERA	18
2.7.3. TURBINA A VAPOR	24
2.7.4. CONDENSADOR.	26
2.8. FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS DEL VAPOR	28
2.9. FUNDAMENTOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO	34
2.10. PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA	35
2.11. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA	38
2.11.1. EQUILIBRIO TERMODINÁMICO	40
2.12. EFECTOS DE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA EN EL CICLO RANKINE	46
2.12.1. REDUCCIÓN DE LA PRESIÓN DEL CONDENSADOR	47
2.12.2. INCREMENTO DE LA PRESIÓN DE LA CALDERA	48
2.12.3. SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR A ALTAS TEMPERATURAS	48
2.13. DIVERGENCIAS ENTRE UN CICLO REAL E IDEAL	49
2.13.1. CICLO RANKINE IDEAL	49
2.13.2. CICLO RANKINE REAL	51
2.14. CARACTERÍSTICAS FISIOGRAFICAS DE LA REGIÓN	54
2.14.1. DATOS GENERALES	54
2.15. CONDICIONES AMBIENTALES A 3825 m.s.n.m.	55
2.15.1. PRESIÓN ATMOSFÉRICA	55
2.15.2. TEMPERATURA AMBIENTE	59
2.15.3. VIENTO	60
2.15.4. HUMEDAD RELATIVA	61



CAPÍTULO III.

CALCULO DE LOS PARAMETROS TERMODINAMICOS	63
3.1.2. CICLO DE POTENCIA A VAPOR	63
3.1.3. PRESIONES DE OPERACIÓN DEL CICLO A 3825 m.s.n.m.	66
3.1.4. PRESIONES DE OPERACIÓN DEL CICLO A 100 m.s.n.m.	67
3.1.5. DETERMINANDO ENTALPIA Y ENTROPÍA DEL CICLO A 3825 m.s.n.m.	69
3.2. ESTADOS TERMODINAMICOS DEL CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 3825 m.s.n.m.	76
3.2.1. PÉRDIDAS EN LA BOMBA	76
3.2.2. PERDIDAS DEN LA TURBINA	78
3.2.3. CALOR SUMINISTRADO POR LA CALDERA	79
3.2.4. CALOR RECHAZADO POR EL CONDENSADOR	79
3.2.5. TRABAJO REALIZADO POR LA TURBINA	79
3.2.6. TRABAJO REALIZADO POR LA BOMBA	80
3.2.7. TRABAJO NETO DEL CICLO	80
3.2.8. EFICIENCIA DEL CICLO	80
3.2.9. TRABAJO ESPECÍFICO DEL CICLO	80
3.3. ESTADOS TERMODINAMICOS DEL CICLO RANKINE A 100 m.s.n.m.	82
3.3.1. PÉRDIDAS EN LA BOMBA	83
3.3.2. PÉRDIDAS EN LA TURBINA A VAPOR	84
3.3.3. CALOR ENTREGADO POR LA CALDERA	85
3.3.4. CALOR RECHAZADO POR EL CONDENSADOR	86
3.3.5. TRABAJO REALIZADO POR LA TURBINA	86
3.3.6. TRABAJO REALIZADO POR LA BOMBA	86
3.3.7. EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE	86
3.3.8. TRABAJO NETO DEL CICLO	86
3.3.9. TRABAJO ESPECÍFICO DEL CICLO	86

CAPÍTULO IV.

ANÁLISIS COMPARATIVO	89
4.1. ANÁLISIS COMPARATIVO DEL CICLO RANKINE	89
4.1.1. CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 3825 m.s.n.m.	89
4.1.2. CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 100 m.s.n.m.	90
4.2. CUADRO COMPARATIVO DE LOS PARAMETROS TERMODINAMICOS Ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.	90
4.3. ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS	91
4.3.1. DIAGRAMA T-S	91
4.3.2. DIAGRAMA h-S	92
4.3.3. DIAGRAMA P-V	93
4.4. MODELIZACIÓN DEL CICLO RANKINE EN SOFTWARE CYCLEPAD	93



4.4.1. CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 3825 m.s.n.m.	94
4.4.2. CICLO RANKINE FUCIONANDO A 100 m.s.n.m.	97
4.5. EVALUACIÓN ECONÓMICA.	101

CAPÍTULO V.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	102
CONCLUSIONES	102
RECOMENDACIONES	104
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105
ANEXOS	106





TESIS UANCV



UNIVERSIDAD ANDINA
"NÉSTOR CÁCERES VELÁSQUEZ"





CAPÍTULO

I

1. ASPECTOS GENERALES DE INVESTIGACIÓN

1.1. TITULO

"ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE UN CICLO RANKINE CON TURBINA A VAPOR FUNCIONANDO A UNA ALTURA DE 3825 m.s.n.m."

1.2. ÁMBITO DEL ESTUDIO

Región : Puno
Provincia : San Román
Distrito : Juliaca
Lugar : Universidad Andina "Néstor Cáceres Velásquez"

1.3. INSTITUCIÓN QUE INVESTIGA

Universidad Andina "Néstor Cáceres Velásquez" Facultad de Ingenierías y Ciencias Puras, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica.

1.4. FORMULACION DEL PROBLEMA

1.4.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Uno de los principales problemas que presentan las máquinas térmicas en altura, es la disminución de la presión y temperatura en los procesos del ciclo Rankine, siendo afectados los parámetros termodinámicos, por ello se requiere hacer el estudio en cada estado termodinámico y analizar de qué manera afectan en el proceso de: presión en la bomba, la presión de vapor en la caldera, el trabajo de la turbina y el proceso de condensación.



1.4.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el presente proyecto de investigación se ha planteado resolver una interrogante general y tres preguntas fundamentales.

1.4.3. PREGUNTA GENERAL

P.G. ¿De qué manera podemos hacer el análisis termodinámico de un ciclo Rankine con turbina a vapor funcionando a 3825 m.s.n.m.?

1.4.4. PREGUNTAS ESPECÍFICAS

P.E.1: ¿Cómo influye la altura de 3825 m.s.n.m. en un ciclo Rankine?

P.E.2: ¿De qué manera influye la altura en el trabajo neto y la eficiencia del ciclo Rankine?

P.E.3: ¿Cómo podemos determinar los parámetros y hacer la comparación ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m. con el funcionamiento a 100 m.s.n.m.?

1.5. OBJETIVOS

1.5.1. OBJETIVO GENERAL

O.G. Analizar los diferentes parámetros que permitan la evaluación del comportamiento termodinámico de los ciclos de potencia de vapor Rankine funcionando a una altura de 3825 m.s.n.m.

1.5.2. OBJETIVO ESPECIFICO

O.E.1: Determinar la influencia de la altura en el proceso en un ciclo Rankine con turbina a vapor.

O.E.2: Analizar la influencia de las variaciones presión y temperatura en los ciclos de vapor Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m.

O.E.3: Analizar los resultados obtenidos y graficar los diagramas característicos del ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m. y hacer la comparación con el funcionamiento del ciclo a 100 m.s.n.m.

1.6. HIPÓTESIS

Plantearemos las hipótesis orientadas a resolver las interrogantes del presente proyecto de investigación, de la siguiente manera:

1.6.1. HIPÓTESIS GENERAL

H.G. Si obtenemos datos de operación reales de un ciclo Rankine a una altura de 3825 m.s.n.m. entonces podremos hacer los cálculos teóricos y comprender qué manera influye la altura a los parámetros termodinámicos.

1.6.2. HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

H.E.1: Si conocemos las condiciones ambientales a una altura de 3825 m.s.n.m. entonces podremos definir las presiones y temperaturas absolutas de operación.

H.E.2: Al calcular teóricamente los parámetros termodinámicos entonces, se definirá cómo influye la altura a la eficiencia y trabajo neto.

H.E.3: Si hacemos la comparación del ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m. con el funcionamiento del ciclo a 100 m.s.n.m. entonces concluiremos en cuanto disminuye su eficiencia térmica y trabajo neto.



1.7. VARIABLES

1.7.1. VARIABLES INDEPENDIENTES

- Presión
- Volumen
- Temperatura}

1.7.2. VARIABLES DEPENDIENTES

- Eficiencia térmica
- Trabajo neto
- Calor entregado al ciclo
- Calor rechazado al medio ambiente

1.8. JUSTIFICACIÓN

El Proyecto de investigación, análisis de los parámetros termodinámicos de un ciclo Rankine con turbina a vapor funcionando a una altura de 3825 m.s.n.m. se justifica ampliamente por los siguientes aspectos:

El estudio de los parámetros termodinámicos de un ciclo Rankine es de importancia para la viabilidad de funcionamiento y operación de una central térmica a una altura de 3825 m.s.n.m.

El presente trabajo de investigación constituye un aporte al análisis de los parámetros termodinámicos del ciclo Rankine funcionando 3825 m.s.n.m lo que no se ha hecho en nuestro medio.

1.8.1. JUSTIFICACIÓN ACADÉMICA

Se aplicó los conocimientos académicos sobre la presión atmosférica, comprobándose que esta disminuye aproximadamente 10 % cada 1000 metros sobre el nivel del mar.

De la misma manera para el estudio teórico de la influencia de la altura en los parámetros y funcionamiento de los componentes del ciclo Rankine, se aplicó los conocimientos de termodinámica I y II, maquinas térmicas, lo que se confirmó, la gran importancia que tienen los conocimientos teóricos para estudiar problemas reales en la ingeniería.

1.8.2. JUSTIFICACIÓN SOCIAL

El proyecto de investigación desarrollado, contribuirá a cumplir uno de los objetivos fundamental de la universidad, que es la proyección a la sociedad, generando conocimientos teóricos y tecnológicos sobre el funcionamiento del ciclo Rankine en la altura. Los conocimientos que se analizaron en el proyecto son importantes desde el punto de vista social, porque los cuales contribuirán al análisis de los parámetros termodinámicos a nivel académico.

1.9. PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

- Realizar la simulación de los parámetros termodinámicos en un módulo de laboratorio de ciclo Rankine S-220.
- Se realizara el cálculo teórico que determinará el trabajo y eficiencia del ciclo funcionando a 3800 m.s.n.m.

1.10. TÉCNICAS

Las principales técnicas que se utilizaran en el presente proyecto son:

- Experiencia en modulo ciclo Rankine S-220
- Obtención de datos
- Calculo teórico
- Uso software de ingeniería de simulación CYCLE PAD
- Deducción para el análisis de resultados



CAPÍTULO

II

2. MARCO TEÓRICO.

2.1. ANTECEDENTES

No existen otras investigaciones que hayan tratado el funcionamiento de un ciclo Rankine a 3825 m.s.n.m. la gran mayoría de los proyectos e investigaciones desarrolladas han sido llevados a cabo en el nivel del mar. Tal es así que los estudiantes de pregrado que requieran el presente estudio, como base para realizar proyectos de investigación, encontrarán una nutrida información y bibliografía que le permitirán ampliar dichos conceptos.

Como antecedente a nivel internacional se encontró una investigación similar:

- “Análisis termodinámico de los ciclos rankine”-Dirigido por: Germán de Melo Rodríguez Barcelona, 8 de Abril de 2015-Facultat de Nàutica de Barcelona Universidad Politècnica de Catalunya. Este proyecto final de grado tiene como objetivo general el estudio y análisis termodinámico del ciclo de Rankine y sus modificaciones. Pretende dar un enfoque general de los distintos parámetros que intervienen y afectan en el aumento del rendimiento de las instalaciones que trabajen con él, así como de las variaciones del ciclo de Rankine para instalaciones de gran potencia, como son el ciclo Rankine con recalentamiento y el ciclo regenerativo de Rankine.
- “El efecto positivo de las condiciones de condensación cuasi críticas aplicadas a ciclos rankine”-R. Ferreiro-Garcia, J. Romero-Gómez, M. Romero-Gómez y A. DeMiguelCatoira. Se tiene como objetivo la mejora de la eficiencia térmica del ciclo Rankine mediante la asociación de mejoras basadas en: (a), la reducción de pérdidas energéticas en el condensador por realizarse la condensación en condiciones cuasi-criticas, (b), recuperación de la energía residual mediante



generación y (c), elección de fluidos de trabajo adecuados, en donde se ha tomado en consideración el dióxido de carbono, el etanol y el xenón para los que la condensación en condiciones cuasi-criticas es llevada a cabo a temperatura ambiente.

- “Análisis y comparación de ciclos termodinámicos para la generación de potencia a partir de recursos geotermiales nacionales de media y alta entalpia”- univesidad de chile- jose matamala aviles-25/11/2013. La geotermia se alza como una fuente de elevado potencial, limpia, de carácter renovable y con elevada disponibilidad asociada principalmente a la presencia de cinturón de fuego del pacifico.
- “Análisis de las desviaciones en el comportamiento termodinamico en las turbinas de vapor”- para obtener el grado de: maestro en ciencias con especialidad en ingeniería mecánica-08/05/2005. Pretende dar un enfoque general de los distintos parámetros que intervienen y afectan en el aumento del rendimiento de las instalaciones que trabajen con él, así como de las variaciones del ciclo de Rankine para instalaciones de gran potencia, como son el ciclo Rankine con recalentamiento y el ciclo regenerativo de Rankine.
- “análisis energético y exergetico de la implementación del ciclo combinado en la central térmica de Santa Rosa” Para optar el Título de Ingeniero Mecánico de Fluidos. Universidad Nacional Mayor De San Marcos. Lima -2014. El incesante avance del progreso de la civilización va acompañado de consumos de energía crecientes, en especial de la energía eléctrica. Paralelamente, las consecuencias negativas de las actividades que contribuyen al abastecimiento de las formas utilizables de la energía (reducción o agotamiento de las reservas de recursos no renovables, contaminación, alteraciones de los ecosistemas, etc.)



2.2. DATOS HISTORICO DEL CICLO DE RANKINE

William John Macquorn Rankine

(5 de julio de 1820 -24 de diciembre de 1872) fue ingeniero y físico escocés. Junto con Rudolf Clausius y William Thomson, Lord Kelvin, fue uno de los pioneros de la termodinámica, enfocándose particularmente en la primera de las tres leyes de esta rama de la Física.

Rankine desarrolló una teoría completa del motor de vapor y, de todos los motores térmicos. Sus manuales de ciencia y práctica de la ingeniería fueron usados por muchas décadas después de su publicación en las décadas de 1850 y 1860, sus intereses fueron notablemente variados incluyendo, en su juventud, la botánica, la teoría musical y la teoría de números y, en su madurez, la mayoría de las ramas principales de la ciencia, la matemática y la ingeniería. Fue un entusiasta cantor, pianista y violoncelista aficionado que componía sus propias canciones humorísticas. Nunca contrajo matrimonio.

Alentado por su éxito, se dedicó a calcular la eficiencia de los motores térmicos y utilizó su teoría como base para deducir el principio de que la máxima eficiencia de un motor térmico es solo función de las dos temperaturas entre las que opera. Si bien Rudolf Clausius y William Thomson, Lord Kelvin, habían deducido ya un resultado similar, Rankine alegó que su resultado se apoyaba únicamente en su hipótesis molecular de vórtices, en lugar de hacerlo sobre la teoría de Carnot o alguna otra hipótesis. El trabajo marcó el primer paso en el camino de Rankine para desarrollar una teoría más completa de calor.

2.3. CONCEPTOS GENERALES DE CENTRALES TÉRMICAS

El ciclo de Rankine sirve como base al funcionamiento de las centrales térmicas, las cuales, producen actualmente la mayor parte de la energía eléctrica que se consume en el mundo. La evolución de las centrales térmicas ha estado condicionada por la búsqueda de mejoras en el rendimiento térmico del ciclo termodinámico. La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar el rendimiento de un ciclo termodinámico de potencia es aumentar

la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la cual el fluido de trabajo cede calor en el condensador. Esto se consigue con una selección cuidadosa de las condiciones de operación de la caldera (presión y temperatura a la que genera el vapor), y del condensador (presión de operación), así como con la incorporación de recalentamientos entre diferentes etapas de expansión y calentamientos regenerativos del agua de alimentación.

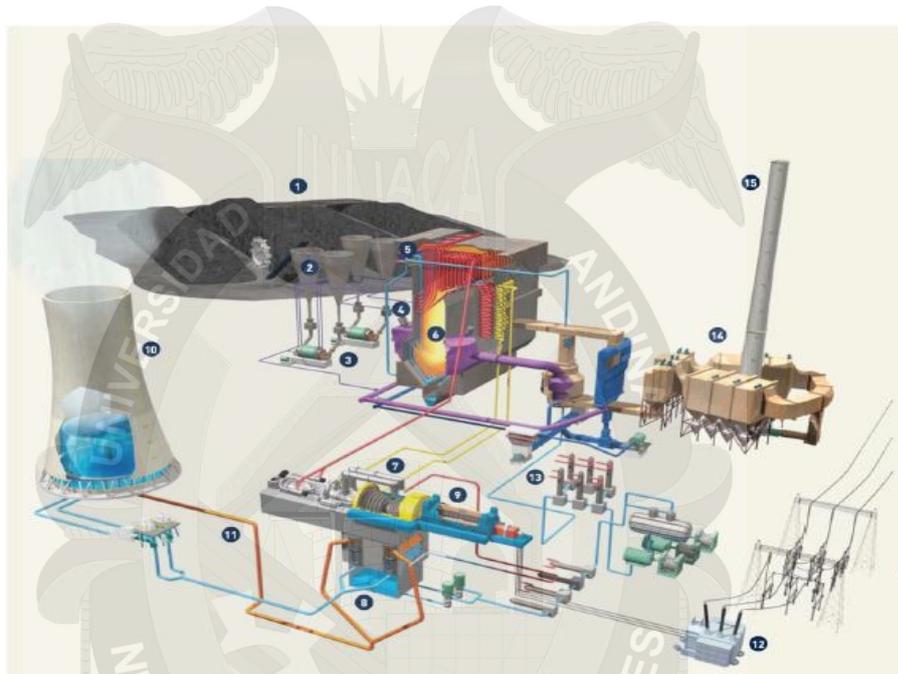


Figura: 1. Componentes principales de una central térmica

Fuente: Central térmica la robla

A continuación se enumeran las instalaciones principales que constituyen la central Térmica.

- | | |
|------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Almacenamiento de carbón | 9.- Alternador |
| 2.- Tolvas de almacenamiento | 10.- Torre refrigeración |
| 3.- Molinos | 11.- Tubería condensador / Torre |
| 4.- Quemadores | 12.- Transformador |
| 5.- Caldera | 13.- Calentadores agua ciclo |
| 6.- Hogar caldera | 14.- Precipitador electrostático |
| 7.- Turbina | 15.- Chimenea |
| 8.- Condensador | |

2.4. CICLO RANKINE

Se utilizan principalmente combustibles fósiles como carbón, gas natural, o petróleo y sus derivados, y se emplea un ciclo termodinámico de agua-vapor para la producción de energía, su funcionamiento es análogo entre cualquier combustible de los mencionados, se le hace un tratamiento previo al combustible antes de quemarlo.

El combustible previamente tratado es llevado a una caldera donde se quema, esto produce una gran cantidad de energía calórica que es utilizada para calentar agua y convertirla en vapor a una presión muy alta, el vapor es conducido a la turbina haciendo girar el eje de la turbina mediante el movimiento de los álabes, mediante un alternador acoplado al eje de la turbina permite transformar la energía mecánica en energía eléctrica, por el principio de inducción electromagnética. Luego, dicho vapor pasa a un condensador, el cual se encarga del enfriamiento del vapor y su posterior conversión en agua a baja presión, finalmente, el agua a baja presión y temperatura que proviene del condensador, es enviada a la caldera mediante una bomba, en donde es posible comenzar de nuevo el ciclo.

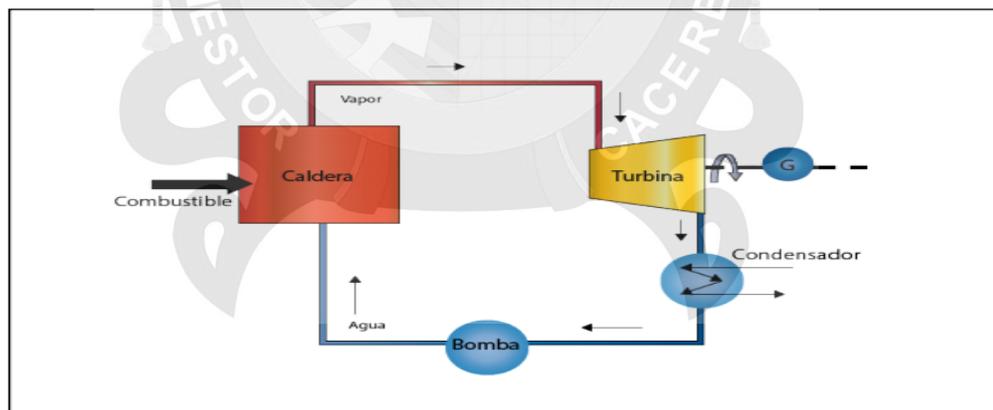


Figura: 2.ciclo cerrado Rankine simple

Fuente: www.uhu.es/gabriel.lopez/comun/pract_Rankine.pdf

EL ciclo de expansión completa, fue el primer ciclo estándar aceptado para los ciclos de las plantas de generación de energía a vapor, y frecuentemente se usa como tal en la actualidad.

El ciclo Rankine es una modificación del ciclo Carnot, esto con el fin de mejorar el sistema térmico corrigiendo los problemas que este produce, entre estas modificaciones están:

- 1-2 La bomba comprime el agua a presión constante y es inyectada a la caldera.
- 2-3 En la caldera se calienta el agua, alcanzando la saturación y luego se inicia la ebullición, se extrae el vapor de la caldera y luego se conduce el vapor al expansor (normalmente es una turbina).
- 3-4 El vapor se expande en la turbina, haciendo el trabajo mecánico luego el vapor descarga en el condensador.
- 4-1 El vapor que descarga la máquina entra al condensador donde se convierte en líquido al entrar en contacto con las paredes de tubos que están refrigerados en su interior. El condensado se recolecta al fondo del condensador, donde se extrae prácticamente como líquido saturado

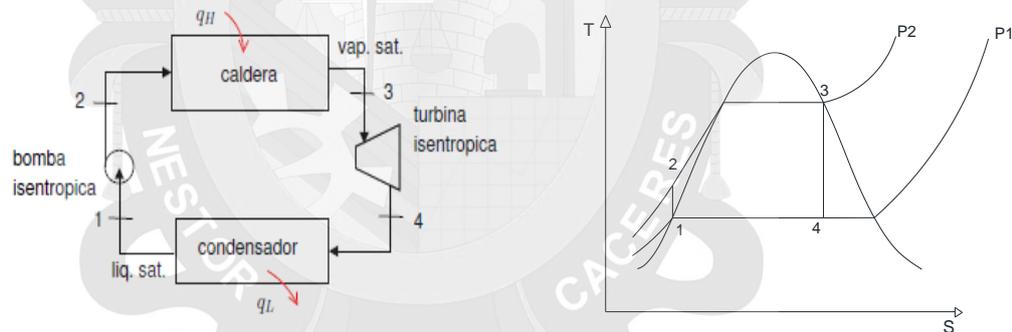


Figura: 3. Esquema de un ciclo Rankine simple

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

2.4.1. CICLO RANKINE CON SOBRE CALENTAMIENTO

Este sobre calentamiento se producirá en la caldera; se puede ver en la figura adjunta que el trabajo se incrementa por el área 3-3'-4'-4-3 y que el calor transmitido en la caldera se incrementa por el área 3-3'-b'-b-3. Ya que la relación

de las dos áreas, es más grande que la relación de trabajo neto al calor suministrado para el resto del ciclo, es evidente que para unas presiones dadas, el sobrecalentamiento del vapor incrementa el rendimiento del ciclo de Rankine.

1-2 La bomba recolecta condensado a baja presión y temperatura, típicamente una presión menor a la atmosférica, y comprime el agua hasta la caldera.

2-3 En la caldera se calienta el agua, alcanzando la saturación y luego se inicia la ebullición, se extrae el vapor de la caldera y luego se conduce el vapor al sobre calentador.

3-3' Este elemento es un intercambiador de calor al que se le entrega calor a alta temperatura, el vapor se calienta hasta salir como vapor sobrecalentado.

3'-4' El vapor que sale del sobre calentador se lleva al expansor o turbina a vapor. Allí se expande el vapor, recuperando trabajo, hasta la presión asociada a la temperatura de condensación.

4'-1 El vapor que descarga la máquina entra al condensador donde se convierte en líquido saturado, al entrar en contacto con las paredes de tubos que están refrigerados en su interior por agua fría. El líquido condensado se recolecta en el condensador, donde se extrae prácticamente como líquido saturado.

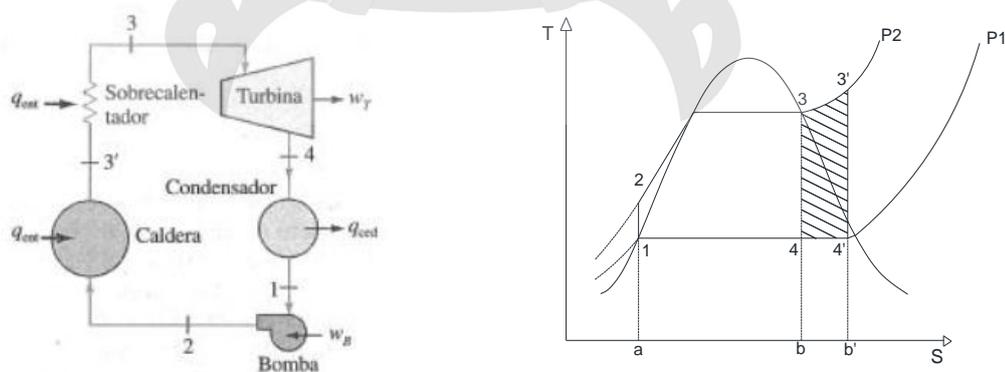


Figura: 4. Esquema de un ciclo Rankine con sobrecalentamiento

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

2.5. CONVERSIÓN DE LA ENERGÍA.

El combustible entrega a la planta toda su energía química potencial. Los gases que salen por la chimenea llevan una pequeña cantidad de energía a la atmósfera. El agua (condensada) entra al caldero con una pequeña cantidad de energía, recibe calor de los gases de la combustión y se convierte en vapor que entrega una parte de su energía a la turbina. La turbina convierte la energía térmica del vapor en energía mecánica de rotación la cual se transmite a través de su eje al generador. El generador a su vez transforma la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica que se entrega a los usuarios del sistema interconectado.

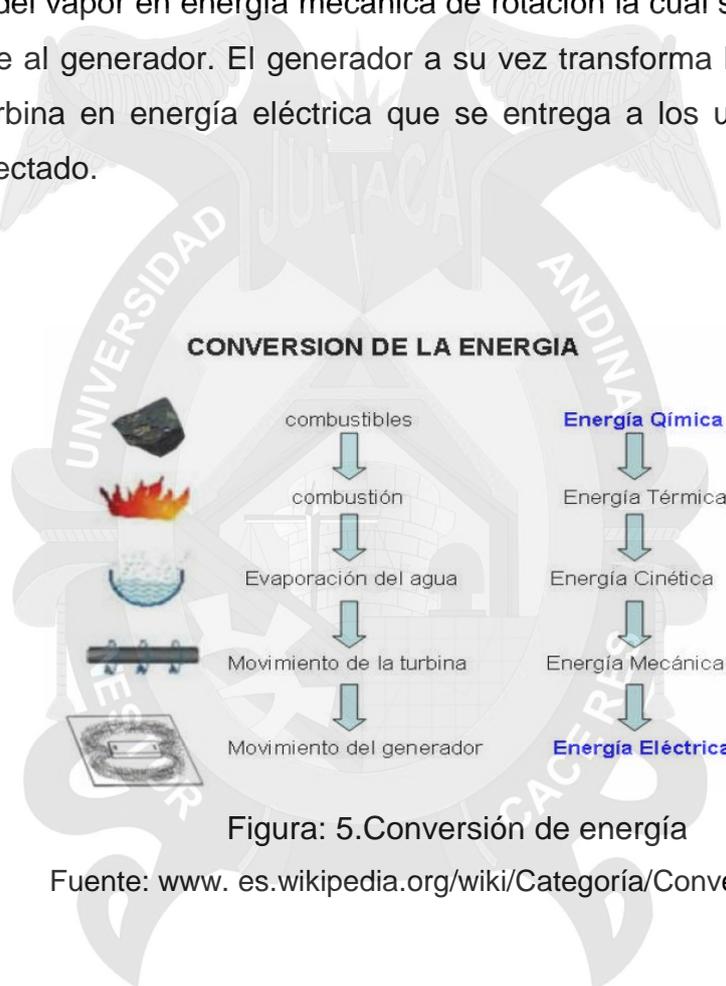


Figura: 5. Conversión de energía

Fuente: www.es.wikipedia.org/wiki/Categoría/Conversión.com

2.6. COMPONENTES DE TRABAJO DEL CICLO RANKINE.

Los componentes del ciclo Rankine, está representado en la siguiente figura, donde aparecen los principales equipos y máquinas como son: bomba, caldera, turbina y condensador.

Etapa	Proceso	Estado inicial	Estado final	Equipo	
1ª	Compresión isentrópica	Liq.sat. (1)	Liq. sub. (2)	Bomba	
2ª	Calentamiento isóbaro	Liq. sub. (2)	Liq.sat. (3)	Economizador	
		Liq.sat. (3)	Vap. sat. (4)	Evaporador	
		Vap. sat. (4)	Vap. sobrec. (5)	Sobrecalentador	
3ª	Expansión isentrópica	Vap. sobrec. (5)	Vapor húmedo/sat./sobrec. (6)	Turbina	
4ª	Condensación isóbara	Vapor húmedo/sat./sobrec. (6)	Liq.sat. (1)	Condensador	

Figura: 6. Componentes importantes de un ciclo Rankine

Fuente: www.unet.edu.ve/fenomeno/rankine.htm

2.7. COMPONENTES DEL MODULO EXPERIMENTAL CICLO RANKINE-S220

2.7.1. BOMBA HIDRÁULICA

Es una máquina que transforma la energía mecánica en energía del fluido incompresible, mueve el fluido incompresible a presión constante, puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su temperatura, presión, velocidad ó altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli.

En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altura a otra de mayor presión o altura.

Característica de la bomba

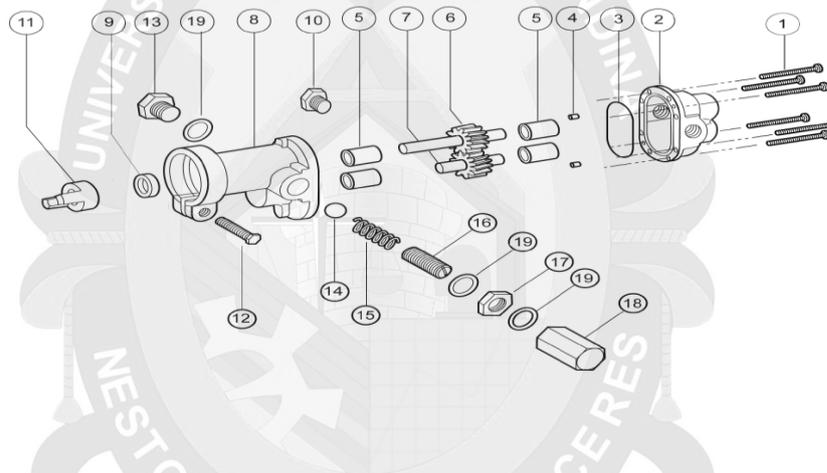
Estas bombas sirven para todos los líquidos que son compatibles con bronce. La mayoría de líquidos comunes son agua, aceite suave, para los líquidos viscosos requieren el eje reducido. La aceleración es de 1150 RPM. Si los abrasivos son inevitables, trabaje con una baja velocidad. El rango de temperatura del líquido

recomendado es 32 °F hasta 140 °F para el mejor funcionamiento de la bomba. Si existen condiciones de temperaturas extremas, debería ser consultado al fabricante. Se debe evitar el congelamiento del líquido dentro de la bomba, puede causar daños irreparables.

Succión de alza

Por regla general, el alza succionante debería ser conservado en un mínimo absoluto colocando la bomba tan cerca de la fuente líquida posible. La bomba de engranaje en condiciones nuevas puede elevar 20 pies de altura en línea.

Vista esquemática y partes de la bomba



Pump No.	1	2	3 ²	4	5 ²	6 ²	7 ²	8	9 ^{1,2}	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	Screw	Body	O-Ring	Dowel Pin	Bearing	Drive Gear Assy.	Idle Gear Assy.	Cover	Lip Seal	Cap Plug	Coupling	Screw	Plug Nut	Ball	Spring	Adj. Screw	Locknut	Bypass Nut	Fiber Washer
	6 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	2 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	1 Req'd	3 Req'd
N999	5013	9302NB5N	9797-033	8885	5024	32198	32199	9303NN2N	5007	9346	5604	5595	---	---	---	---	---	---	---
N999R	5013	9302NB5N	9797-033	8885	5024	32198	32199	9303NN2B	5007	9346	5604	5595	1838	5803	1840	5237	5240	5239	6533

¹Seal # 5007 is Standard Buna N, # 7580 is Viton(R)*-Teflon(R)*
²Repair Kit contains items 3, 5, 6, 7 & 9. Repair Kit for N999(R) is #10873.

Figura: 7. Bomba de engranajes

Fuente: www.quiminet.com/articulos/funcionamiento.com

N999(R)

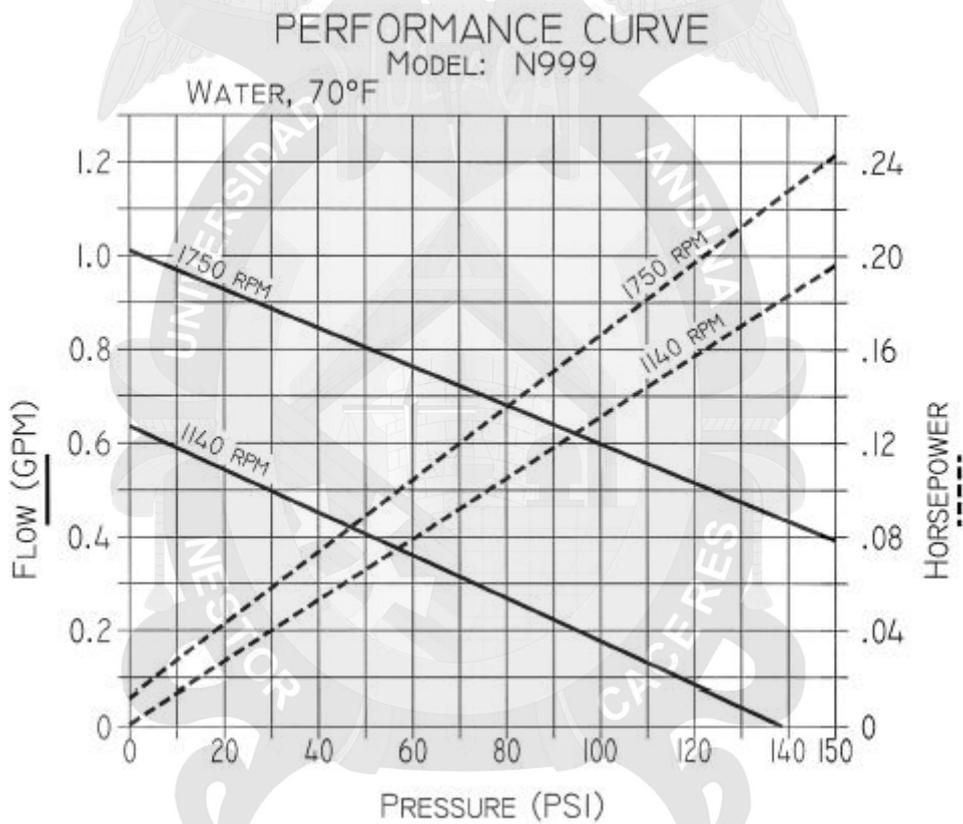
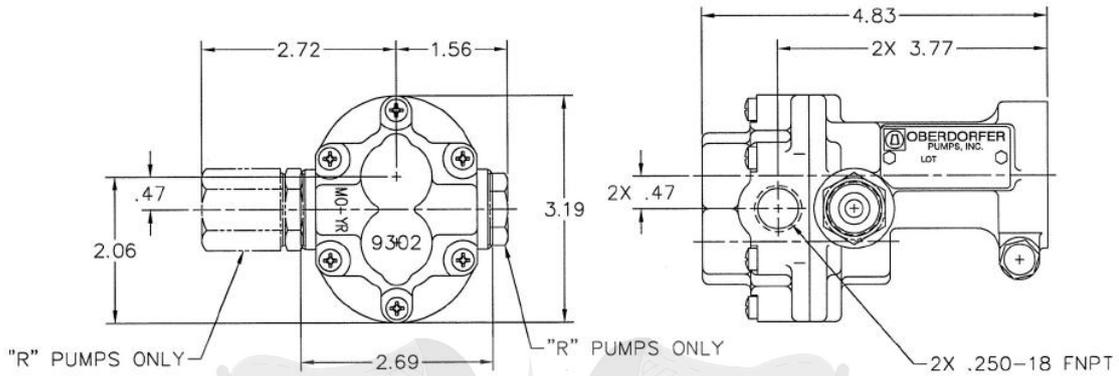
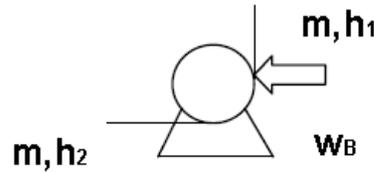


Figura: 8. Diagrama de presión de la bomba

Fuente: <http://www.quiminet.com/articulos/funcionamiento.com>

La bomba de alimentación eleva la presión del agua desde el estado 1 hasta la presión del generador de vapor, estado 2.



Las energías cinéticas (EC) de entrada y salida de la bomba son esencialmente iguales entre sí. Comprobamos esto por la conservación de la masa para áreas iguales. Por tanto el trabajo de la bomba es:

Donde:

W_B : Trabajo realizado por la bomba (KJ/Kg)

P_2 : Presión de salida de la bomba (Kpa)

P_1 : Presión en el condensador (Kpa)

$$W_B = h_2 - h_1 \quad (1)$$

Según fabricante la eficiencia será:

En esta configuración de la energía mecánica es producida por la bomba, acoplada a una fuente líquida, mediante la compresión del líquido de alta presión generado. En una bomba de engranajes convencional, en este sistema la eficiencia global es del orden del 75% - 80%.

BOMBAS	Amplitud Presión	Volumen	Amplitud Velocidad	Eficiencia Volum.	Eficiencia Total
Bomba de engrane Baja Presión	0 Lb/plg ²	5 Gal/min	500 rpm	80 %	75 - 80 %
Bomba engrane 1500 Lb/plg ²	1500 Lb/plg ²	10 Gal/min	1200 rpm	80 %	75 - 80 %
Bomba engrane 2000 Lb/plg ²	2000 Lb/plg ²	15 Gal/ min	1800 rpm	90 %	80 - 85%

Figura: 9.Rango de operación de bombas de engranajes

Fuente: www.quiminet.com/articulos/funcionamiento.com

2.7.2. CALDERA

Se denomina caldera al recipiente en que calienta el agua para convertirla en vapor, no solamente dicho recipiente, sino también los elementos ajenos tales como el hogar donde se quema el combustible que produce calor, es decir que, se denomina caldera a todo sistema a presión en el que el agua se transforma en vapor, como producto final.

Capacidad de presión

La capacidad de una caldera es determinada por la cantidad de vapor (medido en lb/hr, kg/hr, Ton/hr, etc) producidas por la caldera a una presión y temperatura especificada por el fabricante. Por ejemplo 25,000 kg/hr a 7 bares. Un caballo caldera es también una medida de la salida de energía de una caldera y equivale a 15.6 kg/hr.

Eficiencia

Una medida de que tanto la caldera aprovecha el poder calorífico del combustible para la transformación del agua en vapor, se tendrá mayor eficiencia cuando se tenga una combustión completa dentro del hogar de la caldera. Una combustión incompleta resulta en una eficiencia pobre y mayores costos.

Exceso de aire

Aire no quemado que sale con los gases. Es utilizado para medir la eficiencia de la combustión y también es conocido como exceso de oxígeno o de O₂.

Clasificación de calderas

Las calderas se clasifican basándose en algunas de las características siguientes: (1) uso, (2) presión, (3) materiales de que están construidas, (4) tamaño, (5) contenido de los tubos, (6) forma y posición de los tubos, (7) fuente de calor, (8) clase de combustible, (9) fluido utilizado, (10) sistema de circulación, entre otras. Debido a que el propósito de este capítulo es dar únicamente una introducción a las calderas para una mejor comprensión del trabajo, veremos la

clasificación más general que se refiere al tipo de calderas según el contenido de los tubos.

Existen varias formas de clasificación de caldera, entre estas se pueden señalar las siguientes.

Por su movilidad

- Fija o estacionaria
- Móvil o portátil

Según la presión de trabajo

- Baja presión 0 a $2,5 \text{ kg/cm}^2$
- Media presión $2,5$ a 10 kg/cm^2
- Alta presión 10 a 220 kg/cm^2
- Supercríticas *mas de 220 kg/cm^2*

Por su generación

- De agua caliente.
- De vapor saturado o recalentado.

Según el ingreso de agua a la caldera

- Circulación natural: el agua se mueve por efecto térmico.
- Circulación forzada: el agua circula mediante el impulso de una bomba.

Según la circulación del agua de los gases en la zona de tubos

- Pirotubulares o de tubos de humo.
- Acuotubulares o de tubos de agua.

2.7.2.1. CALDERA ACUOTUBULAR

Usualmente por el interior de los tubos pasa agua o vapor, y los gases calientes se hallan en contacto con la superficie externa, en contrastes con el tipo pirotubular. Las calderas acuotubulares son las empleadas casi exclusivamente cuando interesa obtener elevadas presiones y rendimientos, debido a que los

esfuerzos desarrollados en los tubos por las altas presiones son de tracción en vez de compresión, como ocurre en los piro tubos.

Cuando en una caldera se reemplaza la circulación por gravedad por circulación forzada, el diámetro de los tubos puede reducirse, el circuito de los tubos puede alargarse, y disponerse a modo de serpentín continuo, formando el revestimiento del hogar. De esta manera se mejora la transmisión del calor, el espacio requerido se reduce al mínimo, los colectores y cuerpos cilíndricos quedan suprimidos.

Esta amplitud de miras ha dado como resultado muchos diseños y modificaciones de la caldera acuotubular, tales como de tubos rectos, tubos curvos, de un solo cuerpo cilíndrico, de varios cuerpos, de cuerpo cilíndrico longitudinal y de un cuerpo transversal.

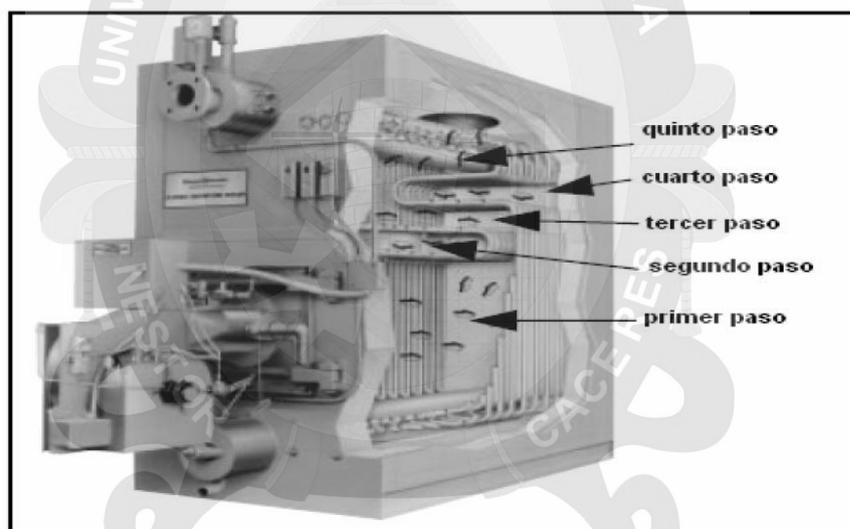


Figura: 10. Caldera acuotubular

Fuente: www.calderas.pe/index.php/j-stuffgclid.com

Se fabrican en capacidades de 20 HP hasta 2,000 HP. Por su fabricación de tubos de agua es una caldera "INEXPLOSIBLE". La eficiencia térmica está por arriba de cualquier caldera piro tubular, ya que se fabrican de 3, 4 y 5 pasos dependiendo de la capacidad. Los equipos son fabricados con materiales que cumplen con los requerimientos de normas.

Detalles de las calderas acuotubulares

Las calderas de tubos de agua generalmente producen vapor o agua caliente principalmente para aplicaciones de procesos industriales. En este diseño los tubos contienen vapor y/o agua y los productos de la combustión pasan alrededor de los tubos. Típicamente el diseño consiste de múltiples domos. Un domo de vapor (superior) y un domo de lodos (inferior) los cuales están conectados por medio de tubos los cuales forman la sección de convección y el área del hogar. En una caldera acuotubular el vapor es generado rápidamente debido a la relativa baja cantidad de agua. Esto permite responder rápidamente a demandas cambiantes de carga.

Algunas aplicaciones pueden requerir vapor sobrecalentado. El vapor sobrecalentado tiene una alta entalpía, y por lo tanto mayor cantidad de energía por libra y mayor calidad (seco). Un ejemplo de la necesidad de vapor sobrecalentado es en una turbina de vapor. Las aspas de una turbina requieren vapor seco ya que la humedad podría destruirlas. Una caldera acuotubular es capaz de generar vapor saturado o vapor sobrecalentado. Por lo tanto cuando se requiera vapor sobrecalentado, existan grandes o fluctuantes cargas de vapor, o cuando se requieran altas presiones deben considerarse las calderas acuotubulares.

Características:

- La caldera de tubos de agua tiene la ventaja de poder trabajar a altas presiones, dependiendo del diseño llegan hasta 350 Psig.
- Por su fabricación de tubos de agua es una caldera inexplorable
- La eficiencia térmica está por arriba de cualquier caldera de tubos de humo, ya que se fabrican de 3,4 y 6 pasos dependiendo de la capacidad.
- El tiempo de arranque para la producción de vapor a su presión de trabajo es mínimo.
- El vapor que produce una caldera de tubos de agua es un vapor seco, por lo que en los sistemas de transmisión de calor existe un mayor aprovechamiento.

En la siguiente fig. Se resume una comparación entre las calderas pirotubular y acuotubular.

	pirotubular	Acuotubular
Eficiencia	Alta	Media
Espacio requerido	Media/alta	alta
Mantenimiento	bajo	alto
Costo inicial	medio/alto	alto
opciones disponibles		
Rango de presión	HW/LPS HPS A 350 PSIG	Alta temp HW HPS A 900 PSIG
Tamaño típico	hasta 1500 hp	
Aplicaciones	calentamiento/proceso	proceso

Figura: 11. Aplicaciones de las calderas pirotubular y acuotubular

Fuente: www.calderas.pe/index.php/j-stuffgclid.pdf

HW= agua caliente

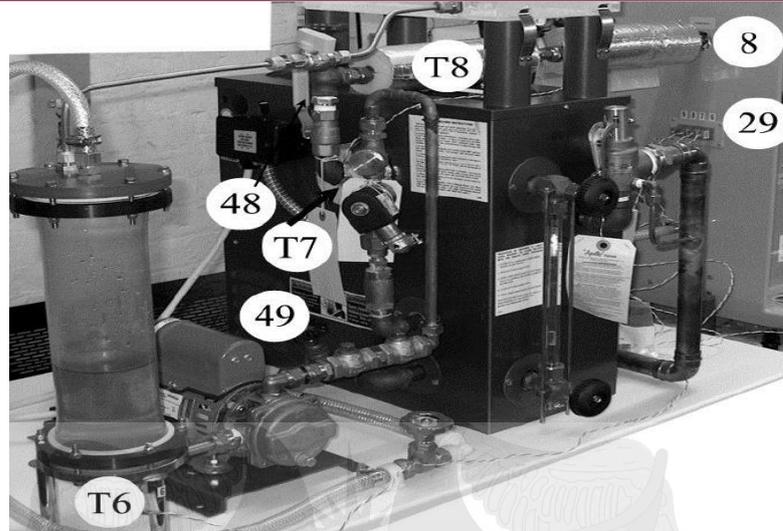
LPS= baja presión de vapor

HPS = Alta presión de vapor

Influencia de la presión de la caldera

Si incrementamos la presión de operación de la caldera, automáticamente se eleva la temperatura a la cual tiene lugar la ebullición. Esto produce un aumento de la temperatura promedio a la que se añade calor al vapor y, por tanto, mejora el rendimiento térmico del ciclo. Las presiones máximas posibles en las calderas han ido aumentando con el tiempo hasta alcanzar hoy día valores hipercríticos en torno a los 30 Mpa.

Para estudiar la influencia de la presión de caldera, vamos a comparar diferentes ciclos en los que la caldera genera el vapor a la entrada de la turbina a 200 °C a una altura de 3825 m.s.n.m. y 220°C temperatura del vapor a la entrada de la turbina a una altura de 100 m.s.n.m.



8 Entrada de vapor a la turbina	T6 Temperatura del agua de entrada al calentador
29 Cierre del indicador de agua	T7 Temperatura de calentador
48 válvula aislante del calentador	T8 Temperatura del vapor después de la válvula
49 Drenado de la caldera	

Figura: 12. Caldera de modulo experimental Ciclo Rankine S-220
Fuente: Manual del fabricante (S-220)

Los generadores de vapor producen vapor a partir del agua líquida. El agua subenfriada se hace pasar por un banco de tubos donde se calienta hasta convertirse en vapor saturado a diferentes niveles de presión, luego se hace pasar por el sobrecalentador donde se obtiene vapor sobrecalentado a presión constante, este vapor entra a la turbina. Por lo tanto, el calor suministrado en la caldera de calor es.

Donde:

q_A : Calor suministrado por la caldera. (KJ/Kg)

h_2 : Entalpia a la salida de la bomba. (KJ/Kg)

h_3 : Entalpia a la entrada de la turbina. (KJ/Kg)

$$q_A = h_3 - h_2 \quad (2)$$

2.7.3. TURBINA A VAPOR

Puede decirse que las grandes conversiones del calor en energía mecánica son efectuadas principalmente en este tipo de máquinas, dado que poseen una alta eficiencia. Con excepción de la generada por la fuerza hidráulica, la totalidad de la energía eléctrica que se consume hoy en día en fábricas y hogares de todo el mundo, se produce mediante estas ingeniosas y altamente tecnificadas máquinas, se utilizan para abastecerse de energía eléctrica con turbinas de vapor, según las necesidades y las facilidades existentes.

Tipos De Turbinas De Vapor

Existen cuatro tipos fundamentales de turbinas de vapor a saber:

- 1) De flujo de condensado simple.
- 2) De flujo de Condensado doble.
- 3) De extracción automática.
- 4) De no condensado.

La de flujo condensado simple: requiere la menor cantidad de vapor.

La de flujo de condensado doble: permite mayores velocidades y por ende, mayores potencias.

Las de extracción automática: logran combinar las mejores características de las de condensado directo y aquéllas de no condensado, éstas automáticamente aportan el vapor del proceso y aceptan el exceso de vapor a una cierta presión.

Las de no condensado o retro-presión: son útiles en donde el vapor con que se cuenta cae dentro de ciertos límites específicos.

Cada turbina genera su propia característica dependiendo del número de rotores, la presión y la temperatura de trabajo, las velocidades posible de rotación según el material de que estén hechos los elementos de la turbina que entran en contacto con el vapor; de hecho, cada turbina genera una familia de curvas, puesto que a velocidades diferentes la potencias son de distintas magnitudes.

Sección de turbina y rotor / tobera

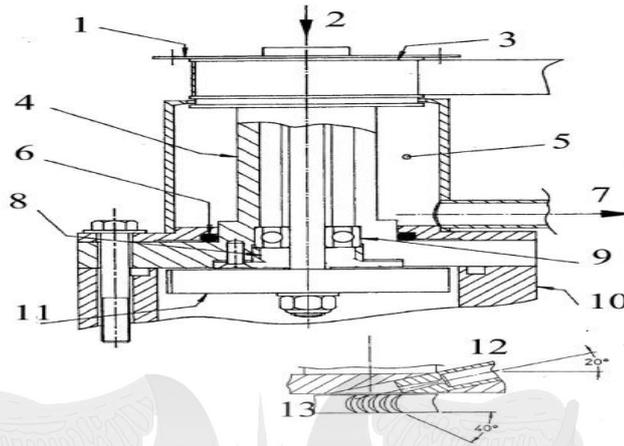


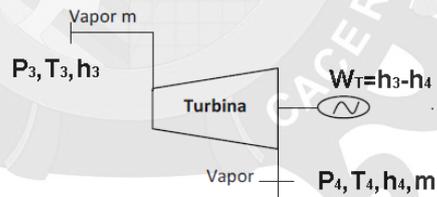
Figura: 13. Turbina de vapor del módulo experimental ciclo Rankine S-220

Fuente: Manual del fabricante (S-220)

1. Disco óptico sensor	2. Agua de enfriamiento	3. rueda de parada
4. Caja	5. Caja del agua	6. Cierre
7. Drenado del agua	8. Cierre	9. Cojinete
10. Anillo de guarda	11. Rotor	12. tobera de vapor

Figura: 14. Partes de la turbina de vapor

Fuente: Manual del fabricante (S-220)



La turbina de vapor es una máquina de fluido en la que la energía de éste pasa al eje de la máquina saliendo el fluido de ésta con menor cantidad de energía. La energía mecánica del eje procede de la energía térmica disponible transformada en mecánica por expansión. Esta expansión es posible por la variación del volumen específico del fluido en la turbina y su trabajo será:

Donde:

W_T : Trabajo realizado por la turbina (KJ/Kg)

h_3 : Entalpia a la entrada de la turbina (KJ/Kg)

h_4 : Entalpia a la salida de la turbina (KJ/Kg)

$$W_T = h_3 - h_4 \quad (3)$$

2.7.4. CONDENSADOR.

Los condensadores de vapor son aparatos en los cuales se condensa el vapor de escape procedente de máquinas y turbinas, donde el aire, agua o líquidos refrigerantes no condensables son evacuados en forma continua. Son dos las ventajas que pueden conseguirse empleando condensadores en las máquinas y turbinas de vapor:

- Disminución de la presión de escape, con el consiguiente aumento en energía utilizable.
- Recuperación del condensado para utilizarlo como agua de alimentación para las calderas.

Tipos de condensadores

En las centrales térmicas se utilizan dos tipos de condensadores:

- De Superficie.
- De Chorro.

Los condensadores de superficie: proporcionan una baja presión de escape y al mismo tiempo permiten recuperar el condensado.

Un condensador de superficie consiste en un cilindro de vidrio templado, con una tapa porta-tubos en cada extremo, las cuales une entre sí un tubo en forma de espiral la que en su interior pasa agua fría de forma continua y posteriormente el agua refrigerante es drenada al exterior, y así formándose la superficie de enfriamiento. El vapor de escape entra en la cámara de condensador por un orificio situado en la parte superior de la envolvente.

Influencia de la presión del condensador

El vapor existe como mezcla saturada en el condensador con una temperatura de saturación a presión constante, la temperatura y presión de operación en el condensador disminuye automáticamente. Lógicamente existe un límite inferior de la presión del condensador que puede usarse. Para estudiar la influencia de la presión del condensador en el rendimiento del ciclo de Rankine, se analizará, las condiciones de presión y temperatura del vapor a la salida del condensador.

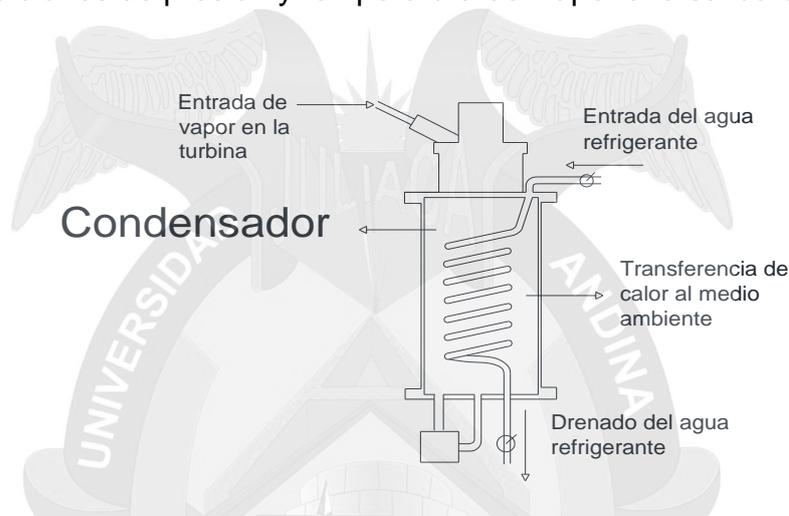


Figura: 15. Condensador del módulo experimental ciclo Rankine S-220

Fuente: Elaboración propia

El calor es cedido por el vapor cuando se condensa pasando del estado 4 al estado 1, El vapor pasa por la parte exterior de los tubos en un intercambiador de calor del tipo de tubos y envolvente, mientras que el agua de enfriamiento circula por el interior de los tubos en forma de espiral. Como se muestra en la fig. 15 el condensador como sistema: la experiencia que se realizó en este equipo a nivel de 100 m.s.n.m. la presión en el condensador es de (-85 bar), y a nivel de 3825 m.s.n.m. la presión en el condensador es a (- 5 bar), para hallar la presión absoluta en el condensador. El flujo másico será:

Flujo másico a 100 m.s.n.m.

$$1.70 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Flujo másico a 3825 m.s.n.m.

$$1.88 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Donde:

q_B : Trabajo realizado por la turbina (KJ/Kg)

h_4 : Entalpia a la entrada del condensador (KJ/Kg)

h_1 : Entalpia a la salida del condensador (KJ/Kg)

$$q_B = h_4 - h_1 \quad (4)$$

2.8. FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS DEL VAPOR

El Vapor

Como muchas otras sustancias, el agua puede existir en estado sólido líquido o gaseoso. Nos enfocaremos en las fases líquida y gaseosa y los cambios que ocurren durante la transición entre estas dos fases. El estado vaporizado o gaseoso del agua el cual contiene energía calorífica que generalmente es transferida a una gran variedad de procesos desde calentamiento del aire hasta líquidos que vaporizan en los procesos de refinamiento.

Formación De Vapor

El vapor es creado de la ebullición del agua. Como la energía calorífica es agregada al agua, la temperatura del agua se eleva en consecuencia. Cuando el agua alcanza su punto de saturación, está empieza a cambiar de líquido a gas. Podemos experimentar como sucede esto colocando un termómetro en una libra de agua a una temperatura igual a 32 °F la cual es la temperatura más baja a la que el agua puede existir en la presión atmosférica antes de cambiar de líquido a sólido. Coloquemos ahora esta agua en una cacerola y apliquemos calor por medio de la llama de una estufa. La energía calorífica proveniente del quemador será transferida al agua, a través de la cacerola, causando que la temperatura de esta se eleve. Podemos determinar la energía transferida y recordando la definición de un BTU. Cada grado que se elevó la temperatura es registrado en el termómetro y puede considerarse como la adición de un BTU ya que contamos

con una libra de agua en la cacerola. Eventualmente, la temperatura del agua se elevará a su punto de ebullición (temperatura de saturación) a la presión atmosférica la cual es 212 °F al nivel del mar. Cualquier calor adicional que agreguemos en este punto causara que el agua empiece a cambiar de estado (fase) desde líquido a gas (vapor).

BTU: La unidad básica de medición para todos los tipos de energía calorífica es la Unidad Térmica Británica o BTU (por sus siglas en inglés). Específicamente es la cantidad de calor necesaria para elevar una libra de agua un grado Fahrenheit.

Calor sensible: La entalpía del agua saturada. Esta es la energía calorífica que eleva la temperatura del agua.

Calor latente: Es la entalpía de evaporación o la cantidad de calor que produce un cambio en el estado líquido del agua a gas.

Energía de vaporización del agua

La temperatura del agua a nivel del mar es de 32 °F y en el punto de ebullición es de 212 °F ($212 - 32 = 180$ BTU). Esta entalpía es conocida como calor sensible (BTU por libra). Si continuamos agregando calor al agua, notaremos que la indicación del termómetro ya no cambiará, pero el agua comenzará a convertirse en vapor. El calor agregado que causa que el agua cambie de líquido a vapor es conocido como calor latente. Este calor latente contenido es el propósito exclusivo de la generación de vapor. El calor latente tiene un alto contenido de calor que se transfiere rápidamente a los productos o procesos más fríos sin perder temperatura. Conforme el vapor entrega su calor latente este se condensa y regresa a la fase líquida. La suma de los dos contenidos de calor, sensible y latente, es conocida como calor total.

Sucede una cosa interesante cuando realizamos este ejercicio y es el cambio de volumen que el gas (vapor) ocupa versus el volumen que el agua líquida



ocupaba. Una libra de agua a la presión atmosférica ocupa únicamente 0.016 pies cúbicos, pero cuando convertimos esta agua en vapor a la misma presión el vapor ocupa 26.8 pies cúbicos para la misma libra. El vapor que hemos creado sobre nuestra estufa en casa, proveerá humedad al aire circundante en el espacio y elevará un poco la temperatura de este. El vapor es además un útil transportador de energía a otros tipos de procesos. Con el propósito de hacer que el vapor fluya del punto de generación a otro punto en el que será utilizado, deberá existir una diferencia de presión.

Por lo tanto, nuestra cacerola que funcionó como generador de vapor no creará una fuerza significativa para mover el vapor. Una caldera, para todo el proceso práctico, es una cacerola con una tapa. Por ahora nos referiremos a ellas únicamente como calderas. Si contenemos el vapor dentro de una caldera la presión empezará a elevarse con el cambio de volumen de líquido a gas. Conforme la presión se eleva el punto de ebullición del agua interior también se eleva. Si la presión del vapor saturado es conocida la temperatura es también conocida. Consideraremos esta relación cuando veamos las tablas de vapor.

Otra cosa que sucede cuando el vapor es creado en una caldera es que el gas es comprimido en un volumen más pequeño (pies cúbicos por libra). Esto es debido a que el líquido no comprimible (agua) es ahora un gas comprimible (vapor). Cuanto más alta es la presión más alta es la temperatura, entre más bajo es el contenido de calor latente, más pequeño el volumen que ocupa el vapor. Esto permite que la planta genere vapor en las presiones más altas y distribuir este vapor en tuberías más pequeñas al punto de uso en la planta. Esta presión más alta en la caldera provee la fuerza para que el vapor fluya. La necesidad de una eficiencia óptima incrementa con la elevación de los costos de combustible. Los sistemas de vapor y condensando deben ser cuidadosamente diseñados y mantenidos para asegurar que el desperdicio de energía se mantenga en un mínimo.

Punto de ebullición

Como ya señalamos a medida que se incrementa la presión, también se incrementa la temperatura de saturación o punto de ebullición. La temperatura de saturación es el límite a la cual el agua puede llegar como líquido. Si se agrega más calor comenzará a evaporarse. Esta correlación es fija, el agua pura. Tiene un matiz azul, que sólo puede detectarse en capas de gran profundidad. El punto de congelación del agua es de 0 °C y su punto de ebullición de 100 °C a nivel del mar (760 mmHg)

Presión externa	Temp. de ebullición (°C)
50 mmHg	38.1
380 mmHg	80.9
700 mmHg	97.7
750 mmHg	99.6
760 mmHg	100
800 mmHg	101.4
2 atm	119.6
10 atm	179.0
20 atm	211.4

Figura: 16. Puntos de ebullición del agua a diferentes presiones

Fuente: <http://www.cie.unam.mx/ojs/pub/Liquid3/node8.html>

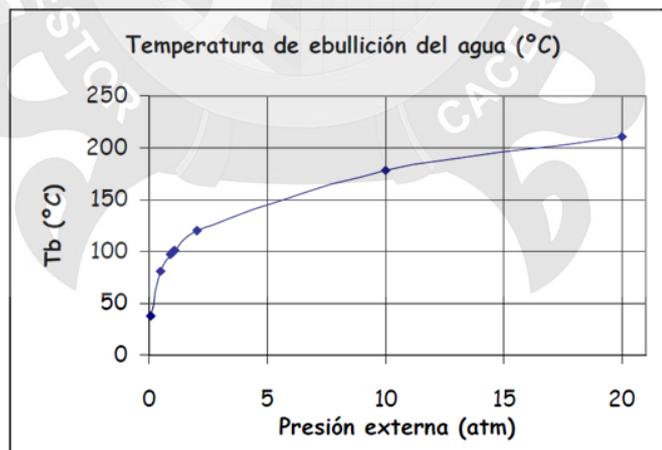


Figura: 17. Punto de ebullición del agua a 1 atm

Fuente: www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Liquid3/node8.html

Punto de ebullición a 3825 m.s.n.m.

Presión atmosférica	Temperatura
0 mts	100 °C
3825 mts	86 °C
5600 mts	80 °C

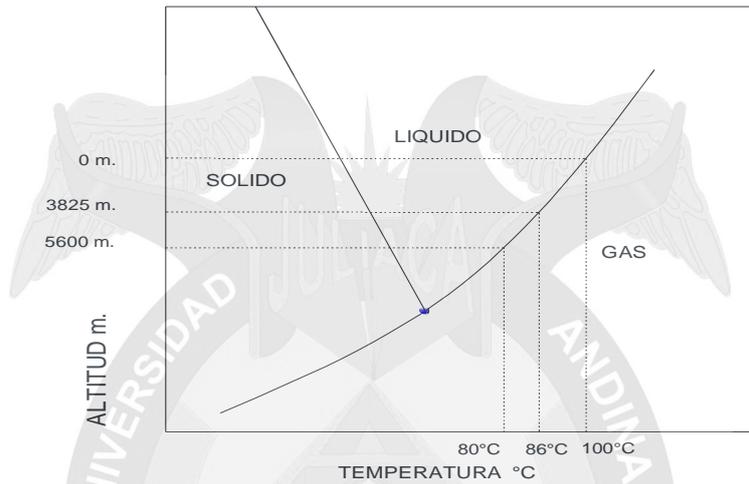


Figura: 18. Punto de ebullición a 3825 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración propia

Título del vapor

Las propiedades del vapor saturado están en las tablas de vapor. A menudo, el vapor contiene gotas de agua en suspensión. Cuando este es el caso se designa como vapor húmedo. El vapor húmedo contiene menos entalpía que el vapor saturado seco, es decir contiene menos calor útil, durante un proceso de evaporación, una sustancia existe como una parte líquida y otra de vapor. Es una mezcla de líquido y vapor saturados. Para analizar esta mezcla de manera apropiada es necesario conocer las proporciones de las fases líquida y de vapor en la mezcla. Esto se obtiene al definir una nueva propiedad llamada calidad (x) como la razón entre la masa de vapor y la masa total de la mezcla, es decir:

$$X = \frac{m_{vapor}}{m_{total}} \quad (5)$$



Donde la masa total es la suma de la masa de vapor más la masa de líquido. La calidad tiene significado solamente para mezclas saturadas. No tiene significado en las regiones de líquido comprimido o de vapor sobrecalentado. Su valor se encuentra siempre entre 0 y 1. La calidad de un sistema compuesto por líquido saturado es 0 (ó 0%) y la calidad de un sistema compuesto por vapor saturado es 1 (ó 100%). Como se verá en las tablas de vapor, las propiedades del líquido saturado son las mismas ya sea que exista sólo o en una mezcla con vapor saturado. Durante el proceso de vaporización sólo cambia la cantidad de líquido saturado no sus propiedades. Lo mismo sucede con el vapor saturado, generalmente la cantidad de masa de cada fase suele desconocerse. En consecuencia, es conveniente imaginar que las dos fases están muy bien mezcladas y forman una mezcla homogénea. En ese caso las propiedades de esta mezcla serán las propiedades promedio de la mezcla saturada de líquido vapor considerada.

Vapor Sobrecalentado

Si se agrega calor después de que el agua ha sido completamente evaporada, aumenta la temperatura del vapor. Este vapor se llama sobre recalentado y se caracteriza por:

- Presiones menores a la presión de saturación a una temperatura dada.
- Temperaturas mayores a las de saturación a una presión dada.
- Entalpías mayores a una presión o temperaturas dadas.

Antes que condense y entregue su entalpía de evaporación, debe ceder calor hasta que su temperatura iguale la temperatura de saturación. Usualmente el vapor sobrecalentado es la primera opción para generación de potencia.

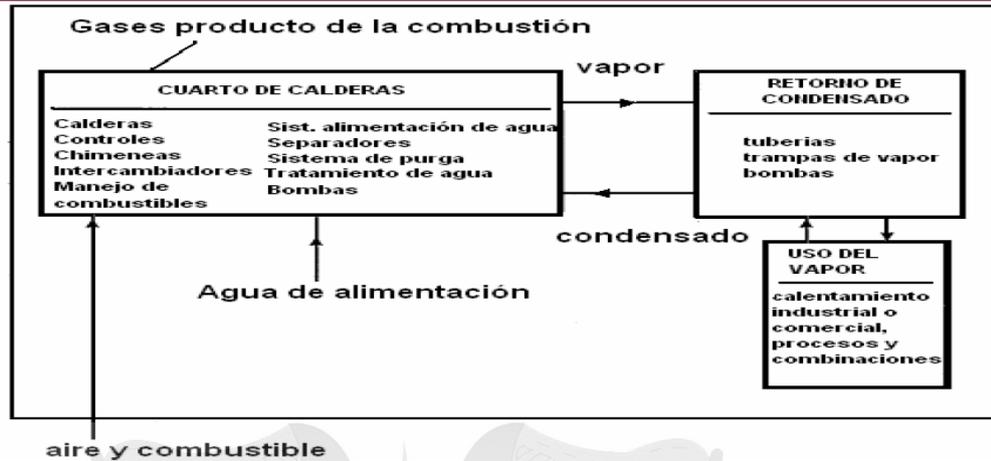


Figura: 19. Esquema del circuito de evaporización del agua

Fuente: www.aulatecnologia.com/APUNTES/CENTRALES/termicas.htm

2.9. FUNDAMENTOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO

El análisis energético de un ciclo de generación se basa en el análisis de la primera ley de la termodinámica. El principio de conservación de la energía requiere el conocimiento de los parámetros termodinámicos (presión, volumen y temperatura) y funciones termodinámicas como energía interna, entalpía. Mientras que el análisis exergético se basa en la segunda ley de la termodinámica, siendo necesario conocer primeramente la función termodinámica entropía. Estas funciones pueden ser definidas y calculadas adecuadamente a través de expresiones sobre la base de propiedades medibles, lo que se hace a continuación.

Energía interna

Todos los cuerpos (los gases entre ellos) poseen una energía a escala macroscópica denominada energía interna. Esta energía es el resultado de la suma de los diversos tipos de energía, como:

- energía térmica, ocasionada por los movimientos de sus átomos, moléculas, etc.;

- energía química, debido a los enlaces químicos que mantienen unidos a los átomos y moléculas que se liberan durante las reacciones químicas.
- energía nuclear, asociada a procesos de fusión (unión de núcleos) y fisión (ruptura de núcleos), que tienen a lugar en el interior de los átomos.

La energía interna no incluye la energía cinética traslacional o rotacional del sistema como un todo. Tampoco incluye la energía potencial, la energía interna se define como una función

Entalpia

La entalpia es una función termodinámica y puede entenderse como la cantidad de energía de un sistema termodinámico que éste puede intercambiar con su entorno. Para un sistema cerrado, la entalpía supone la cantidad de energía que se pone en movimiento o en acción cuando se genera presión constante sobre un determinado medio de trabajo. Generalmente, la evaluación de la entalpía (h) se hace en términos de la temperatura y de la presión como variables independientes.

2.10. PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley de la termodinámica tiene el siguiente enunciado: **“Cuando un sistema cerrado se altera adiabáticamente, el trabajo total que acompaña al cambio de estado es el mismo para todos los procesos posibles entre dos estados de equilibrio”**.

Dicho de otra manera, el valor del trabajo que se realiza sobre un sistema adiabático cerrado sólo depende de los estados finales del proceso. El postulado se enuncia independientemente del tipo de interacción de trabajo involucrado en el proceso, del tipo de proceso y de la naturaleza del sistema cerrado. La primera ley de la termodinámica no sólo se aplica a un proceso adiabático simple en el que intervenga trabajo mecánico en un sistema cerrado, sino que también puede aplicarse a sistemas que experimentan efectos eléctricos, electromagnéticos, de tensión superficial, corte, cambios en el campo gravitacional y otros. También

puede aplicarse a sistemas cerrados que sufren interacciones térmicas y de trabajo. La generalización anterior se puede extender a sistemas abiertos donde se permite la transferencia de masa a través de las fronteras del sistema.

Para un sistema cíclico, la primera ley de la termodinámica establece que la integral cíclica del calor transferido es igual a la integral cíclica del trabajo, es decir:

$$\oint dW = \oint dQ \quad (6)$$

En condiciones específicas, la primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado que sufre un proceso con efectos tanto térmicos como de trabajo, es la siguiente:

$$dq + dw = de \quad (7)$$

Teniéndose en cuenta que, el calor suministrado al sistema se considera positivo y el trabajo hecho por el sistema se considera negativo, al integrar la ecuación anterior y en ausencia de efectos eléctricos, magnéticos y de superficie, se obtiene la ecuación:

$$q_{12} + w_{12} = (u_2 - u_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (8)$$

En donde, q_{12} es el calor transferido al sistema del estado 1 al estado 2, w_{12} es el trabajo hecho por el sistema del estado 1 al estado 2,

$u_2 - u_1$, Representa el cambio de energía interna del sistema;

$$(V_2^2 - V_1^2)/2$$

Representa el cambio de energía cinética del sistema y

$$g(z_2 - z_1)$$

Representa el cambio de energía potencial del sistema.

La ecuación de conservación de la energía para **sistemas cerrados compresibles simples** (por unidad de masa y un solo tipo de fluido) se puede obtener a partir de:

$$dq + dw = du \quad (9)$$

En sistemas abiertos, la primera ley de la termodinámica para un volumen de control en estado estacionario, por unidad de masa y un solo tipo de fluido y despreciando cambios de energía potencial se expresa de la siguiente manera:

$$q_{12} + w_{12} + h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (10)$$

La ecuación se aplica a un sistema en estado estacionario cuando más de un Componente está entrando y/o saliendo del volumen de control, es decir:

$$\dot{Q}_{12} + \sum_{i=1}^n \left[\dot{m}_i \left(h + \frac{V^2}{2} \right)_i \right]_1 = \dot{W}_{12} + \sum_{j=1}^k \left[\dot{m}_j \left(h + \frac{V^2}{2} \right)_j \right]_2 \quad (11)$$

En donde, \dot{Q}_{12} es el calor transferido al sistema en un intervalo de tiempo dado; \dot{W}_{12} es el trabajo hecho por el sistema en un intervalo de tiempo dado y \dot{m} es el flujo másico de cada componente entrando y saliendo al sistema.

2.11. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Es importante indicar que la primera ley de la termodinámica es la misma ley de la conservación de la energía aplicada a sus transformaciones. Cualquiera que sea el tipo de energía que interviene en los procesos, el cambio de energía de un sistema es igual a la diferencia entre la energía que entra y la que sale. Esta ley de conservación se expresa matemáticamente como una igualdad y permite la libre conversión de una forma de energía a otra siempre y cuando se conserve la cantidad total. Pero esta ley no presenta restricción alguna en la conversión del trabajo en calor y viceversa. Un punto importante es que la primera ley no impone restricción alguna en el proceso de conversión de la energía. Una conversión del 100% es posible solamente en términos de la conservación de la energía. Mientras que la **segunda ley** impone una restricción en las transformaciones de la energía (de energía calorífica a trabajo). De acuerdo a la segunda ley, la energía tiene propiedades cualitativa y cuantitativa. Así, el trabajo puede convertirse 100% en calor, pero la situación inversa será imposible ya que el trabajo es una forma más útil de energía que el calor, es decir, el trabajo es una forma más ordenada de la energía que el calor.

Con base en la segunda ley, el calor tiene calidad en función de la temperatura a la que se descarga del sistema. Cuanto mayor sea la temperatura a la que ocurre la transferencia de calor, mayor será la transformación de energía en trabajo. Esto implica que la energía térmica se degrada cuando se transfiere en forma de calor de una temperatura a otra más baja. Entre otras formas de la degradación de la energía se incluyen las transformaciones de energía debido a los efectos de fricción. Tales efectos son poco deseables en el uso óptimo de la energía para fines prácticos y la segunda ley proporciona algunos medios para medir esta degradación de la energía. Existe cierto número de fenómenos que no se pueden explicar por los principios de conservación. Entonces, la segunda ley proporciona los lineamientos que permiten comprender y analizar estos efectos diversos. Entre otras consideraciones, la segunda ley es de extrema utilidad por lo siguiente:

- Proporciona los medios para medir la calidad de la energía.
- Establece el criterio del rendimiento ideal de los dispositivos de conversión de la energía.
- Determina la dirección del cambio de los procesos.
- Establece el estado final de equilibrio para los procesos espontáneos.

La segunda ley de la termodinámica es aplicada para comprender el funcionamiento de las máquinas térmicas. Una máquina térmica es un dispositivo que opera continua o cíclicamente y produce trabajo mientras intercambia calor a través de sus fronteras. La restricción de operación continua o cíclica implica que, el medio de trabajo dentro de la Máquina térmica, vuelva a su estado inicial a intervalos regulares. Para una máquina térmica, que opera entre una fuente de alta temperatura T_A y una fuente térmica baja T_B depósito de baja, siendo Q_E el calor suministrado a la máquina térmica y Q_R calor rechazado por la máquina térmica, el trabajo generado por la máquina es W_{NETO} . Entonces, aplicando la primera ley a esta máquina se tiene:

$$\sum Q + \sum W = \Delta U \quad (12)$$

Para una máquina térmica que opera cíclicamente la variación ΔU es cero y expresando la variación de calor en función de la temperatura alta y baja del sistema, considerando que el calor agregado y rechazado tiene signos diferentes, se puede obtener:

$$Q_E + Q_R + W_{NETO} = 0 \Rightarrow |Q_E| - |Q_R| = |W_{NETO}| \quad (11)$$

Como una máquina térmica está diseñada para transformar la energía en forma de calor produciendo trabajo, entonces para valorar su grado de perfeccionamiento se introduce el concepto de eficiencia térmica, definida como:

$$\eta_T = \frac{|W_{NETO}|}{Q_E} \quad (12)$$

Una máquina térmica totalmente reversible está libre de efectos de disipación de energía al exterior durante su operación, no solamente dentro de ella sino también con respecto al medio externo que limita con la máquina. Puesto que una máquina térmica depende de la transferencia de calor con cuando menos una fuente y un sumidero, es necesario que todas las interacciones de calor sean reversibles. Se considera que la transferencia de calor es reversible si la diferencia de temperaturas entre dos sistemas es infinitesimal. Para que una máquina térmica sea totalmente reversible debe existir una diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo de la máquina y la fuente con la que intercambia energía en forma de calor. Si existen irreversibilidades de alguna clase dentro de la máquina o resultante de las interacciones entre la máquina térmica y su ambiente, la máquina se clasifica como irreversible

2.11.1. EQUILIBRIO TERMODINÁMICO

El equilibrio termodinámico es mostrado en los diagramas PVT. Gases ideales, relaciones entre presión, volumen específico y temperatura se presentaran para una sustancia pura. Una sustancia pura es homogénea. Puede existir en más de una fase, pero cada fase debe tener la misma composición química. El agua es una sustancia pura. Las diversas combinaciones de sus tres fases tienen la misma composición química. El aire, en su fase gaseosa, es una sustancia pura, pero el aire líquido tiene diferente composición química. El aire no es una sustancia pura si existe en más de una fase. Además, aquí solo se considera una sustancia simple compresible (es decir, una sustancia que esta esencialmente libre de efectos de tensión magnética, eléctrica o superficial).

Concepto básico: Durante el cambio de fase de líquido a vapor, la temperatura permanece constante.

Superficie P-V-T

Una sustancia pura puede existir en tres fases diferentes: sólida, líquida y gaseosa. Si consideramos el caso en el que un sólido (hielo) está contenido en una maquina con un pistón y un cilindro, de modo tal que la presión se mantiene a un valor constante. Se agrega calor al cilindro, de tal manera que la sustancia experimente las tres fases. En la figura siguiente se muestra en varias etapas.

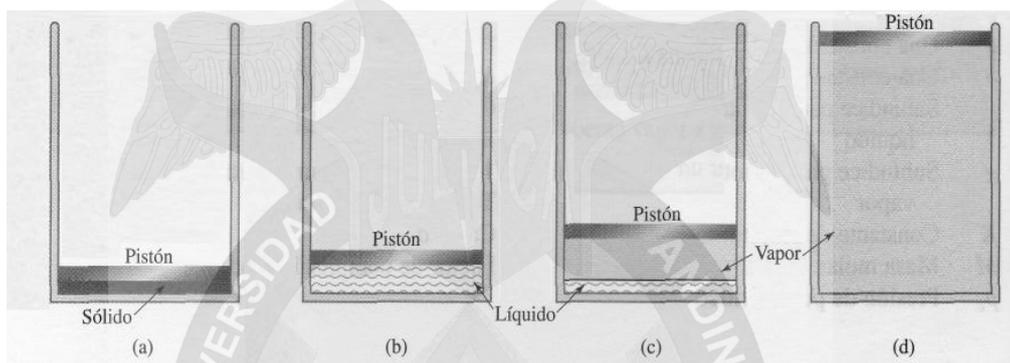


Figura: 20. Fases sólidas, líquidas y gaseosas de una sustancia.

Fuente: Juan J. Corace. Física II

Si registramos la temperatura y volumen específico durante el experimento, y comenzamos con el sólido a cierta temperatura baja, por ejemplo el punto (A), si a continuación agregamos calor hasta que apenas empieza a derretirse en el punto (B), y luego más calor derretirá por completo el sólido, conservando constante la temperatura hasta alcanzar el punto (C). Una vez que todo el sólido se haya derretido, la temperatura del líquido sube otra vez hasta que empieza a formarse calor en el punto (D), que es el estado líquido saturado. De nuevo, durante el cambio de fase de líquido a vapor, llamado vaporización, la temperatura permanece constante cuando se agrega calor. Por último, todo el líquido se vaporiza y existe entonces el estado de vapor saturado en el punto (E), después de lo cual la temperatura sube otra vez si se agrega calor. Cada volumen específico del sólido y líquido es mucho menor que el volumen específico del vapor. La escala está exagerada en esta figura para que las diferencias sean aparentes.

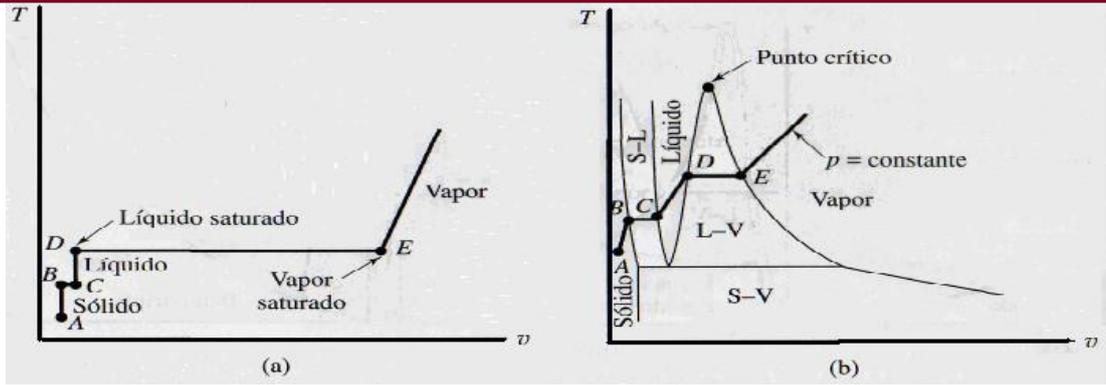


Figura: 21. Diagrama T-v

Fuente: Juan J. Corace. Física II

Si el procedimiento se repite varias veces y se utilizan diferentes presiones, resulta un diagrama T-v, como se ve en la figura 28.b. A presiones que excedan la presión del punto crítico, el líquido simplemente cambia a vapor sin un proceso de vaporización a temperatura constante. Los datos obtenidos en un experimento real podrían presentarse como superficie tridimensional con (P, V, T). Ver fig. 29, muestra un diagrama cualitativo de una sustancia que se contrae al congelarse. Para una sustancia que se expande al congelarse, la superficie solido-liquido estaría a un volumen específico más pequeño que para la superficie sólida. Las regiones donde solo existe una fase se marcan como sólido, líquido y vapor.

Donde simultáneamente existen dos fases, las regiones están marcadas como solido-liquido

(S-L), solido-vapor (S-V), y liquido-vapor (L-V). A lo largo de la línea triple, que es una línea de temperatura y presión constantes, coexisten Las tres fases.

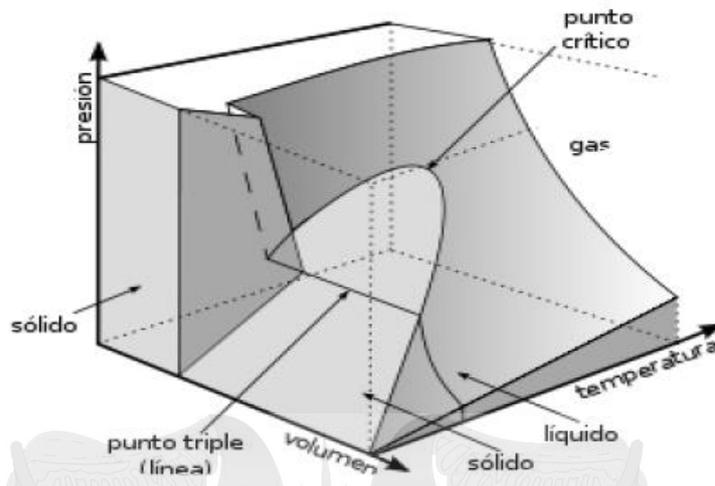


Figura: 22. Diagrama P-V-T de una sustancia que se contrae al congelarse
Fuente: Juan J. Corace. Física II

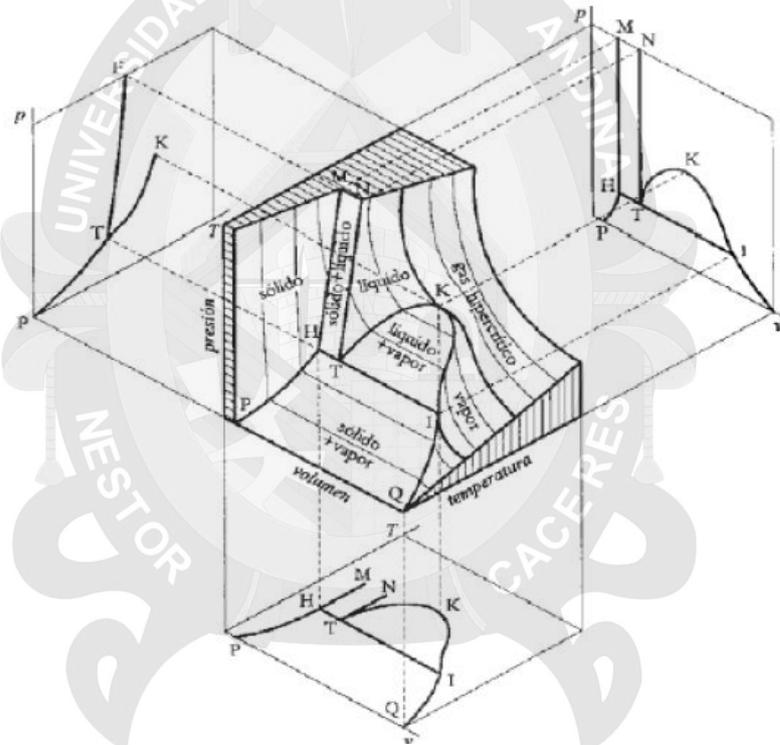


Figura: 23. Proyecciones en los planos P-V, P-T, T-V
Fuente: Juan J. Corace. Física II

La superficie P, V, T puede proyectarse sobre el plano P-V, y el plano T-V, y el plano P-T, que se ven en la figura 31. El proceso de fusión, Vaporización y sublimación (la transformación de un sólido directamente a vapor), se ilustran En la parte (c). Se puede observar que cuando la línea triple de la figura 31. Se ve paralela al eje V, parece ser un punto, razón por la cual se denomina punto triple.

Se muestra una línea de presión constante en el diagrama T-V y una línea de temperatura constante en el diagrama P-V, que son los dos diagramas que con frecuencia se trazan en problemas referentes a cambio de fase.

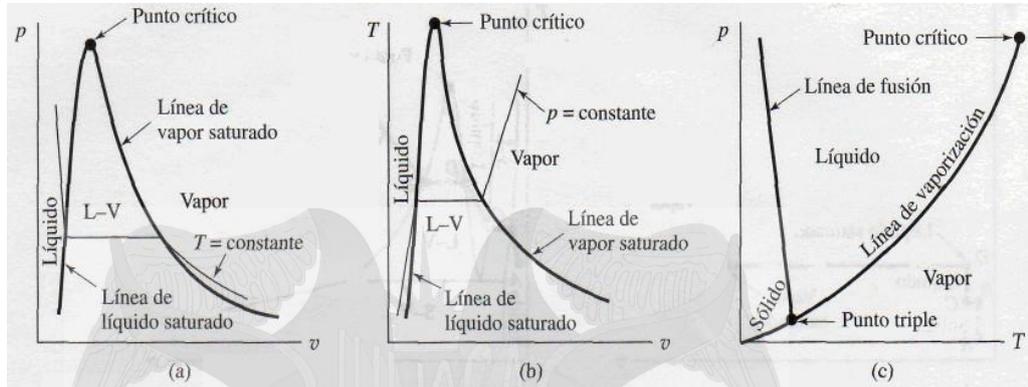


Figura: 24. Diagramas P-V, T-V, P-T.

Fuente: Juan J. Corace. Física II

Región Líquido-Vapor

En cualquier estado (T, V) entre los puntos saturados f y g , Líquido y vapor existen como una mezcla en equilibrio. Representemos por (v_f) y (v_g) , respectivamente, los volúmenes específicos de líquido saturado y vapor saturado. Sea (m) la masa total de un sistema (m_f) cantidad de masa en la fase líquida y (m_g) la cantidad de masa en la fase de vapor. Entonces, para un estado del sistema representado por cualquier (T, V) , por ejemplo el estado 1, el volumen total de la mezcla es la suma del volumen ocupado por el líquido y el ocupado por el vapor:

$$V = V_f + V_g \quad \text{o} \quad mv = m_f v_f + m_g v_g \quad (13)$$

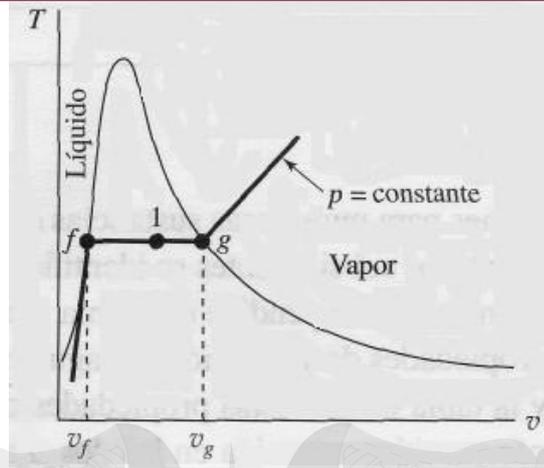


Figura: 25. Diagrama T-V que muestra los puntos de líquido saturado y vapor

Fuente: Juan J. Corace. Física II

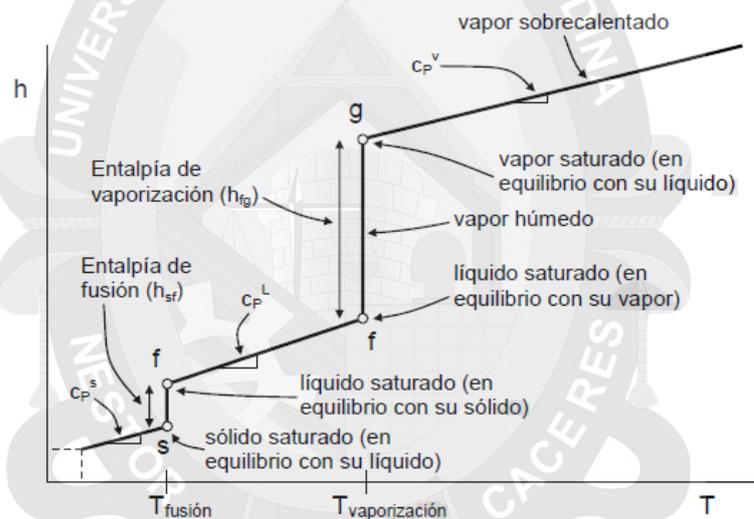


Figura: 26. Esquema de la curva h-T para una sustancia pura.

Fuente: Juan J. Corace. Física II

En el diagrama h-T a otras presiones apenas afecta al sólido y al líquido. Sin embargo, la temperatura de transición líquido-vapor sí depende de la presión.

Diagramas Termodinámicos

Se presentan algunos diagramas termodinámicos que suelen utilizarse para representar gráficamente las propiedades de los fluidos de interés técnico:

diagrama T-s y h-s Obsérvese el aspecto de las distintas isolíneas, especialmente en la zona de vapor húmedo.

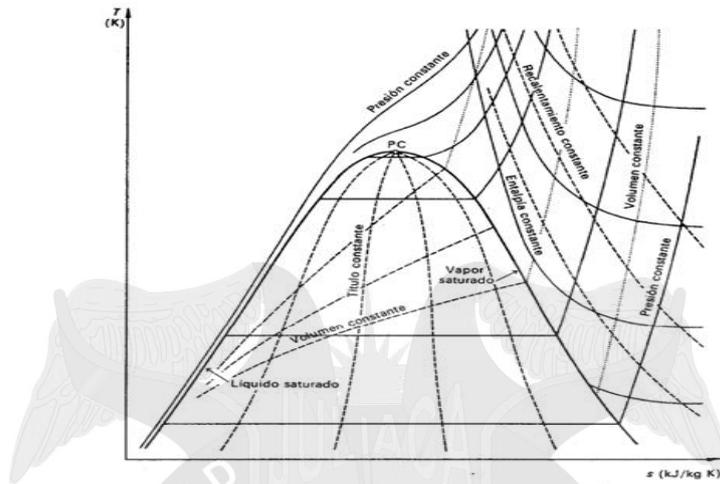


Figura: 27. Esquema del diagrama T-s con indicación de varias isolíneas.

Fuente: Juan J. Corace. Física II

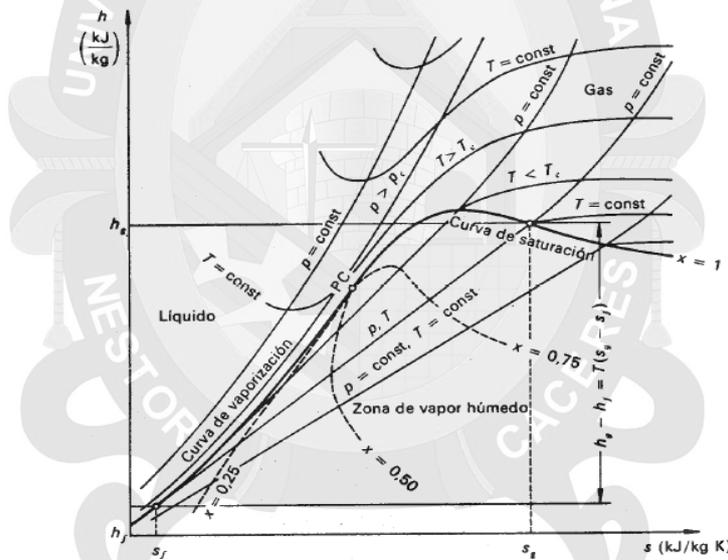


Figura: 28. Esquema del diagrama h-s con indicación de varias isolíneas.

Fuente: Juan J. Corace. Física II

2.12. EFECTOS DE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA EN EL CICLO RANKINE

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma; aumentar la temperatura promedio

a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor es rechazado del fluido de trabajo en el condensador. En general en un ciclo cualquier modificación que produzca un aumento del área encerrada por el ciclo sin modificar la cantidad de energía suministrada Q_{sum} ha de aumentar el rendimiento, puesto que un aumento del área encerrada por el ciclo significa un aumento de W_{neto} , por lo que necesariamente aumenta la eficiencia η .

2.12.1. REDUCCIÓN DE LA PRESIÓN DEL CONDENSADOR

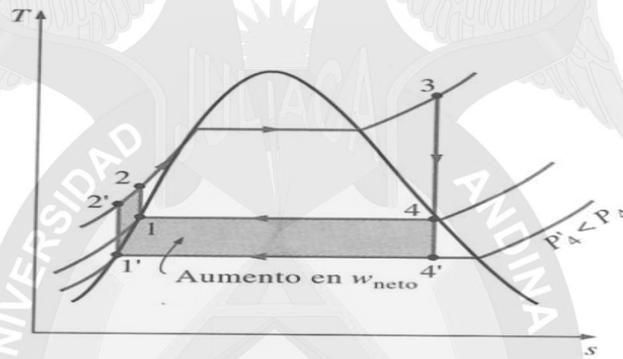


Figura: 29. Efecto al reducir presión del condensador en el ciclo Rankine-ideal.

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

La reducción de la presión de operación del condensador reduce automáticamente la temperatura del vapor y, en consecuencia, la temperatura a la cual el calor se rechaza.

Como se muestra en la fig.29. Cuando disminuye la presión del vapor a la descarga de la turbina del valor P_4 al valor P_4' aumenta el trabajo producido por el ciclo, en una proporción que se indica por el área sombreada, con respecto al trabajo que se produce cuando la presión de descarga del vapor es P_4 . El calor consumido en la caldera se incrementa ligeramente en la proporción mostrada en la curva $2'-2$, y el calor entregado en el condensador, que antes era $4-1$, se incrementa en $4'-1'$. Esto implica por supuesto que al condensador se le debe acoplar algún sistema para producir vacío.

2.12.2. INCREMENTO DE LA PRESIÓN DE LA CALDERA

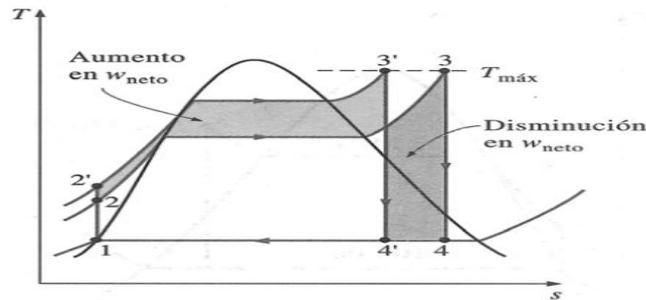


Figura: 30. Efecto al incrementar presión de la caldera en el ciclo Rankine

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

Otra manera de aumentar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor es incrementar la presión de operación de la caldera, elevando la temperatura de ebullición. Esto a su vez, incrementa la temperatura promedio a la que se añade calor al vapor. Como lo muestra la. Al elevarse la presión de la caldera se coloca más arriba el límite superior del ciclo de Rankine y aumenta la superficie encerrada por el ciclo y con ello su rendimiento, que es algo más alta que lo usual, que en la mayoría de las calderas hipercríticas. En la fig.30 nos muestra el efecto de la presión máxima en el rendimiento del ciclo de Rankine. Observándose en el diagrama T-S se deduce que la alta presión de entrada a la turbina se debe usar combinada con el recalentamiento del vapor para obtener un efecto mayor sobre el rendimiento del ciclo de Rankine.

2.12.3. SOBREALENTAMIENTO DEL VAPOR A ALTAS TEMPERATURAS

Es posible elevar la temperatura promedio a la que se añade calor al vapor sin aumentar la presión de la caldera, y es con el sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas, logrando un incremento en el trabajo de la turbina.

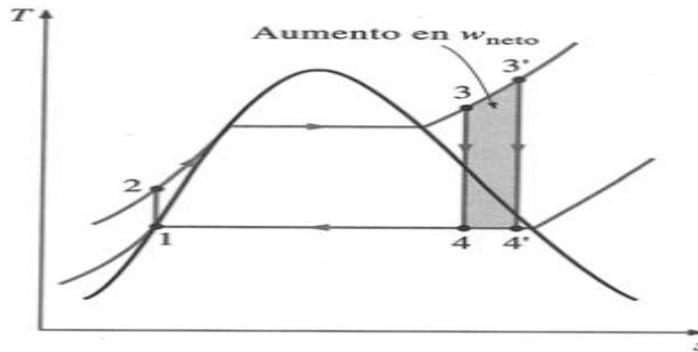


Figura: 31. Efecto de sobrecalentar el vapor hasta temperaturas elevadas en el ciclo Rankine ideal.

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

Como lo muestra la fig.31. Si luego de saturar el vapor se continúa calentando a fin de llevarlo hasta la zona de vapor sobrecalentado, la ganancia de superficie encerrada por el ciclo viene representada por la zona sombreada en el diagrama T-S. Desde el punto de vista teórico, encontramos justificación en el hecho de que cuanto más alta sea la temperatura del vapor, mayor cantidad de calor se transformara en trabajo en la turbina, y por lo tanto menos irreversible será el proceso, incrementado el rendimiento térmico del ciclo; Además de reducir los efectos perjudiciales de la humedad del vapor en la turbina (erosión de los alabes).

2.13. DIVERGENCIAS ENTRE UN CICLO REAL E IDEAL

El ciclo potencia de vapor real difiere del ciclo Rankine ideal, debido a las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor indeseables hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades como lo muestran los diagramas T-S de las fig.32 y 33.

2.13.1. CICLO RANKINE IDEAL

El agua de alimentación entra a la bomba en el estado tres como líquido saturado y se le aplica una compresión isentrópica hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua.

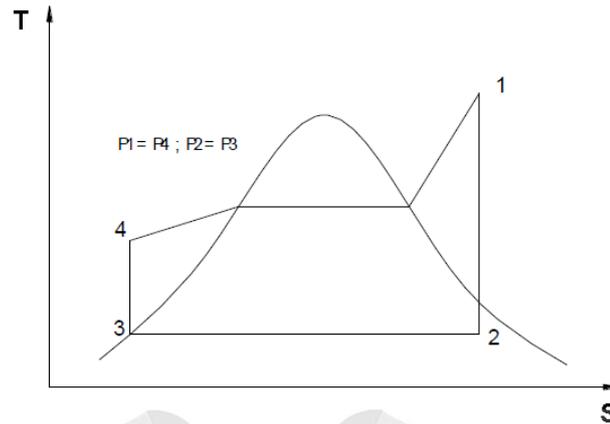


Figura: 32. Diagrama T-S ideal del ciclo Rankine

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

La distancia vertical entre los estados 3 – 4 en el diagrama T-s (Fig. 32). Se exagera de manera considerable para mayor claridad.

El agua entra a la caldera como un líquido comprimido en el estado 4 y sale como vapor sobre calentado en el estado 1. La caldera es un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes se transfiere al agua a presión constante. La caldera, con la sección donde el vapor se sobrecalienta (el sobrecalentador), recibe el nombre de generador de vapor.

El vapor sobrecalentado en el estado 1 entra a la turbina donde se expande isentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico, la presión y la temperatura del vapor disminuye durante este proceso hasta los valores del estado 2 donde el vapor entra al condensador. En este estado, el vapor suele ser una mezcla saturado líquido vapor con una calidad alta.

El vapor se condensa a presión constante en el condensador, el cual es un intercambiador de calor, que rechaza calor hacia un medio de enfriamiento como: aire, agua o la atmósfera.

El vapor abandona el condensador como líquido saturado y entra a la bomba, con lo cual se completa el ciclo, en áreas donde el agua es muy valiosa, las plantas de potencia el vapor es enfriada por aire en lugar de agua. Los componentes asociados con el ciclo Rankine son (Bomba, Caldera, Turbina y Condensador) son dispositivos de flujo permanente; por ello es posible analizar



los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine como proceso de flujo permanente. Los cambios en la energía cinética y potencial del vapor suelen ser pequeños respecto a los términos de trabajo y de transferencia de calor y por consiguiente, casi siempre se consideran despreciables. De ese modo, la ecuación de energía de flujo permanente por unidad de masa de vapor se reduce a: La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina serán isentrópicas.

Es de vital importancia para nosotros conocer la eficiencia térmica del ciclo, ya que se trata de una medida del costo de la energía en la generación de la potencia eléctrica.

En la práctica resulta de mucha importancia también conocer la rapidez con que circula el fluido durante el ciclo, puesto que de ella depende el costo de construcción de cada pieza de equipo.

2.13.2. CICLO RANKINE REAL

La fricción del fluido y las pérdidas de calor indeseables hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades. La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera y, las tuberías entre diversos componentes. Como consecuencia, el vapor sale del generador de vapor a una presión un poco menor. Además la presión en la entrada de la turbina es un poco menor que la presión de la salida de la caldera, debido a la caída de presión en los tubos conectores.

La caída de presión en el condensador usualmente es muy pequeña. Para compensar estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la que el ciclo ideal requiere. Para ello es necesario una bomba más grande y una entrada de trabajo superior en la bomba. La otra fuente de irreversibilidad es la pérdida térmica del vapor hacia los alrededores cuando éste fluye por varios componentes. Para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más calor al vapor que está en la caldera, para compensar esas pérdidas térmicas indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye. De particular importancia son las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina. Una bomba requiere una entrada

de trabajo mayor y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia de las irreversibilidades.

En condiciones ideales, el flujo es isentrópico.

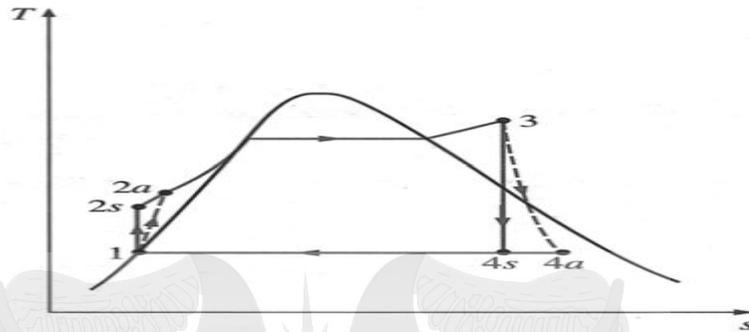


Figura: 33. Diagrama de irreversibilidades de la bomba y la turbina.

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

$$\eta_{\text{Turbina}} = \frac{w_{a,real}}{w_{s,ideal}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (14)$$

$$\eta_{\text{Bomba}} = \frac{w_{s,ideal}}{w_{a,real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (15)$$

Los estados 4a y 2a son los estados de salida reales de la bomba y la turbina Respectivamente, 4 y 2 son los estados correspondientes para el caso isentrópico, según se aprecia en la fig. 33. También es necesario considerar otros factores en el análisis de los ciclos de potencia reales.

En los condensadores reales, por ejemplo, el líquido suele enfriarse para prevenir el inicio de cavitación, la rápida vaporización y condensación del fluido en el lado de baja presión del impulsor de la bomba, que a la larga puede destruirla. Hay pérdidas adicionales en los cojinetes entre las partes móviles como consecuencia de la fricción.

El vapor que fuga durante el ciclo y el aire que ingresa al condensador representan otras dos fuentes de pérdidas. Por último, la potencia consumida por equipos auxiliares, como los ventiladores que suministran aire al horno, también deben considerarse al evaluar el desempeño de las plantas de potencia reales.

Irreversibilidades

Fricción del fluido



Provoca caídas de presión

Pérdidas de calor indeseadas



Hay que aumentar el calor suministrado en la caldera

Figura: 34. Efectos de las irreversibilidades en la bomba y turbina

Fuente: www.fing.edu.uy/if/cursos/fister/apoyo/notas/irrev.pdf

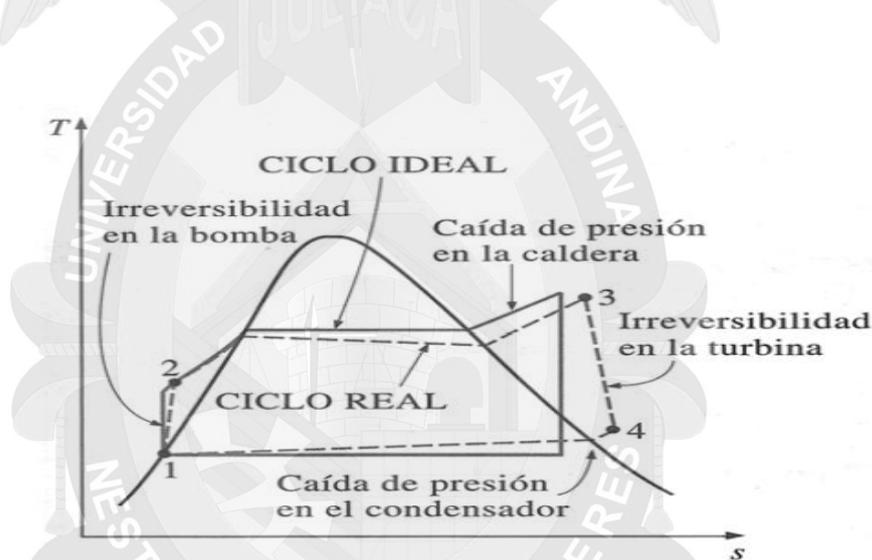


Figura: 35. Desviación del ciclo real del ciclo ideal.

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

Perdidas por fricción:

La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, y entre las tuberías por los diversos componentes. Para compensar las caídas de presiones se requiere presiones más altas en el bombeo del agua.

Perdidas de calor:

Otra fuente importante de irreversibilidades es la pérdida de calor del vapor por los alrededores cuando éste circula por varios componentes.

Irreversibilidades en las bombas y turbinas:

En las turbinas y bombas existen variaciones de entropía entre la entrada y salida.

Originado la disminución en el trabajo entregado por la turbina e incremento del trabajo suministrado a la bomba.

Para ajustar el análisis ideal al funcionamiento real, se debe de tener en cuenta los rendimientos adiabáticos de estos equipos.

2.14. CARACTERÍSTICAS FISIOGRAFICAS DE LA REGIÓN

2.14.1. DATOS GENERALES

La ciudad de Juliaca está localizada, en la región del sur peruano, ubicada básicamente en la parte central de la meseta del Kollao en la cordillera del sur entre las cadenas Oriental y Occidental de los andes meridionales o andes del sur a 3825 metros sobre el nivel del mar en la zona central, 3854 (m.s.n.m.) en la zona del aeropuerto, 3828 (m.s.n.m.) en el puente Maravillas, 4139 (m.s.n.m.) en la cima del cerro Monos.

De acuerdo a la clasificación regional del Dr. Javier Pulgar Vidal, la ciudad de Juliaca se encuentra en la "zona de Tierras Altas" o región SUNI.

Ubicación Geográfica

De acuerdo al Instituto Nacional de Estadística e Informática (INEI), la ciudad de Juliaca se encuentra entre las siguientes coordenadas geográficas.

15° 29' 24" de latitud Sur; y 70° 08' 00' de Longitud Oeste

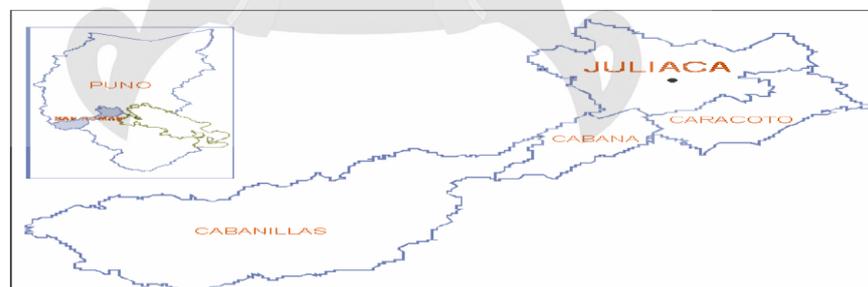


Figura: 36. Localización de la ciudad de Juliaca.

Fuente: www.guiarte.com/mapas-destinos/satelite_poblacion_juliaca.html

LÍMITES.- Los límites del distrito de Juliaca son:

- Por el Norte: con los distritos de Calapuja (prov. Lampa) y Caminaca (prov. Azángaro).
- Por el Sur: con los distritos de Cabana y Caracoto.
- Por el Este: con los distritos de Pusi (prov. Huancané) y Samán (prov. Azángaro).
- Por el Oeste: con los distritos de Lampa y Cabanillas (prov. Lampa)

PRINCIPALES RIOS.- En Juliaca distinguimos los siguientes ríos:

- RIO JULIACA: Constituidos por los llamados Maravillas y Cacachi que son parte del RIO COATA.
- RIO TOROCOCHA: Hace unos siglos era un río muy importante, ahora es un río ocasional.

PRINCIPALES LAGUNAS.- Existen las siguientes lagunas:

- LAGUNA CHACAS: Ubicada al noroeste de la ciudad.
- LAGUNA ESCURI: Ubicada al norte de la ciudad y cerca al puente Maravillas.
- OTRAS: Como por ejemplo las lagunas pequeñas que existen en la comunidad de CHIMPAJARAN

En lo respecto a la presión atmosférica en promedio en la ciudad de Juliaca es de 644.5 milibares (mb). La presión Atmosférica varía de estación a estación así como en el curso del día.

2.15. CONDICIONES AMBIENTALES A 3825 m.s.n.m.

2.15.1. PRESIÓN ATMOSFÉRICA

La presión en el interior de cualquier fluido estático queda determinada por el peso que ejerce la columna del propio fluido que tiene encima. El cálculo de la presión atmosférica es un poco más complicado que la debida a un líquido, ya que la densidad de la atmósfera no es constante. La presión atmosférica disminuye con la altura de manera exponencial (muy rápidamente). Para

pequeñas alturas, las típicas de una montaña, se puede aproximar la función exponencial por una función polinómica de primer grado.

La presión se define como la fuerza por unidad de superficie ejercida por un fluido sobre una superficie real o imaginaria, en dirección normal a la superficie. En relación con la presión atmosférica, que es una referencia habitual, el N/m² resulta una unidad demasiado pequeña, por lo que se suele utilizar el bar, donde

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 0,1 \text{ MPa} = 100 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm} = 101\,325 \text{ N/m}^2 = 1,01325 \text{ bar} = 101,325 \text{ kPa}$$

Presión Absoluta

Es la presión de un fluido medido con referencia al vacío perfecto o cero absolutos. La presión absoluta es cero únicamente cuando no existe choque entre las moléculas, lo que indica que la proporción de moléculas en estado gaseoso o la velocidad molecular es muy pequeña. Este término se creó debido a que la presión atmosférica varía con la altitud y muchas veces los diseños se hacen en otros países a diferentes altitudes sobre el nivel del mar por lo que un término absoluto unifica criterios.

Presión Atmosférica

El hecho de estar rodeados por una masa gaseosa (aire), y al tener este aire un peso actuando sobre la tierra, quiere decir que estamos sometidos a una presión (atmosférica), la presión ejercida por la atmósfera de la tierra, tal como se mide normalmente por medio del barómetro (presión barométrica). Al nivel del mar o a las alturas próximas a este, el valor de la presión es cercano a 14.7 lb/plg² (760 mmHg), disminuyendo estos valores con la altitud.

SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA SENAMHI DEL PERÚ – DR. PUNO

"SENAMHI ORGANO OFICIAL Y RECTOR DEL SISTEMA HIDROMETEOROLOGICO NACIONAL
AL SERVICIO DEL DESARROLLO SOCIO ECONOMICO DEL PAIS"

ESTACION: CO. 115060 LATITUD 15°26'39" DEPARTAMENTO PUNO
EMA JULIACA LONGITUD 70°12'28.2" PROVINCIA SAN ROMÁN
ALTITUD 3826 msnm. DISTRITO JULIACA

PARAMETRO: PRESION ATMOSFERICA DIARIA (hPas).

FECHA	Octubre 2015
01	643.88
02	644.53
03	646.21
04	646.60
05	647.09
06	646.19
07	645.04
08	644.48
09	645.38
10	645.56
11	644.13
12	644.62
13	645.01
14	644.67
15	644.86
16	645.57
17	646.33
18	647.23
19	646.26
20	646.49
21	646.55
22	645.89
23	645.69
24	646.30
25	647.14
26	647.17
27	646.73
28	646.67
29	645.74
30	644.61
31	643.66

Figura: 37. Presión atmosférica a una altura de 3825 m.s.n.m.

Fuente: Senamhi

Presión Manométrica

Son normalmente las presiones superiores a la atmosférica, que se mide por medio de un elemento que define la diferencia entre la presión que es desconocida y la presión atmosférica que existe, el valor absoluto de la presión es constante, esta diferencia generalmente es pequeña mientras que en las mediciones de presiones superiores, dicha diferencia es insignificante.

Vacío

Se refiere a presiones manométricas menores que la atmosférica, que normalmente se miden en un vacuometro, mediante los mismos tipos de elementos con que se miden las presiones superiores a la atmosférica, es decir, por diferencia entre el valor desconocido y la presión atmosférica existente. Los valores que corresponden al vacío aumentan al acercarse al cero absoluto y por lo general se expresa a modo de centímetros de mercurio (cmHg), metros de agua, etc.

De la misma manera que para las presiones manométricas, las variaciones de la presión atmosférica tienen solo un efecto pequeño en las lecturas del indicador de vacío.

Sin embargo, las variaciones pueden llegar a ser de importancia, que todo el intervalo hasta llegar al cero absoluto.

Presión absoluta= presión manométrica + presión atmosférica

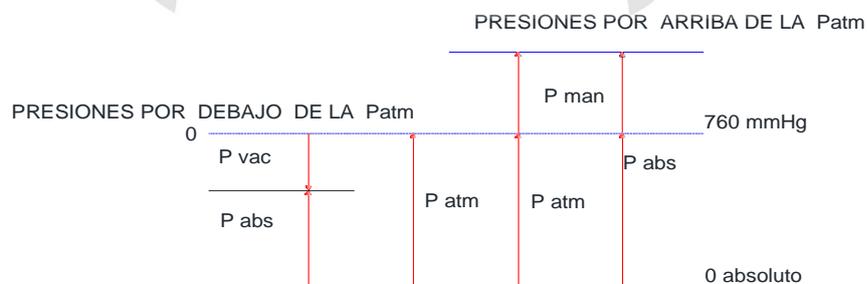


Figura: 38. Presión absoluta

Fuente: elaboración propia

2.15.2. TEMPERATURA AMBIENTE

En el Altiplano la temperatura media junto a la superficie es relativamente baja, lo que constituye un importante factor limitante en el desarrollo del ciclo. En la atmósfera libre, la temperatura disminuye con la altura a una tasa cercana a 6.5 °C/km. En la pendiente andina el gradiente es menor, como resultado de la transferencia de energía desde la superficie. Así, por ejemplo, en el sector andino meridional de Perú por encima de 1000 m sobre el nivel del mar, la temperatura media disminuye aproximadamente 5.5 °C por kilómetro.

Los ciclos anuales de las temperaturas extremas diarias y de la diferencia entre ambas reflejan la importancia del forzamiento radiactivo del clima altiplánico. Así, la condición tropical de la región y el aumento de la nubosidad durante el verano austral justifican la pequeña amplitud de temperatura máxima cuyo valor más alto se presenta a fines de la primavera (noviembre) en asociación con el máximo anual de radiación solar global.

La temperatura mínima diaria presenta un ciclo anual de mayor amplitud el cual está condicionado en parte por la fluctuación a lo largo del año de la pérdida radiactiva nocturna desde la superficie. Esta se atenúa durante el verano debido a la intensificación del efecto invernadero en la atmósfera provocado por el aumento de la nubosidad y de la concentración de vapor de agua.

El régimen descrito para las temperaturas extremas diarias condiciona la existencia de una variación anual bien definida en la amplitud térmica mensual (Fig. 49), la cual la temperatura mínima alcanza valores bajos durante el invierno (Julio) y valores altos fines del verano austral (febrero).

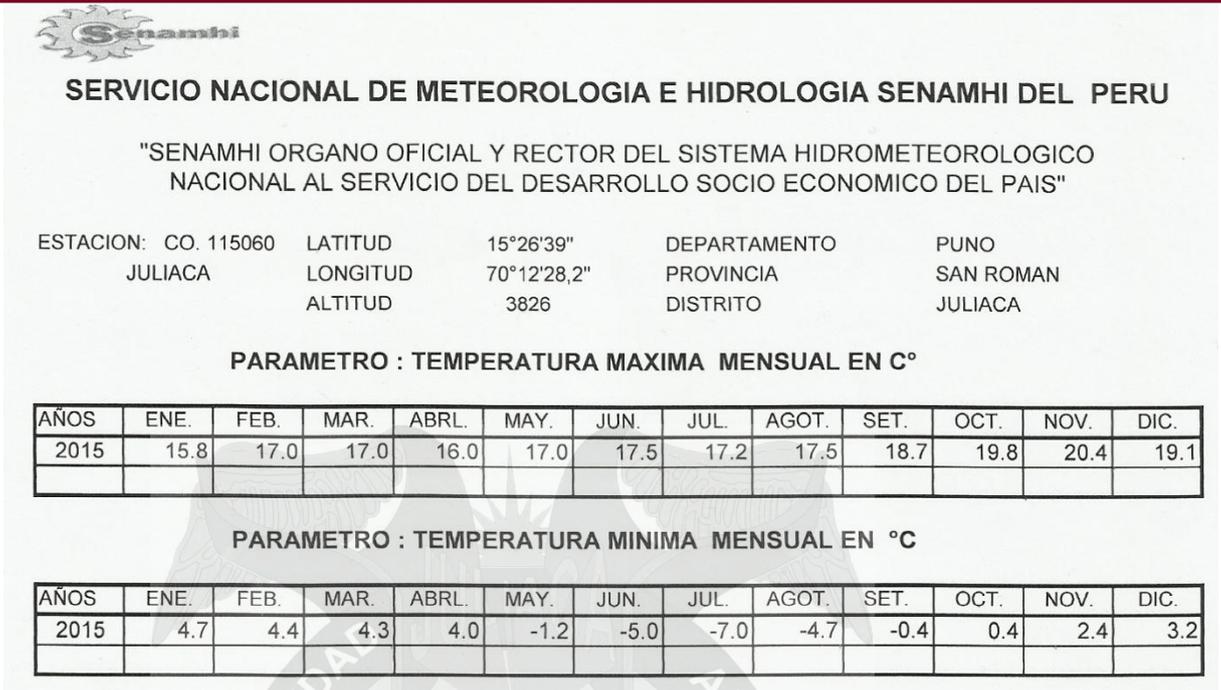


Figura: 39. Temperatura de la ciudad de Juliaca año 2015

Fuente: Senamhi

2.15.3. VIENTO

Muestra un perfil de la componente zonal (este-oeste) del viento a lo largo de la costa del Pacífico durante enero y julio. Durante el invierno austral (julio), cuando la corriente en chorro subtropical se encuentra en su posición más septentrional, la región altiplánica queda bajo la influencia de los vientos relativamente secos del oeste. Durante el verano, la corriente en chorro es relativamente más débil y se desplaza hacia el sur, de modo que el límite entre el sector con predominio de un flujo con componente del este y la zona de los oestes en latitudes más altas se localiza sobre la región altiplánica.

El activo desarrollo de nubosidad convectiva en la parte sur de la cuenca amazónica y sobre el Altiplano, durante el verano, condiciona el establecimiento de una circulación anticiclónica en la tropósfera superior, alrededor de un centro de alta presión.

El régimen de viento cerca de la superficie está fuertemente condicionado por la topografía local. El desarrollo de brisas de valle-montaña y aquellas asociadas a la presencia de lagos y salares generan circulaciones locales que pueden apartarse considerablemente del flujo atmosférico de gran escala en la región.

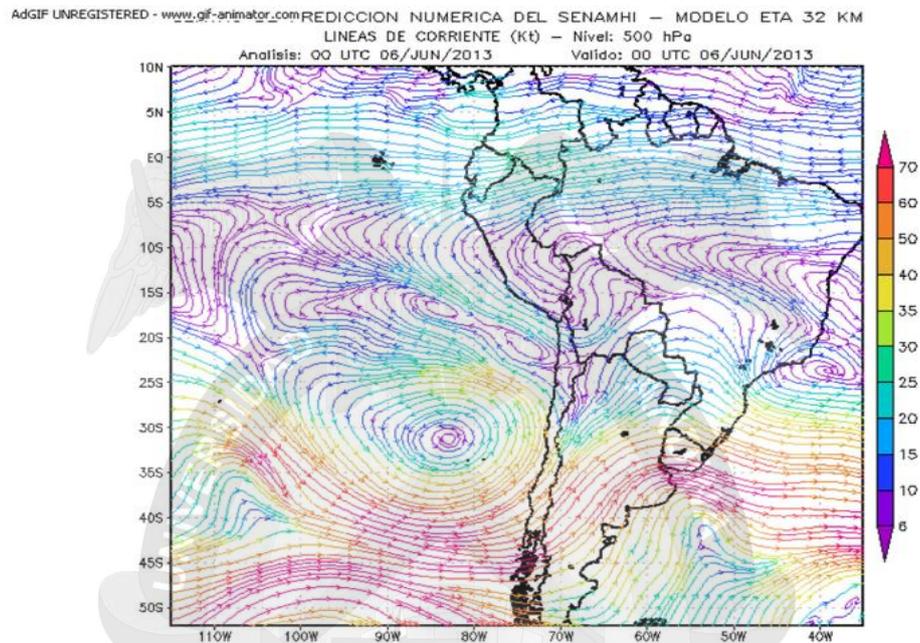


Figura:40. Líneas de corriente de viento año 2013

Fuente: www.qrg.northwestern.edu/software/cyclepad/cyclesof.htm

2.15.4. HUMEDAD RELATIVA

Las masas de aire que llegan a la región altiplánica tienen en general un contenido relativamente bajo de humedad, debido a su origen en niveles elevados. Por otra parte, el ambiente frío predominante, por efecto de la altura, implica una menor capacidad de retención de vapor de agua. La humedad absoluta es considerablemente menor durante el invierno austral cuando predomina sobre el Altiplano un flujo del oeste desde el dominio del anticiclón del Pacífico suroriental. Durante la temporada de lluvias, en el verano austral, los niveles de humedad absoluta y relativa aumentan como resultado de la advección de masas de aire desde la cuenca amazónica. Esta condición del ciclo anual de la humedad del aire en el altiplano se advierte parcialmente en el cuadro sig.

PARAMETRO : PROMEDIO MENSUAL DE HUMEDAD RELATIVA EN %.

AÑOS	ENE.	FEB.	MAR.	ABRL.	MAY.	JUN.	JUL.	AGOT.	SET.	OCT.	NOV.	DIC.
2015	81	51	81	83	77	74	74	75	75	70	71	74

RCC.

Figura: 41. Humedad relativa año 2015

Fuente: Senamhi

Resumen Condiciones Ambientales

Se resumieron las condiciones ambientales a una altura de 3825 m.s.n.m. gracias a la fuente de información que nos brinda el senamhi, por lo tanto asumimos estos valores al cálculo teórico que se hará en el capítulo Sig. Consideramos par el estudio la presión más baja existente en el mes de octubre.

Temperatura máxima	19.8°C
Temperatura mínima	0.4°C
Humedad relativa	70 %
Calidad de aire	Seco, Polvoriento
Presión atmosférica	0,64366 bar

Figura: 42. Cuadro de las condiciones ambientales a 3825 m.s.n.m

Fuente: Elaboración Propia.

CAPÍTULO

III

**3. CALCULO DE LOS PARAMETROS
TERMODINAMICOS****3.1.1. CALCULO DE LOS PARÁMETROS****3.1.2. CICLO DE POTENCIA A VAPOR**

Las instalaciones de potencia de vapor de agua trabajan fundamentalmente con el mismo ciclo básico Rankine, tanto si el suministro de energía viene de la combustión de combustibles fósiles (carbón, gas o petróleo), como si proviene de un proceso de fisión en un reactor nuclear. El ciclo de vapor de agua se diferencia de los ciclos de potencia de gas debido que parte de los procesos en el ciclo, se hallan presente en el proceso de la fase líquida y vapor. Para simplificar la naturaleza de estos ciclos se analiza un modelo sencillo, que proporciona información cualitativa importante sobre la mayoría de los parámetros que afectan al funcionamiento del ciclo en su conjunto, las plantas de potencia de vapor son diseñadas bajo los principios de ciclo Rankine.

En la figura sig. Se muestra el esquema de la instalación y el diagrama termodinámico T -S del ciclo Rankine.

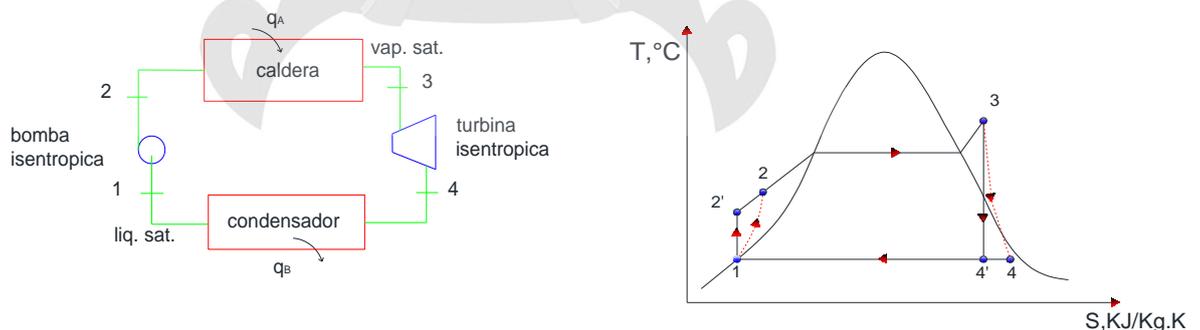


Figura: 43. Esquema del ciclo de vapor y diagrama t -s.

Fuente: elaboración propia.

El ciclo ideal de potencia de vapor de agua se compone de procesos de transferencia de calor a presión constante (hacia el fluido de trabajo en el generador de vapor y desde el fluido de trabajo en el condensador) y de procesos de trabajo adiabático (adición de trabajo por la bomba y entrega de trabajo por la turbina). El ciclo Rankine está compuesto de los siguientes procesos:

Proceso de compresión del agua de alimentación.- representado por la línea 1 – 2 y que se realiza por medio de una bomba, que desarrolla una presión superior a la presión nominal, según fabricante su eficiencia es de 80%.

Proceso de entrega de calor.- representado por la línea 2 – 3, ocurre a presión constante en la caldera o generador de vapor, se produce el cambio de fase de líquido a vapor. El vapor se calienta hasta alcanzar temperatura alta. El calor se obtiene de la de energía eléctrica, con un consumo de 6 Kw-h.

Proceso de expansión.- representado por la línea 3 -4, ocurre en una turbina, el vapor se expande desarrollando trabajo en el eje de la turbina. El proceso de expansión generalmente se produce hasta una fase seca (vapor seco) con calidad entre con una eficiencia de 90 %

Proceso de extracción de calor.- representado por la línea 4 – 1, y se realiza en el condensador, que generalmente trabaja bajo una presión de vacío constante. El vapor agotado que sale de la turbina se enfría, hasta condensarse por completo, hasta el estado líquido saturado.

En un ciclo ideal y real, el trabajo de la bomba y de la turbina son isoentrópicas, mientras que en la caldera y el condensador no se realiza ningún trabajo.

Para hallar el trabajo, eficiencia, calor, etc. Usaremos las siguientes ecuaciones:

➤ Trabajo de la turbina: (W_t)

$$W_T = h_3 - h_4 \quad (16)$$

- Trabajo de la bomba: (W_b)

$$W_B = h_2 - h_1 \quad (17)$$

- Calor entregado al ciclo: (q_A)

$$q_A = h_3 - h_2 \quad (18)$$

- Calor que cede el ciclo: (q_B)

$$q_B = h_4 - h_1 \quad (19)$$

- Eficiencia térmica del ciclo Rankine: (η_T)

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{q_A}{q_B} \quad (20)$$

- Eficiencia aproximada del ciclo Rankine:

$$\eta = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \quad (21)$$

- Trabajo útil:

$$W_{neto} = W_T - W_B = (h_3 - h_4)(h_2 - h_1) \quad (22)$$

- Temperatura media de transferencia de calor al ciclo:

$$T_H = \frac{q_A}{s_3 - s_2} = \frac{h_3 - h_2}{s_3 - s_2} \quad (23)$$

- Temperatura media de transferencia de calor al exterior por el ciclo:

$$T_H = \frac{q_B}{s_3 - s_2} = \frac{h_4 - h_1}{s_3 - s_2} \quad (24)$$

➤ La eficiencia de la turbina y bomba puede determinarse por la relación La diferencia entre el ciclo real e ideal de Rankine está dado por las irreversibilidades de los procesos, entre ellas, las pérdidas hidráulicas por fricción del fluido en las tuberías, las pérdidas de calor del vapor cuando circula por los componentes del sistema, así como las irreversibilidades en la bomba y la turbina. Para valorar estas pérdidas se utiliza el concepto de eficiencia isoentrópica de la turbina y de la bomba, siendo ellas:

$$\eta_T = \frac{W_{T\ real}}{W_{T\ ideal}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}} \quad (25)$$

$$\eta_B = \frac{W_{B\ ideal}}{W_{B\ real}} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (26)$$

3.1.3. PRESIONES DE OPERACIÓN DEL CICLO A 3825 m.s.n.m.

Se determinaran la presión absolutas a la entrada de la turbina y en el condensador, en el sig. Grafico se muestra la presión atmosférica y presión de operación en el equipo, en unidad de presión (bar)

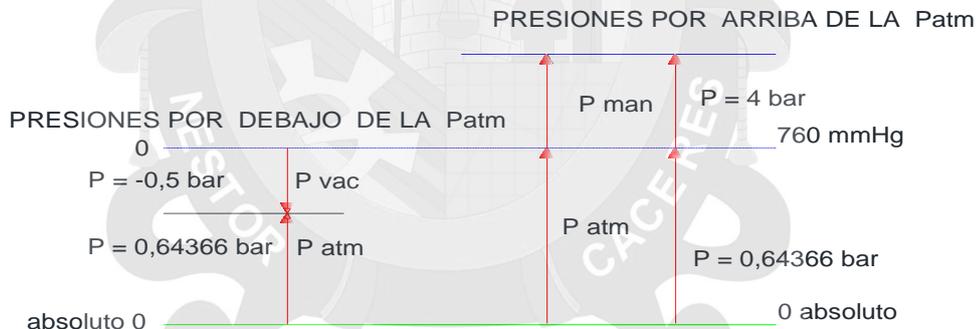


Figura: 44. Diagrama de presión manométrica y atmosférica a 3825 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

Presión de ingreso vapor a la turbina:

Se obtiene la lectura del manómetro, experiencia realizada con el módulo de ciclo Rankine_ S-220.

$$P_{man} = 4\ bar$$

Determinando presión absoluta: (P3)

La presión absoluta será igual a la presión manométrica más la presión atmosférica. Se detalla gráficamente en el punto (3) del diagrama T-S.

La presión absoluta será:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man}$$

$$P_{atm} = 0,64366 \text{ bar}$$

$$P_{abs} = 0,64366 \text{ bar} + 4 \text{ bar}$$

$$P_{abs} = 4,64366 \text{ bar}$$

Presión en el condensador:

Se obtiene la lectura del vacuo metro, experiencia realizada con el módulo de ciclo Rankine_ S-220.

La presión en el condensador será:

$$P_{vac.} = -0,5 \text{ bar}$$

Determinando presión absoluta: (P4)

La presión de salida de la turbina será igual a la presión atmosférica menos la presión del vacuo metro, se expresa gráficamente el punto (4) del diagrama t-s.

La presión absoluta será:

$$P_{abs} = P_{atm} - P_{vac}$$

$$P_{abs} = 0,64366 \text{ bar} - 0,5 \text{ bar}$$

$$P_{abs} = 0,14366 \text{ bar} = 14,366 \text{ Kpa}$$

3.1.4. PRESIONES DE OPERACIÓN DEL CICLO A 100 m.s.n.m.

De igual manera con el caso anterior determinaremos la presión absolutas a la entrada de la turbina y en el condensador, en el sig. Grafico se muestra la presión atmosférica y presión de operación en el equipo, en unidad de presión (bar)

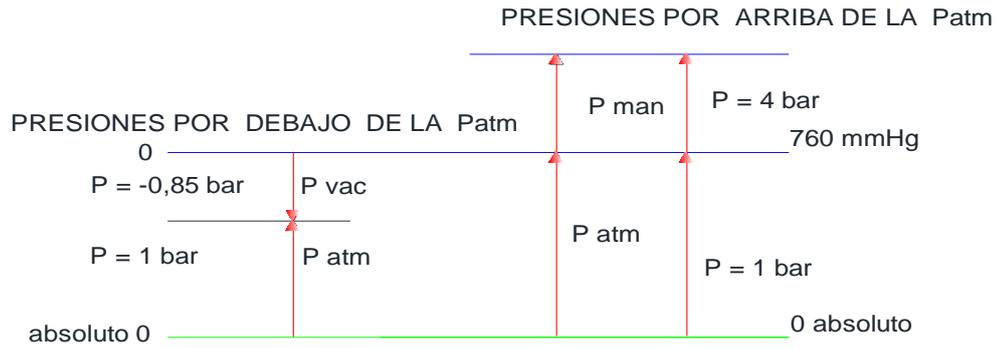


Figura: 45. Diagrama de presión manométrica y atmosférica a 100 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración propia

Presión de ingreso a la turbina:

Se recoge datos de la experiencia realizada por el fabricante en el módulo de ciclo Rankine S-220

$$P_{man} = 4 \text{ bar}$$

Determinando presión absoluta: (P3)

La presión absoluta será igual a la presión manométrica más la presión atmosférica. Se detalla gráficamente en el punto (3) del diagrama T-S.

La presión absoluta será:

$$P_3 = P_{atm} + P_{man}$$

$$P_{atm} = 1 \text{ bar}$$

$$P_3 = 1 \text{ bar} + 4 \text{ bar}$$

$$P_3 = 5 \text{ bar}$$

Presión en el condensador:

Se tomara como dato de la presión en la salida de la turbina en el condensador. Experiencia realizada por el fabricante en el módulo de ciclo Rankine S-220

La presión en el condensador será:

$$P_3 = -0,85 \text{ bar}$$

Determinando presión absoluta: (P4)

La presión de salida de la turbina será igual a la presión atmosférica menos la presión del vacuo metro, se expresa gráficamente el punto (4) del diagrama T-S.

La presión absoluta será:

$$P_4 = P_{atm} - P_{man}$$

$$P_4 = 1 \text{ bar} - 0,85 \text{ bar}$$

$$P_4 = 0.15 \text{ bar} = 15 \text{ Kpa}$$

3.1.5. DETERMINANDO ENTALPIA Y ENTROPÍA DEL CICLO A 3825 m.s.n.m.

Usando los datos de las tablas de vapor (tablas: A-4, A-5, A-6) y con el método de interpolación hallaremos la entalpias y entropías para las presiones absolutas, y con estas poder determinar los parámetros termodinámicos funcionando a una altura de 3825 m.s.n.m.



TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)

Tabla A-5

Agua saturada. Tabla de presiones

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

Figura: 46. Tabla de presiones

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.



TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)

Tabla A-6

Vapor de agua sobrecalentado

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

Figura: 47. Tabla de vapor de agua sobrecalentado

Fuente: Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed.

Determinando las entalpías, entropías y volumen específico de las presiones del ciclo Rankine en el estado (P3)

Interpolamos la entalpía y entropías para: $P_3 = 4,64366 \text{ bar}$ y 200°C vapor saturado usando la tabla (A-6)

$$P_3 = 4,64366 \text{ bar} = 0,464366 \text{ Mpa}$$

Ecuación de interpolación

$$X = \left[\frac{(X_0 - X_2)(Y_1 - Y_2)}{Y_0 - Y_2} \right] + X_2 \quad (27)$$

Interpolación lineal para la presión $P_3 = 0,464366 \text{ Mpa}$ tomamos como datos las entalpías y entropías de las presiones de $0,5 \text{ Mpa}$ y $0,4 \text{ Mpa}$

Calculamos la entalpía:(h3)

Reemplazando en ecuación. (27)

$$h_3 = \left[\frac{(2855,8 - 2860,9)(0,464366 - 0,4)}{0,5 - 0,4} \right] + 2860,9$$
$$h_3 = 2860,24 \text{ KJ/Kg}$$

Calculamos La Entropía: (S3)

Reemplazando en ecuación (27).

$$S_3 = \left[\frac{(7,0610 - 7,1723)(0,464366 - 0,4)}{0,5 - 0,4} \right] + 7,1723$$
$$S_3 = 7,1006 \text{ KJ/Kg.k}$$

$Y = \text{Presion (Mpa)}$	$X_1 = \text{entalpia (h)}$	$X_1 = \text{entropia (S)}$
$Y_0 = 0,5 \text{ Mpa}$	$X_0 = 2855,8 \text{ KJ/Kg}$	$X_0 = 7,0610 \text{ KJ/Kg.k}$
$Y_1 = 0,464366 \text{ Mpa}$	$X_1 = 2860,24 \text{ KJ/Kg}$	$X_1 = 7,1006 \text{ KJ/Kg.k}$
$Y_2 = 0,4 \text{ Mpa}$	$X_2 = 2860.9 \text{ KJ/Kg}$	$X_2 = 7,1723 \text{ KJ/Kg.k}$

Volumen en el estado 3 será: (P_3)

Reemplazando en ecuación (27).

$$V_3 = \left[\frac{(0,42503 - 0,53434)(0,464366 - 0,4)}{0,5 - 0,4} \right] + 0,53434$$

$$V_3 = 0,46390 \text{ KJ/Kg.k}$$

$Y = \text{presion (Mpa)}$	$x = \text{volumen(V)}$
$Y_0 = 0,5(\text{Mpa})$	$X_0 = 0,42503 \text{ KJ/Kg.k}$
$Y_1 = 0,464366(\text{Mpa})$	$X_1 = 0,46390 \text{ KJ/Kg.k}$
$Y_2 = 0,4(\text{Mpa})$	$X_2 = 0,53434 \text{ KJ/Kg.k}$

Determinando la entalpia, entropías y volumen especifico de líquido saturado en el estado (P4)

Para la interpolación de los estados de la presión $14,366 \text{ Kpa}$ tomamos como datos la entalpia y entropía de las presiones 10 Kpa y 15 Kpa . De la tabla de presiones(A-5)

Determinando la entalpia de líquido saturado: (h_f)

Reemplazamos de los datos adquiridos de las presiones de 10Kpa y 15 Kpa en ecuación (27).

$$h_f = \left[\frac{(191,81 - 225,94)(14,366 - 15)}{10 - 15} \right] + 225,94$$

$$h_f = 221,61 \text{ KJ/Kg}$$

Determinando la entalpia de evaporación: (h_{fg})

Reemplazamos de los datos adquiridos de las presiones de 10Kpa y 15 Kpa en ecuación (27).

$$h_{fg} = \left[\frac{(2392,1 - 2372,3)(14,366 - 15)}{10 - 15} \right] + 2372,3$$

$$h_{fg} = 2374,8 \text{ KJ/Kg}$$

$Y = \text{presión(Kpa)}$	$X = \text{entalpia}(h_f)$	$X = \text{entalpia}(h_{fg})$
$Y_0 = 10 \text{ Kpa}$	$X_0 = 191,81 \text{ KJ/Kg}$	$X_0 = 2392,1 \text{ KJ/Kg}$
$Y_1 = 14,3 \text{ Kpa}$	$X_1 = 221,61 \text{ KJ/Kg}$	$X_1 = 2374,8 \text{ KJ/Kg}$
$Y_2 = 15 \text{ Kpa}$	$X_2 = 225,94 \text{ KJ/Kg}$	$X_2 = 2372,3 \text{ KJ/Kg}$

Hallando la entropía de líquido saturado: (S_f)

Reemplazamos los datos adquiridos de las presiones de 10 Kpa y 15 Kpa en ecuación de interpolación:

Reemplazando en ecuación (27).

$$S_f = \left[\frac{(0,6492 - 0,7549)(14,366 - 15)}{10 - 15} \right] + 0,7549$$

$$S_f = 0,7415 \text{ KJ/Kg}$$

Determinando la entropía de evaporación: (S_{fg})

Reemplazando en ecuación (27).

$$S_{fg} = \left[\frac{(7,4996 - 7,2522)(13,22 - 15)}{10 - 15} \right] + 7,2522$$

$$S_{fg} = 7,2836 \text{ KJ/Kg}$$

$Y = \text{preion (Kpa)}$	$X = \text{entropia (S}_f)$	$X = \text{entropia (S}_{fg})$
$Y_0 = 10 \text{ Kpa}$	$X_0 = 0,6492 \text{ KJ/Kg}$	$X_0 = 7,4996 \text{ KJ/Kg}$
$Y_1 = 13,08 \text{ Kpa}$	$X_1 = 0,7415 \text{ KJ/Kg}$	$X_1 = 7,2836 \text{ KJ/Kg}$
$Y_2 = 15 \text{ Kpa}$	$X_2 = 0,7549 \text{ KJ/Kg}$	$X_2 = 7,2522 \text{ KJ/Kg}$

Determinando el volumen específico de líquido saturado: (V_f)

Tomamos comodatos de las presiones de 10 Kpa y 15 Kpa de la tabla agua saturada y presiones (A-5)

Interpolamos para la presión de salida: 14,366 Kpa:

Reemplazando en ecuación (27)

$$V_f = \left[\frac{(0,001010 - 0,001014)(14,366 - 15)}{10 - 15} \right] + 0,001014$$

$$V_f = 0,001013 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$Y = \text{presion (Kpa)}$	$X = \text{Volumen m}^3/\text{Kg}$
$Y_0 = 10 \text{ Kpa}$	$X_0 = 0,001010 \text{ m}^3/\text{Kg}$
$Y_1 = 14,366 \text{ Kpa}$	$X_1 = 0,001013 \text{ m}^3/\text{Kg}$
$Y_2 = 15 \text{ Kpa}$	$X_2 = 0,001014 \text{ m}^3/\text{Kg}$

3.2. ESTADOS TERMODINAMICOS DEL CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 3825 m.s.n.m.

Se determinaran los estados termodinámicos del ciclo Rankine funcionado a 3825 m.s.n.m. Con estas podremos saber el trabajo que realiza la turbina trabajo de la bomba, calor entregado al ciclo y calor que sede el ciclo al medio ambiente, trabajo específico, eficiencia térmica.

ESTADO 1:

$$P_1 = 14,366 \text{ Kpa}$$

$$h_1 = h_f = 221,61 \text{ KJ/Kg}$$

Líquido saturado

$$V_1 = V_f = 0,001013 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$T_1 = 48,31 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S_1 = S_f = 0,7415 \text{ KJ/Kg}$$

ESTADO 2:

$$P_{2'} = 0,464366 \text{ Mpa}$$

$$W_B = V_1(P_{2'} - P_1)$$

$$W_B = 0,001013 \text{ m}^3/\text{Kg}(464,366 - 4,366) \text{ Kpa} \left(\frac{1 \text{ KJ}}{1 \text{ Kpa} * \text{ m}^3} \right)$$

$$W_B = 0,4559 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{2'} = h_1 + W_B = 221,61 + 0,4559 = 222,07 \text{ KJ/Kg}$$

3.2.1. PÉRDIDAS EN LA BOMBA

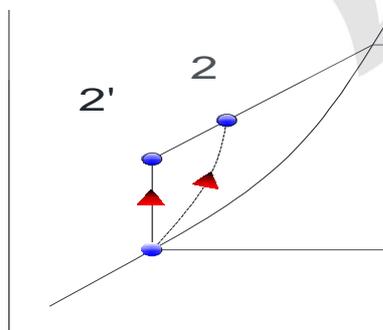


Figura: 48. Diagrama de irreversibilidad en la bomba a 3825 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

Determinando la eficiencia de la bomba**Donde:** Q = caudal γ = densidad del agua H =altura de elevación del liquido

102= factor para hacer la conversión a (Kw)

0.37=potencia del rotor en la entrada al eje de la bomba (Kw)

$$P_H = \frac{\gamma(kg/m^3) * Q(m^3/s) * H (m)}{102}$$
$$\eta_B = \frac{1000 kg/m^3 * 0.0038 m^3/s * 6,596 m}{102}$$
$$\eta_B = \frac{0.245}{0.37} = 66 \%$$

Hallando la entalpia

$$\eta_B = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1}$$
$$h_2 = \frac{h_{2'} - h_1 + h_1}{\eta_B}$$
$$h_2 = \frac{222,07 - 221,61 + 221,61}{0.66}$$
$$h_2 = 331,92 KJ/Kg$$

ESTADO 3:

$P_3 = 0,464366$

$h_3 = 2860,24 KJ/Kg$

$T_3 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

$S_3 = 7,1006 KJ/Kg.k$

ESTADO 4:

$P_4 = 14,366 Kpa$

$S_4 = S_3$

$$X_4 = \frac{S_4 - S_f}{S_{fg}} = \frac{7,1006 - 0,7173}{7,3403} = 0,8696$$

$$h_{4'} = h_f + X_4 * h_{fg} = 221,61 + 0,87 * 2374,8 = 2287,68 \text{ KJ/Kg}$$

3.2.2. PERDIDAS DEN LA TURBINA

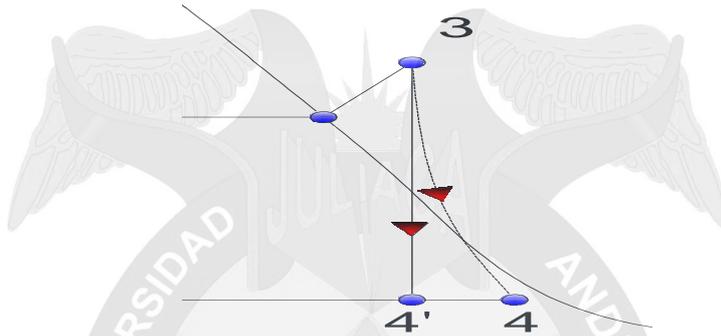


Figura: 49. Diagrama de irreversibilidad en la turbina 3825 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

Eficiencia de la turbina a vapor funcionando a 3825 m.s.n.m.

En esta configuración de la energía mecánica hallaremos la eficiencia de la turbina, en el cual podemos afirmar que la eficiencia de la turbina disminuye a consecuencia de la disminución de la presión y volumen.

Donde:

W_T : Trabajo de la turbina

P_0 = presión de entrada a la turbina

V_0 = volumen de entrada a la turbina

k : Constante de fluido

$$\eta_T = \frac{H_i}{H_0} = \frac{W_T}{\left(\frac{k}{k-1}\right)P_0V_0}$$

$$\eta_T = \frac{576,37 \text{ KJ/kg}}{\left(\frac{1.3}{1.3-1}\right) * 464,366 \text{ Kpa} * 0,46390 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$\eta_T = 61\%$$

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}}$$

Hallando la entalpia

$$h_4 = h_3 - \eta_T (h_3 - h_{4'})$$

$$h_4 = 2860,24 - 0.61 (2860,24 - 2287,68)$$

$$h_4 = 2341,25 \text{ KJ/Kg}$$

Hallando la entropía

$$S_4 = S_f + X_4 * S_{fg}$$

$$S_4 = 0,7415 + 0,87 * 7,2836 = 7,0782 \text{ KJ/Kg.k}$$

3.2.3. CALOR SUMINISTRADO POR LA CALDERA

$$q_A = h_3 - h_2 = 2860,24 \text{ KJ/Kg} - 331,92 \text{ KJ/Kg}$$

$$q_A = 2528,32 \text{ KJ/Kg}$$

3.2.4. CALOR RECHAZADO POR EL CONDENSADOR

$$q_B = h_4 - h_1 = 2341,25 \text{ KJ/Kg} - 221,61 \text{ KJ/Kg} = 2119,64 \text{ KJ/Kg}$$

3.2.5. TRABAJO REALIZADO POR LA TURBINA

$$W_T = h_3 - h_4$$

$$W_T = 2860,24 \text{ KJ/Kg} - 2341,25 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_T = 518,99 \text{ KJ/Kg}$$

3.2.6. TRABAJO REALIZADO POR LA BOMBA

$$W_B = V_1(P_2 - P_1)$$

$$W_B = 0,001013 \text{ m}^3/\text{Kg}(464,366 - 14,366)\text{Kpa} \left(\frac{1 \text{ KJ}}{1 \text{ Kpa} * \text{m}^3} \right)$$

$$W_B = 0,4559 \text{ KJ/Kg}$$

3.2.7. TRABAJO NETO DEL CICLO

$$W_{neto} = W_T - W_B \quad 518,99 \text{ KJ/Kg} - 0,4559\text{KJ/Kg}$$

$$W_{neto} = 518,53 \text{ KJ/Kg}$$

3.2.8. EFICIENCIA DEL CICLO

$$\eta = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{2119,64 \text{ KJ/Kg}}{2528,32 \text{ KJ/kg}} = 16,16 \%$$

3.2.9. TRABAJO ESPECÍFICO DEL CICLO

$$\dot{W}_{neto} = \dot{m} * W_{neto}$$

$$\dot{W}_{neto} = 1,88 \times 10^{-3} \text{ kg/s} * 518,53 \text{ KJ/Kg} = 0,9748 \text{ Kw}$$

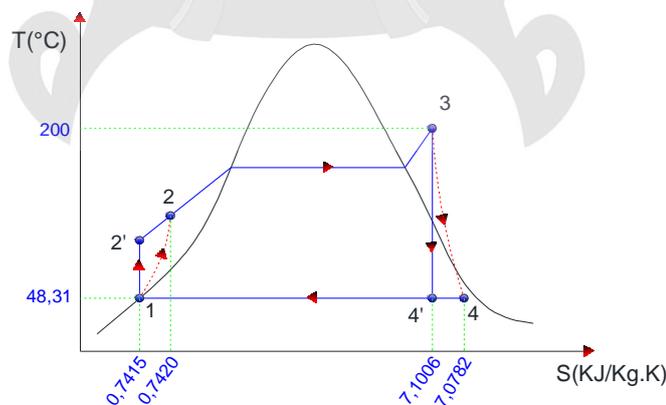


Figura: 50. Diagrama T-S ideal y real del ciclo Rankine a 3825 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

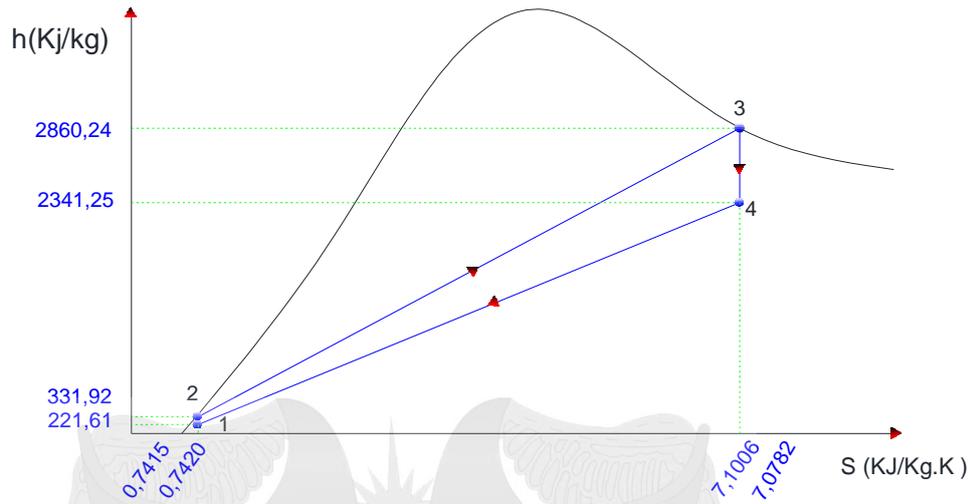


Figura: 51. Diagrama h-s del ciclo Rankine a 3825 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración propia

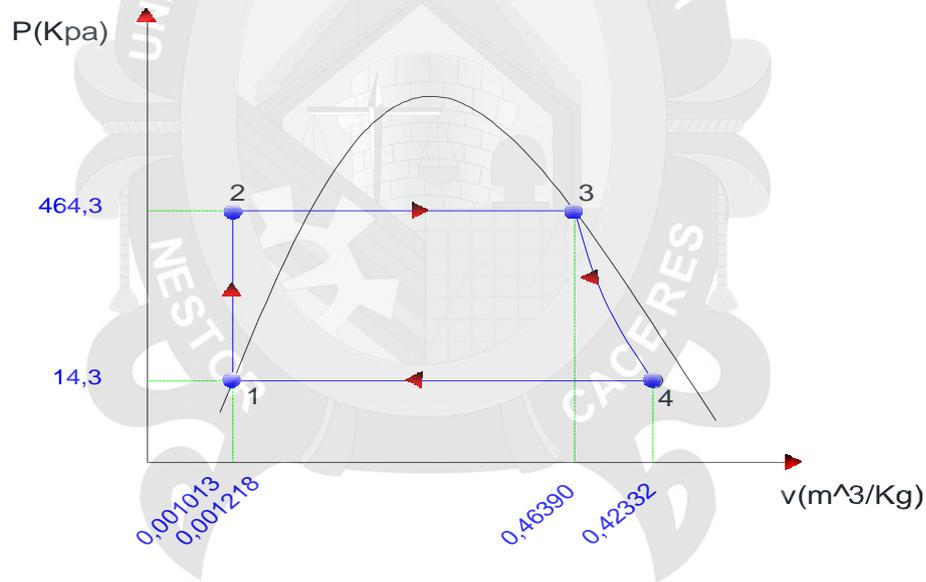


Figura: 52. Diagrama p-v del ciclo Rankine a 3825 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración propia

<i>Estado - 1</i>	<i>Estado - 2</i>	<i>Estado - 3</i>	<i>Estado - 4</i>
<i>Líquido saturado</i>	<i>Líquido comprimido</i>	<i>Vapor saturado ó sobrecalentado</i>	<i>Vapor húmedo</i>
$P_1 = 14,3 \text{ Kpa}$	$P_2 = 0,4643 \text{ Mpa}$	$P_3 = 0,4643 \text{ Mpa}$	$P_4 = 14,3 \text{ Kpa}$
$T_1 = 48,31 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_2 = 54,66 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_3 = 200^\circ\text{C}$	$T_4 = 123,63 \text{ }^\circ\text{C}$
$S_1 = 0,7415 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_2 = 0,7420 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_3 = 7,1006 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_4 = 7,7082 \text{ KJ/Kg.k}$
$h_1 = 221,61 \text{ KJ/Kg}$	$h_2 = 331,92 \text{ KJ/K.k}$	$h_3 = 2860,24 \text{ KJ/Kg}$	$h_4 = 2341,25 \text{ KJ/Kg}$
$V = 0,001013 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,001518 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,46390 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,42332 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Figura: 53. Resumen de los estados termodinámicos a 3825 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración propia

3.3. ESTADOS TERMODINAMICOS DEL CICLO RANKINE A 100 m.s.n.m.

Estados termodinámicos del ciclo Rankine funcionando a 100 m.s.n.m. metros sobre el nivel del mar las entalpías y entropías se tomarán directamente de las tablas (A-5; A-6) para los siguientes estados.

ESTADO 1:

$$P_1 = 15 \text{ Kpa}$$

Líquido saturado

$$T_1 = 53,97 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_1 = h_f = 225,94 \text{ KJ/Kg}$$

$$V_1 = V_f = 0,001014 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$S_1 = S_f = 0,7549 \text{ KJ/Kg.k}$$

ESTADO 2:

$$P_2 = 0,5 \text{ Mpa}$$

$$W_B = V_1(P_2 - P_1)$$

$$W_B = 0,001014 \text{ m}^3/\text{Kg}(500 - 15)\text{Kpa} \left(\frac{1 \text{ KJ}}{1 \text{ Kpa} * \text{m}^3} \right)$$

$$W_B = 0,4918 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{2'} = h_1 + W_B = 225,94 + 0,4918 = 226,43 \text{ KJ/Kg}$$

3.3.1. PÉRDIDAS EN LA BOMBA

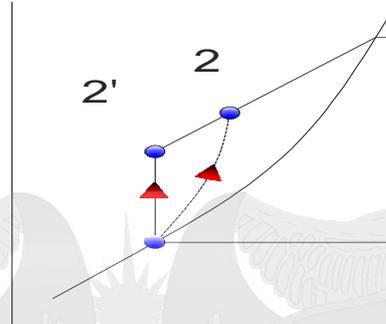


Figura: 54. Diagrama de irreversibilidad en la bomba a 100 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

Hallando la eficiencia de la bomba

Donde:

Q = caudal

γ = densidad del agua

H =altura de elevación del liquido

102= factor para hacer la conversión a (Kw)

0.37=potencia del rotor en la entrada al eje de la bomba (Kw)

$$P_H = \frac{\gamma(\text{kg/m}^3) * Q(\text{m}^3/\text{s}) * H(\text{m})}{102}$$

$$\eta_B = \frac{1000 \text{ kg/m}^3 * 0.0038 \text{ m}^3/\text{s} * 7,53 \text{ m}}{102}$$

$$\eta_B = \frac{0.28}{0.37} = 75 \%$$

Hallando la entalpia

$$\eta_B = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_2 = \frac{h_{2'} - h_1 + h_1}{\eta_B}$$

$$h_2 = \frac{226,43 - 225,94 + 225,94}{0.75}$$

$$h_2 = 336,46 \text{ KJ/Kg}$$

ESTADO 3:

$$P_3 = 0,5 \text{ Mpa} \qquad h_3 = 2961.0 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_3 = 220 \text{ °C} \qquad S_3 = 7.2725 \text{ KJ/Kg.k}$$

ESTADO 4:

$$P_4 = 15 \text{ Kpa}$$

$$X_{4'} = \frac{S_3 - S_f}{S_{fg}} = \frac{7,2725 - 0,7549}{7,2522} = 0,8987$$

$$h_{4'} = h_f + X_{4'} * h_{fg} = 225,94 + 0,8987 * 2372,3 = 2357,92 \text{ KJ/Kg}$$

3.3.2. PÉRDIDAS EN LA TURBINA A VAPOR

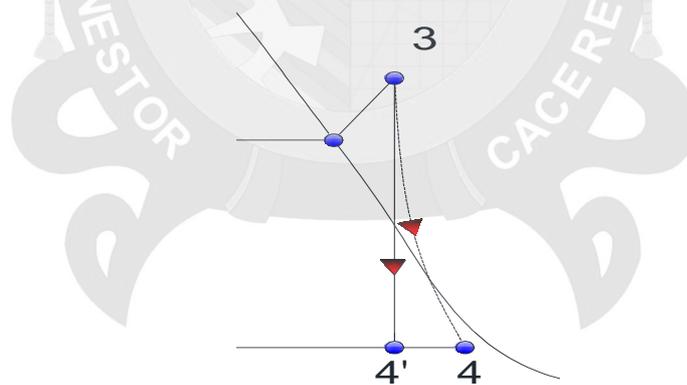


Figura: 55. Diagrama de irreversibilidad en la turbina a 100 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

Eficiencia de la turbina a vapor funcionando a 100 m.s.n.m.

En esta configuración de la energía mecánica hallaremos la eficiencia de la turbina, en el cual podemos afirmar que la eficiencia de la turbina aumenta a

comparación de la eficiencia a nivel de 3825 m.s.n.m. esto es producto de del aumento de la presión y volumen que alcanza el vapor a 100 m.s.n.m.

Donde:

W_T : Trabajo de la turbina

P_0 = presión de entrada a la turbina

V_0 = volumen de entrada a la turbina

k : Constante de fluido

$$\eta_T = \frac{H_i}{H_0} = \frac{W_T}{\left(\frac{k}{k-1}\right)P_0V_0}$$

$$\eta_T = \frac{603,08 \text{ KJ/kg}}{\left(\frac{1.3}{1.3-1}\right) * 500 \text{ Kpa} * 0,42302 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$\eta_T = 66 \%$$

Hallando al entalpia

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}}$$

$$h_4 = h_3 - \eta_T(h_3 - h_{4'})$$

$$h_4 = 2961,0 - 0.66 (2961,0 - 2357,92)$$

$$h_4 = 2352,77 \text{ KJ/Kg}$$

Hallando la entropía:

$$S_4 = S_f + X_4 * S_{fg}$$

$$S_4 = 0,7549 + 0,8987 * 7,2522 = 7,2724 \text{ KJ/Kg.k}$$

3.3.3. CALOR ENTREGADO POR LA CALDERA

$$q_A = h_3 - h_2 = 2961,0 \text{ KJ/Kg} - 336,46 \text{ KJ/Kg} = 2624,54 \text{ KJ/Kg}$$

3.3.4. CALOR RECHAZADO POR EL CONDENSADOR

$$q_B = h_4 - h_1 = 2352,77 \text{ KJ/Kg} - 225,94 \text{ KJ/Kg} = 2126,83 \text{ KJ/Kg}$$

3.3.5. TRABAJO REALIZADO POR LA TURBINA

$$W_T = h_3 - h_4$$
$$W_T = 2961,0 \text{ KJ/Kg} - 2341,77 \text{ KJ/Kg}$$
$$W_T = 608,23 \text{ KJ/Kg}$$

3.3.6. TRABAJO REALIZADO POR LA BOMBA

$$W_B = V_1(P_2 - P_1)$$
$$W_B = 0,001014 \text{ m}^3/\text{Kg}(500 - 15)\text{Kpa} \left(\frac{1 \text{ KJ}}{1 \text{ Kpa} * \text{m}^3} \right)$$
$$W_B = 0,4917 \text{ KJ/Kg}$$

3.3.7. EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE

$$\eta = 1 - \frac{q_B}{q_A} = 1 - \frac{2126,83 \text{ KJ/Kg}}{2624,54 \text{ KJ/Kg}} = 18,96 \%$$

3.3.8. TRABAJO NETO DEL CICLO

$$W_{neto} = W_T - W_B = 608,23 \text{ KJ/Kg} - 0,4917 \text{ KJ/Kg}$$
$$W_{neto} = 607,74 \text{ KJ/Kg}$$

3.3.9. TRABAJO ESPECÍFICO DEL CICLO

$$\dot{W}_{neto} = \dot{m} * W_{neto}$$

$$\dot{W}_{neto} = 1,70 \times 10^{-3} \text{ Kg/s} * 607,74 \text{ KJ/Kg} = 1,03 \text{ kW}$$

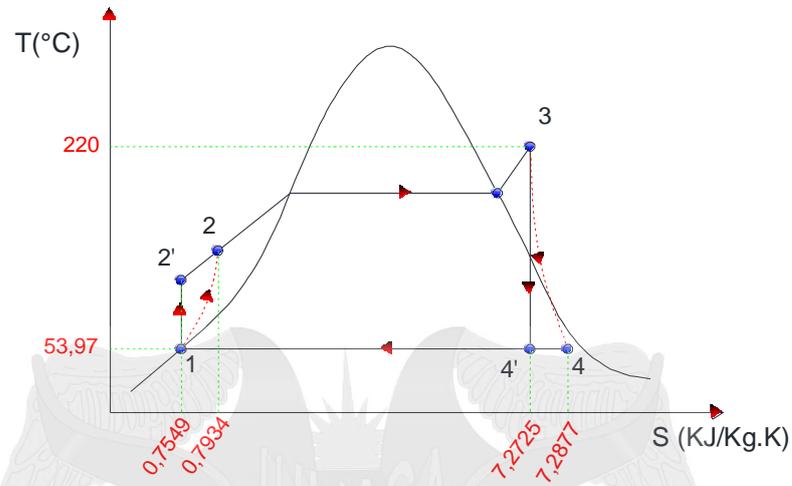


Figura: 56. Diagrama T-S del ciclo Rankine funcionado a 100 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

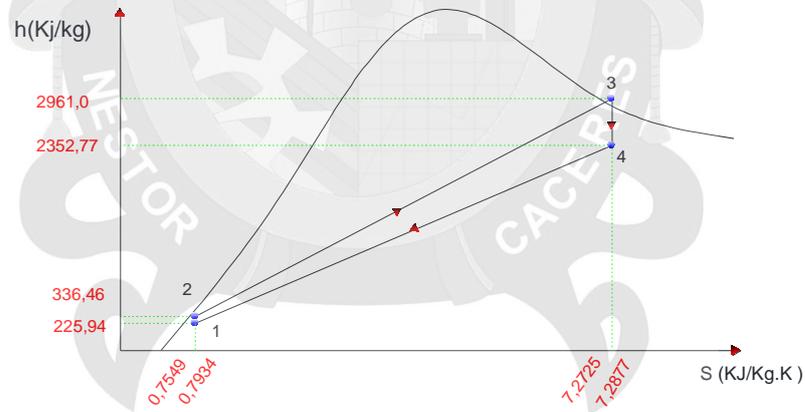


Figura: 57. Diagrama h-s del ciclo Rankine funcionado a 100 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

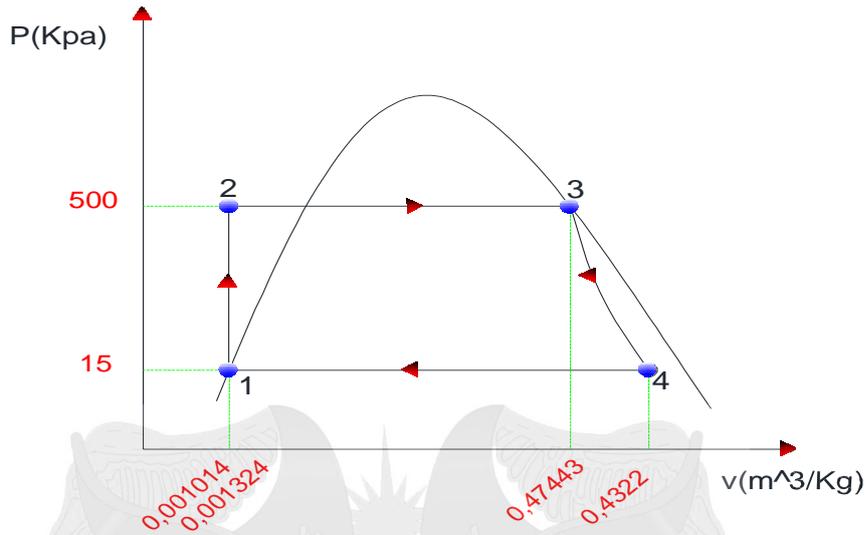


Figura: 58. Diagrama p-v del ciclo Rankine funcionado a 100 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

Estado - 1	Estado - 2	Estado - 3	Estado - 4
Líquido saturado	Líquido comprimido	Vapor saturado ó sobrecalentado	Vapor húmedo
$P_1 = 15 \text{ Kpa}$	$P_2 = 0,5 \text{ Mpa}$	$P_3 = 0,5 \text{ Mpa}$	$P_4 = 15 \text{ Kpa}$
$T_1 = 53,97 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_2 = 63,83 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_3 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_4 = 134,34 \text{ }^\circ\text{C}$
$S_1 = 0,7549 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_2 = 0,7934 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_3 = 7,2725 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_4 = 7,2877 \text{ KJ/Kg.k}$
$h_1 = 225,94 \text{ KJ/Kg}$	$h_2 = 336,46 \text{ KJ/Kg}$	$h_3 = 2961,0 \text{ KJ/Kg}$	$h_4 = 2352,77 \text{ KJ/Kg}$
$V = 0,001014 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,001324 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,47443 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,4322 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Figura: 59. Resumen de los estados del ciclo Rankine 100 m.s.n.m.

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO

IV

4. ANÁLISIS COMPARATIVO

4.1. ANÁLISIS COMPARATIVO DEL CICLO RANKINE

Con los resultados obtenidos del cálculo teórico, haremos la comparación del ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m. con el funcionamiento del ciclo a 100 m.s.n.m.

En los siguientes cuadros se resumirán los estados de trabajo del ciclo Rankine, en los cuales notamos: presiones (P), temperatura (t), entropía (s), entalpia (h), volumen (v). Los estados de trabajo están dados en cuatro puntos donde se obtuvieron los resultados y mediante esta graficar los diagramas correspondientes del ciclo Rankine. Estos diagramas son: (temperatura vs. Entropía), (entalpia vs. Entropía), (presión vs. Volumen).

4.1.1. CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 3825 m.s.n.m.

<i>Estado - 1</i>	<i>Estado - 2</i>	<i>Estado - 3</i>	<i>Estado - 4</i>
<i>Líquido saturado</i>	<i>Líquido comprimido</i>	<i>Vapor saturado ó sobrecalentado</i>	<i>Vapor húmedo</i>
$P_1 = 14,3 \text{ Kpa}$	$P_2 = 0,4643 \text{ Mpa}$	$P_3 = 0,4643 \text{ Mpa}$	$P_4 = 14,3 \text{ Kpa}$
$T_1 = 48,31 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_2 = 54,66 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_3 = 200^\circ\text{C}$	$T_4 = 123,63 \text{ }^\circ\text{C}$
$S_1 = 0,7415 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_2 = 0,7420 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_3 = 7,1006 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_4 = 7,7082 \text{ KJ/Kg.k}$
$h_1 = 221,61 \text{ KJ/Kg}$	$h_2 = 331,92 \text{ KJ/K.k}$	$h_3 = 2860,24 \text{ KJ/Kg}$	$h_4 = 2341,25 \text{ KJ/Kg}$
$V = 0,001013 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,001518 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,46390 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,42332 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Figura: 60. Resumen del estados del ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m.

Fuente: elaboración propia.

4.1.2. CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 100 m.s.n.m.

<i>Estado - 1</i>	<i>Estado - 2</i>	<i>Estado - 3</i>	<i>Estado - 4</i>
<i>Líquido saturado</i>	<i>Líquido comprimido</i>	<i>Vapor saturado ó sobrecalentado</i>	<i>Vapor húmedo</i>
$P_1 = 15 \text{ Kpa}$	$P_2 = 0,5 \text{ Mpa}$	$P_2 = 0,5 \text{ Mpa}$	$P_4 = 15 \text{ Kpa}$
$T_1 = 53,97 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_2 = 63,83 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_2 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_4 = 134,34 \text{ }^\circ\text{C}$
$S_1 = 0,7549 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_2 = 0,7934 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_2 = 7,2725 \text{ KJ/Kg.k}$	$S_4 = 7,2877 \text{ KJ/Kg.k}$
$h_1 = 225,94 \text{ KJ/Kg}$	$h_2 = 336,46 \text{ KJ/Kg}$	$h_2 = 2961,0 \text{ KJ/Kg}$	$h_4 = 2352,77 \text{ KJ/Kg}$
$V = 0,001014 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,001324 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,47443 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V = 0,4322 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Figura: 61. Resumen del estados del ciclo Rankine funcionando a 100 m.s.n.m.

Fuente: elaboración propia

4.2. CUADRO COMPARATIVO DE LOS PARAMETROS TERMODINAMICOS

Ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.

Resultado de los parámetros calculados: presión (P), temperatura del vapor (T), volumen (V), trabajo neto (W), trabajo específico (\dot{W}), eficiencia del ciclo (η).

En el sig. Cuadro se demuestra que a nivel de 3825 m.s.n.m. hay una pérdida de presión a la entrada de la turbina, y una disminución en la presión del condensador, por otra parte la temperatura del vapor disminuye notablemente, esta disminución de temperatura nos resultara una entalpia de valor bajo, dando como resultado vapor húmedo.

Este vapor húmedo al expandirse en la turbina nos resultara una disminución del trabajo, posterior mente la eficiencia del ciclo disminuye en un porcentaje de 2.8 %, como se muestra en el cuadro siguiente.

Otra consecuencia del vapor húmedo, es que en su evaporización aún existen proporciones de líquido, esto a su vez es perjudicial para la turbina porque llegaría a erosionar sus alabes.

parámetros	100 m.s.n.m.	3825 m.s.n.m.
P	$P_1 = 15 \text{ Kpa}$ $P_2 = 500 \text{ Kpa}$	$P_1 = 14,3 \text{ Kpa}$ $P_2 = 464,3 \text{ Kpa}$
T	220 °C	200 °C
V	$V_1 = 0,001014 \text{ m}^3/\text{Kg}$ $V_2 = 0,001324 \text{ m}^3/\text{Kg}$ $V_3 = 0,47443 \text{ m}^3/\text{Kg}$ $V_4 = 0,4322 \text{ m}^3/\text{Kg}$	$V_1 = 0,001013 \text{ m}^3/\text{Kg}$ $V_2 = 0,001218 \text{ m}^3/\text{Kg}$ $V_3 = 0,46390 \text{ m}^3/\text{Kg}$ $V_4 = 0,42332 \text{ m}^3/\text{Kg}$
W	607,74 KJ/Kg	518,53 KJ/Kg
\dot{W}	1,03 kW	0,9748 Kw
η	18,96 %	16,16 %

Figura: 62. Cuadro comparativo de los parámetros termodinámicos a 3825 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.

Fuente: elaboración propia

P_1 = Presión en el condensador

P_2 = Presión a la salida de la caldera

T = Temperatura del vapor

V = Volumen específico del vapor y líquido

4.3. ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS

4.3.1. DIAGRAMA T-S

Con los resultados obtenidos graficaremos los diagramas correspondientes al ciclo Rankine. Podemos notar la diferencia de temperatura que existe del funcionamiento a 100 m.s.n.m. con el funcionamiento a 3825 m.s.n.m. lo cual podemos afirmar que la temperatura del vapor a 3825 m.s.n.m. disminuye notablemente, esta disminución de temperatura nos dará como resultado vapor húmedo con una evidente disminución del título de vapor, este vapor húmedo es perjudicial para turbina, con una consecuencia de erosión de los alabes.

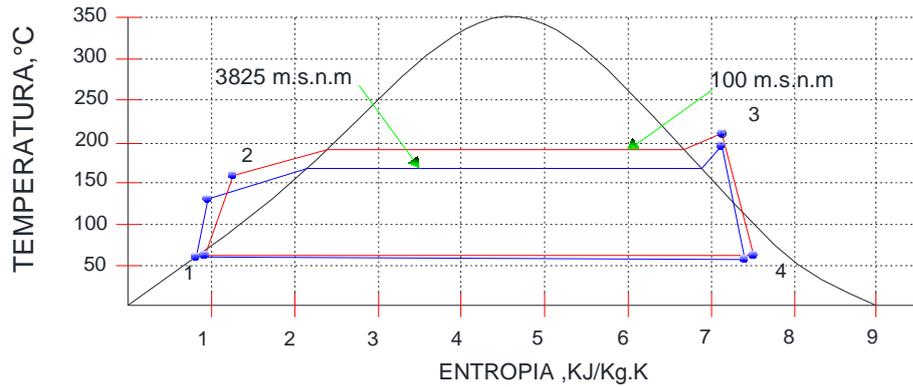


Figura: 63. Diagrama T-S comparativo ciclo Rankine funcionando a 385 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.

Fuente: elaboración propia

4.3.2. DIAGRAMA h-S

En el sig. Diagrama se muestra el ciclo Rankine en plano entalpia vs. Entropía: (la entalpia es la energía utilizable por el ciclo y la entropía es irreversibilidades que existen en el ciclo). Donde podemos observar como es el comportamiento de estas a diferentes niveles de operación, siendo la entalpia mucho mayor a una altura de 100 m.s.n.m. con bajas irreversibilidades. Por otro lado la entalpia disminuye a una altura de 3825 m.s.n.m. con altas irreversibilidades.

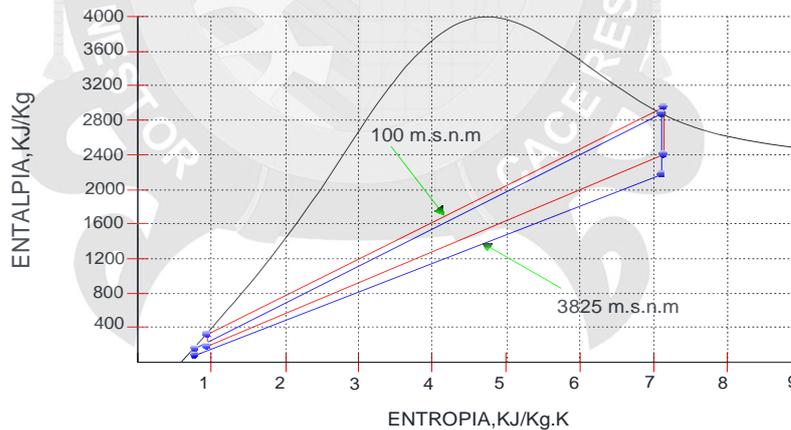


Figura: 64. Diagrama h-s comparativo ciclo Rankine funcionando a 385 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.

Fuente: elaboración propia

4.3.3. DIAGRAMA P-V

Otra consecuencia del funcionamiento del ciclo Rankine a nivel de 3825 m.s.n.m. que hay una pérdida de presión como se muestra en la siguiente fig. Esta disminución de la presión nos dará como resultado, que el trabajo de la turbina disminuya.

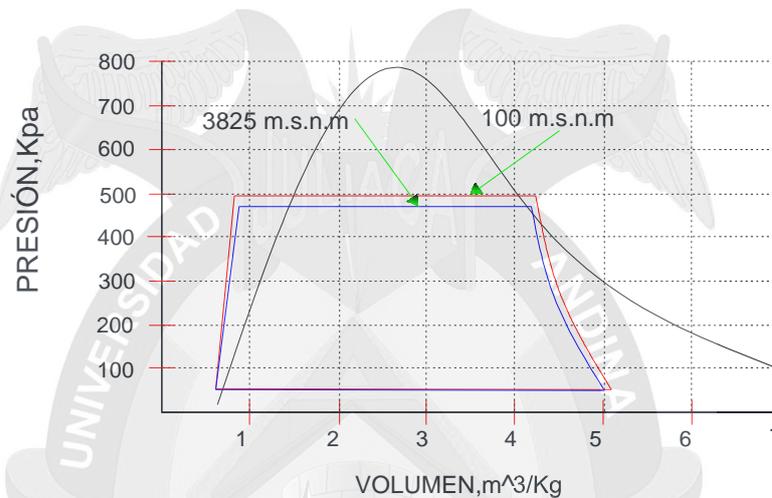


Figura: 65. Diagrama P-V comparativo ciclo Rankine funcionando a 385 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m.

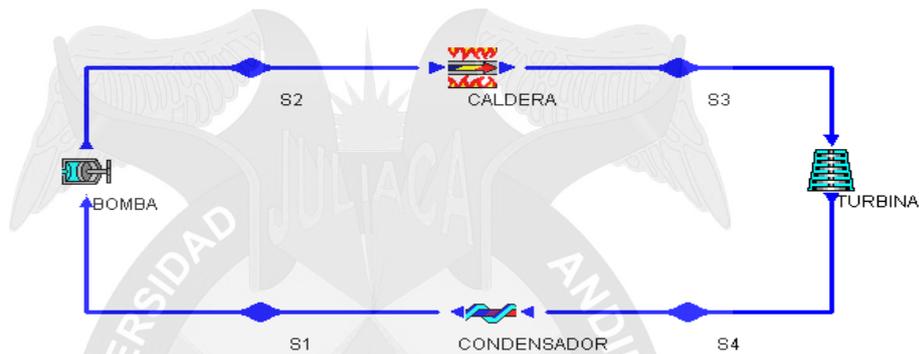
Fuente: Elaboración propia

4.4. MODELIZACIÓN DEL CICLO RANKINE EN SOFTWARE CYCLEPAD

Para corroborar los resultados obtenidos del cálculo teórico, haremos la simulación del ciclo Rankine funcionando a 3825 m.s.n.m. y 100 m.s.n.m. en el programa de modelización cyclepad, en el cual introduciremos datos como son: presiones y temperaturas.

4.4.1. CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 3825 m.s.n.m.

Al comparar los resultados obtenidos por el programa cyclepad, podemos afirmar que a nivel de 3825 m.s.n.m. el ciclo rankine disminuye su eficiencia en comparación con la eficiencia a nivel de 100 m.s.n.m.



ESTADOS TERMODINAMICOS DEL CICLO RANKINE

ESTADO 1

```

S1
Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0[0-1]
T = 52.56°C
P = 14.00 kPa
v = 0.0010 m^3/kg
u = 220.0 kJ/kg
h = 220.0 kJ/kg
s = 0.7367 kJ/kgK
m-dot = 0.0019 kg/s
T-sat = 52.56°C
P-sat = 14.00 kPa
v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
v-g(Tsat) = 10.69 m^3/kg
u-f(Tsat) = 220.0 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,446 kJ/kg
h-f(Tsat) = 220.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,596 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.7367 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.03 kJ/kgK
V-dot = 0 m^3/sec
U-dot = 0.4136 kW
H-dot = 0.4137 kW
S-dot = 0.0014 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```

ESTADO 2

```

S2
Substance: WATER
Phase: LIQUID
T = 52.64°C
P = 464.0 kPa
v = 0.0010 m^3/kg
u = 220.3 kJ/kg
h = 220.8 kJ/kg
s = 0.7375 kJ/kgK
m-dot = 0.0019 kg/s
T-sat = 149.1°C
P-sat = 14.06 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.4023 m^3/kg
u-f(Tsat) = 627.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,559 kJ/kg
h-f(Tsat) = 628.3 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,745 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.83 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.85 kJ/kgK
V-dot = 0 m^3/sec
U-dot = 0.4142 kW
H-dot = 0.4151 kW
S-dot = 0.0014 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
    
```

ESTADO 3

```
S3
Substance: WATER
Phase: GAS
T = 200.0°C
P = 464.0 kPa
v = 0.4642 m^3/kg
u = 2,644 kJ/kg
h = 2,857 kJ/kg
s = 7.10 kJ/kgK
m-dot = 0.0019 kg/s
T-sat = 149.1°C
P-sat = 1,554 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.4023 m^3/kg
u-f(Tsat) = 627.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,559 kJ/kg
h-f(Tsat) = 628.3 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,745 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.83 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.85 kJ/kgK
V-dot = 0 m^3/sec
U-dot = 4.97 kW
H-dot = 5.37 kW
S-dot = 0.0133 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
```

ESTADO 4

```
S4
Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0.9649[0-1]
T = 52.56°C
P = 14.00 kPa
v = 10.32 m^3/kg
u = 2,368 kJ/kg
h = 2,512 kJ/kg
s = 7.77 kJ/kgK
m-dot = 0.0019 kg/s
T-sat = 52.56°C
P-sat = 14.00 kPa
v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
v-g(Tsat) = 10.69 m^3/kg
u-f(Tsat) = 220.0 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,446 kJ/kg
h-f(Tsat) = 220.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,596 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.7367 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.03 kJ/kgK
V-dot = 0.0194 m^3/sec
U-dot = 4.45 kW
H-dot = 4.72 kW
S-dot = 0.0146 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]
```

RESULTADOS OBTENIDOS POR EL PROGRAMA DE MODELACIÓN
CYCLEPAD

```
CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATO
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 31.16%
eta-thermal = 13.04%
Tmax = 200.0°C
Tmin = 52.56°C
Pmax = 464.0 kPa
Pmin = 14.00 kPa
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -12.62 kW
Power out = 5,855 kW
net-power = 5,843 kW
back-work-ratio = 0.2155%
work-ratio = 99.78%
Q-dot in = 44,812 kW
Q-dot out = -38,969 kW
net Q-dot = 5,843 kW
```

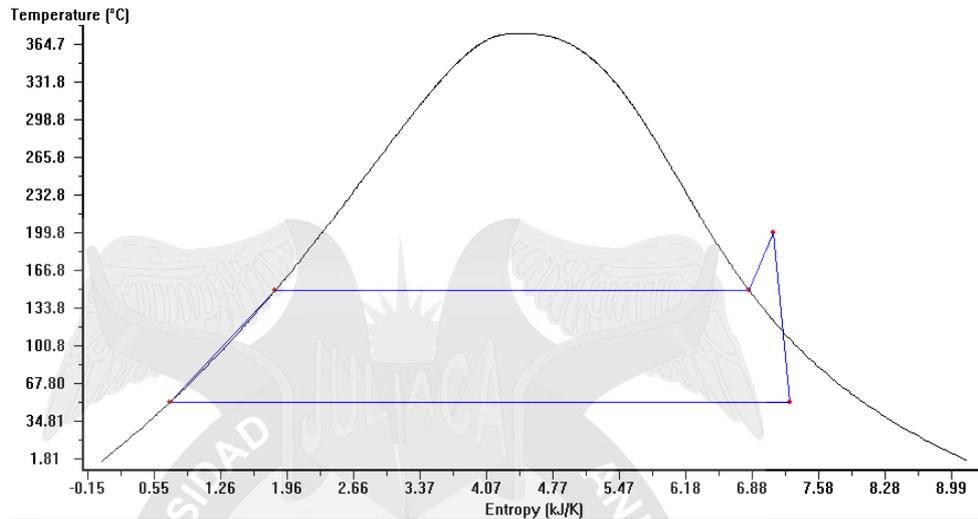


Figura: 66. Diagrama T-S Ciclo Rankine trabajando a 3825 m.s.n.m.

Fuente: software cyclepad

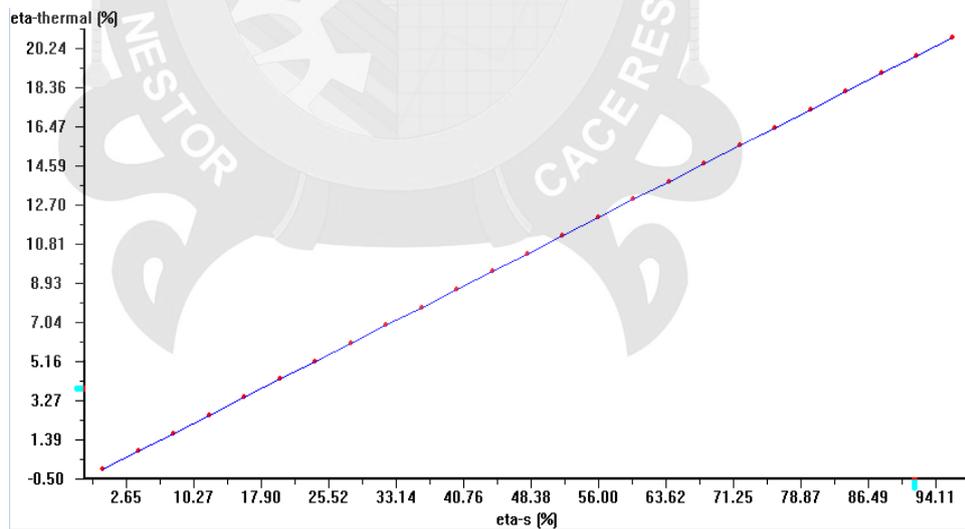


Figura: 67. Eficiencia térmica del ciclo Rankine trabajando a 3825 m.s.n.m.

Fuente: software cyclepad

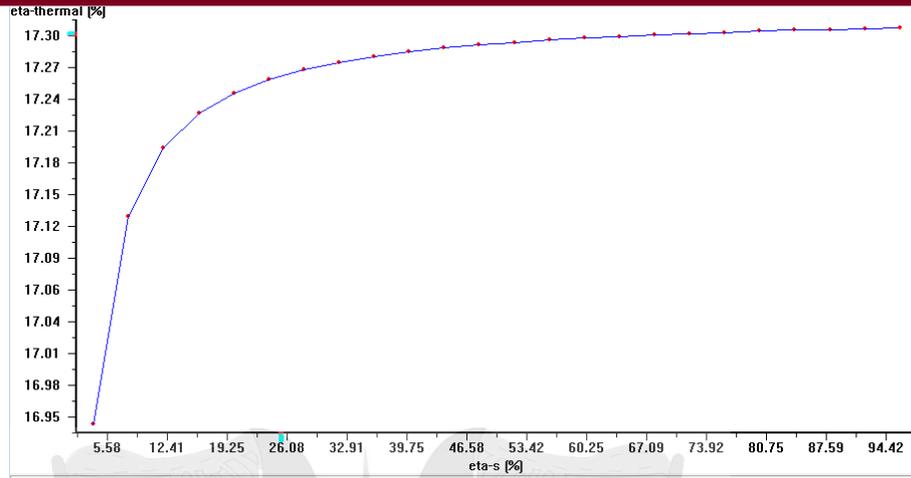


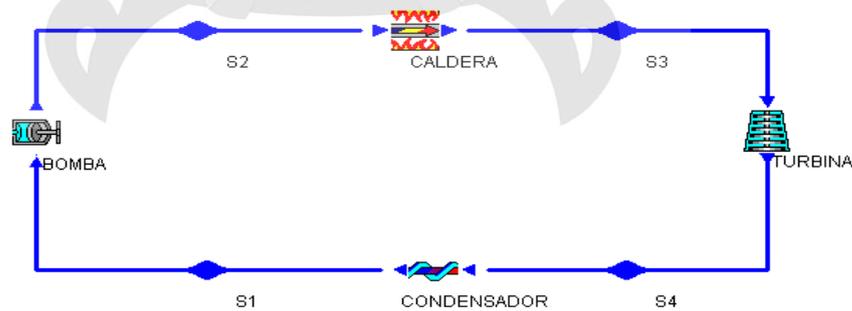
Figura: 68. Diagrama rendimiento isoentropico de la bomba ciclo Rankine trabajando a 3825 m.s.n.m.

Fuente: software cyclepad

4.4.2. CICLO RANKINE FUNCIONANDO A 100 m.s.n.m.

Para corroborar los resultados obtenidos en el cálculo teórico, diseñaremos el ciclo Rankine funcionando a 100 m.s.n.m. en el programa de simulación cyclepad, insertando las presiones y temperaturas de trabajo definidos.

Al comparar los resultados obtenidos por el programa cyclepad, podemos afirmar que a nivel de 100 m.s.n.m. el ciclo rankine es mucho más eficiente que a nivel de 3825 m.s.n.m.





ESTADO 1

S1

Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0[0-1]
T = 53.98°C
P = 15.00 kPa
v = 0.0010 m³/kg
u = 225.9 kJ/kg
h = 226.0 kJ/kg
s = 0.7549 kJ/kgK
m-dot = 0.0017 kg/s
T-sat = 53.98°C
P-sat = 15.00 kPa
v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
v-g(Tsat) = 10.02 m³/kg
u-f(Tsat) = 225.9 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,448 kJ/kg
h-f(Tsat) = 226.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,598 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.7549 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.01 kJ/kgK
V-dot = 0 m³/sec
U-dot = 0.3841 kW
H-dot = 0.3841 kW
S-dot = 0.0013 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

ESTADO 2

S2

Substance: WATER
Phase: LIQUID
T = 54.07°C
P = 500.0 kPa
v = 0.0010 m³/kg
u = 226.2 kJ/kg
h = 226.8 kJ/kg
s = 0.7557 kJ/kgK
m-dot = 0.0017 kg/s
T-sat = 151.9°C
P-sat = 15.06 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.3749 m³/kg
u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg
h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK
V-dot = 0 m³/sec
U-dot = 0.3846 kW
H-dot = 0.3855 kW
S-dot = 0.0013 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

ESTADO 3

S3

Substance: WATER
Phase: GAS
T = 220.0°C
P = 500.0 kPa
v = 0.4449 m³/kg
u = 2,675 kJ/kg
h = 2,897 kJ/kg
s = 7.15 kJ/kgK
m-dot = 0.0017 kg/s
T-sat = 151.9°C
P-sat = 2,318 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.3749 m³/kg
u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg
h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK
V-dot = 0 m³/sec
U-dot = 4.55 kW
H-dot = 4.93 kW
S-dot = 0.0121 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

ESTADO 4

S4

Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0.9426[0-1]
T = 53.98°C
P = 15.00 kPa
v = 9.45 m³/kg
u = 2,320 kJ/kg
h = 2,462 kJ/kg
s = 7.59 kJ/kgK
m-dot = 0.0017 kg/s
T-sat = 53.98°C
P-sat = 15.00 kPa
v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg
v-g(Tsat) = 10.02 m³/kg
u-f(Tsat) = 225.9 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,448 kJ/kg
h-f(Tsat) = 226.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,598 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.7549 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.01 kJ/kgK
V-dot = 0.0161 m³/sec
U-dot = 3.94 kW
H-dot = 4.19 kW
S-dot = 0.0129 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

RESULTADOS OBTENIDOS POR EL PROGRAMA DE MODELACIÓN

CYCLEPAD

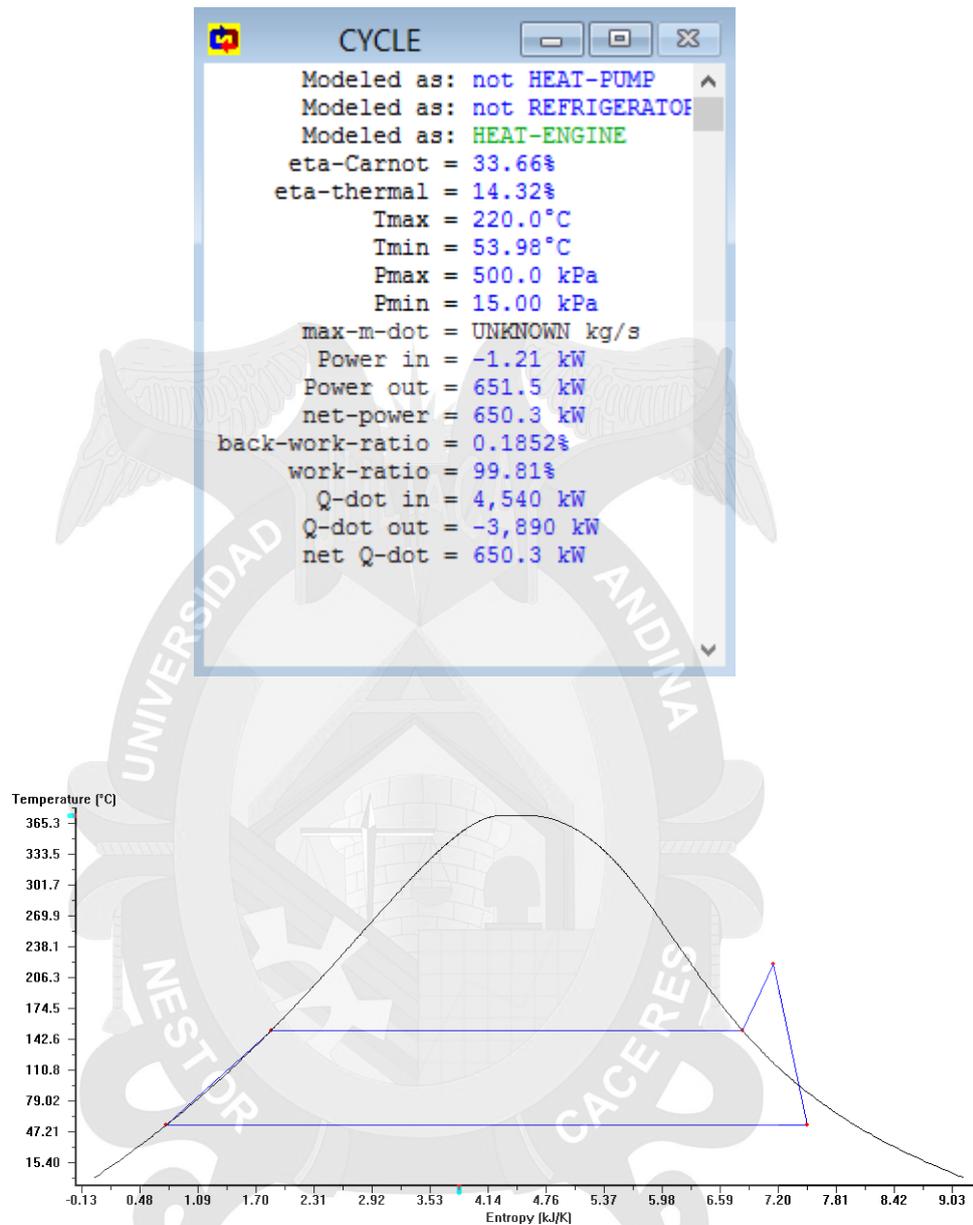


Figura: 69. Diagrama T-S Ciclo Rankine trabajando 100 m.s.n.m.

Fuente: software cyclepad

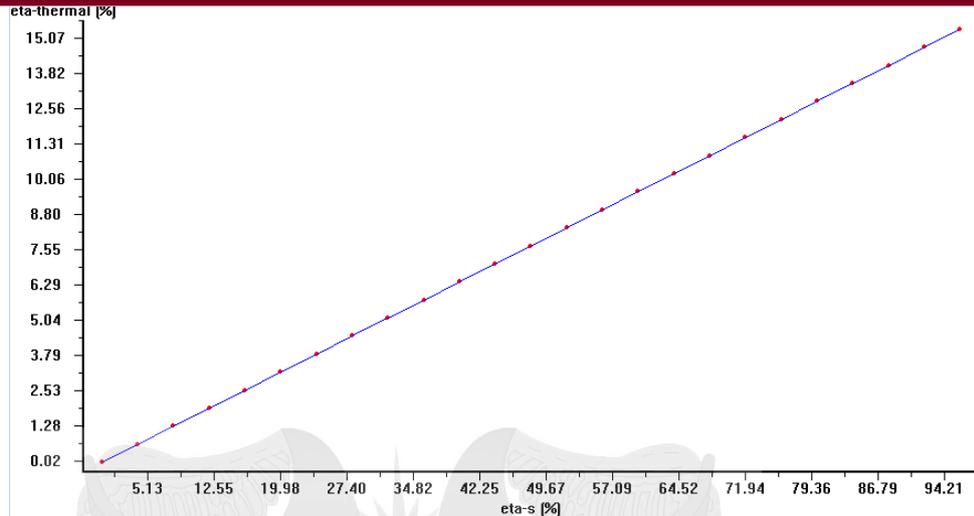


Figura: 70. Eficiencia térmica del ciclo Rankine trabajando a 100 m.s.n.m.

Fuente: software cyclepad

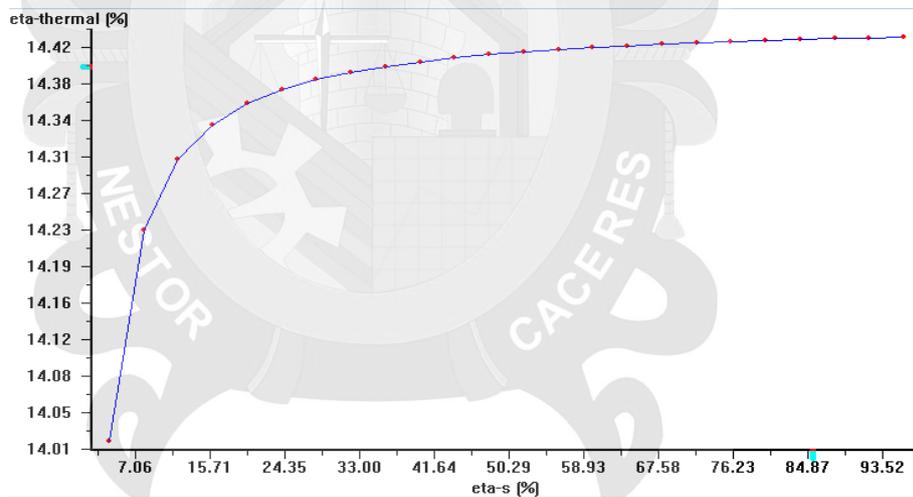


Figura: 71. Diagrama rendimiento isentropico de la bomba del ciclo Rankine trabajando a 100 m.s.n.m.

Fuente: software cyclepad

4.5. EVALUACIÓN ECONÓMICA.

La evaluación económica del proyecto tiene por objetivo identificar las ventajas asociadas a la inversión. Integra en su análisis tanto los costos monetarios, como los beneficios expresados en otras unidades relacionados con las mejoras en las condiciones de vida en un grupo.

Podemos hablar entonces de rentabilidad o beneficio de tipo social.

Costos del proyecto

servicio: investigacion del funcionamiento de un ciclo rankine a una altura de 3825 m.s.n.m.					
atte: CAP. Mecánica Eléctrica					
fecha: 2015					
ANALISIS DE LOS PARAMETROS TERMODINAMICOS DE UN CICLO RANKINE CON TURBINA A VA 3825 M.S.N.M.					
A	RECURSOS HUMANOS				
	N° HOMBRES PROYECTADOS/ BACH.		1,00		
	N° DE DIAS PROYECTADOS		120,00		
	N° DE HORAS POR DIA		7,00		
	COSTO HORAS HOMBRE		5,00		
				COSTO	4200,00
B	COSTOS DE ESTUDIO				
	VIAJES PARA RECOLECCION DE DATOS		500,00		
	BIBLOGRAFIA		350,00		
	INFORMACION METEOROLOGICA		200,00		
	LICENCIA DE SOFTWARE		200,00		
				COSTO	1250,00
C	MATERIALES E INSUMOS				
	HOJAS		150,00		
	INTERNET		80,00		
	IMPRESIÓN		150,00		
				COSTO	380,00
				TOTAL	5830,00

Figura: 72. Costo y presupuesto del proyecto

Fuente: elaboración propia.



CAPÍTULO

V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Una de las dificultades que presenta el ciclo Rankine funcionando en altura superiores del nivel del mar, es que disminuye la temperatura de ebullición y por efecto disminuye la temperatura del vapor, y como resultado se obtiene vapor húmedo, con un bajo título de vapor, lo cual perjudica al rendimiento de la turbina y afecta a la eficiencia térmica del ciclo.
- El efecto que genera la baja presión que existe en nuestro medio, hace que la presión disminuya automáticamente a la entrada de la turbina, por lo que se obtendrá una baja eficiencia de la turbina, dando un resultado de trabajo ineficiente.
- La disminución de presión tiene efectos colaterales. Por un lado crea la posibilidad de las filtraciones de aire en el condensador; y más importante aún es el incremento del contenido de humedad del vapor en la turbina. La presencia de humedad es indeseable en la turbina, por que disminuye su eficiencia y erosiona sus alabes.
- La presencia de bajas temperaturas y presiones que existe a una altura de 3825 m.s.n.m. hace que disminuya la eficiencia térmica del ciclo Rankine, como resultado 16.16%, y la eficiencia del ciclo funcionando a 100 m.s.n.m. es de 18.96%, por lo tanto podemos afirmar que el funcionamiento de un ciclo Rankine, no es recomendable en altura pues esta se traduce en un incremento de combustible para alcanzar una adecuada temperatura de vapor, pérdidas de la temperatura de vapor en tuberías pues la transferencia de baja

temperatura que existe en nuestro medio se trasfiere al material y estas se traducen en irreversibilidades en la turbina por lo tanto disminuye su trabajo y eficiencia.

- La diferencia de la eficiencia del ciclo Rankine es de 2.8 % que es un porcentaje notable, ya que en las centrales térmicas incrementar un porcentaje de la eficiencia es de vital importancia para la generación de energía.





RECOMENDACIONES

- En una central térmica de potencia funcionando en altura lo más recomendable es hacer la instalación de un ciclo combinado, los gases que sale de la turbina a gas ayudaría en el sobrecalentamiento del vapor y por lo tanto obtendríamos como resultado el título de vapor adecuado para el trabajo que realizará la turbina.
- La transferencia de baja temperatura que existe en nuestro medio es algo inevitable, por lo que se recomienda aislar adecuadamente los circuitos en el cual se conduce el vapor de la caldera hacia la turbina, pues estas bajas temperaturas se transfiere al material del cual está fabricado las tuberías que automáticamente bajaría la temperatura del vapor.
- Recomendamos que este estudio, se utilice como material de consulta, para su posible complementación por estudiantes y profesionales.
- Que se continúe profundizando en el estudio y desarrollo de este tema, por su importancia para el desarrollo de los servicios de generación de energía.
- Enunciamos la necesidad de la divulgación y promoción de los estudios relacionados con la temática de centrales térmicas.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

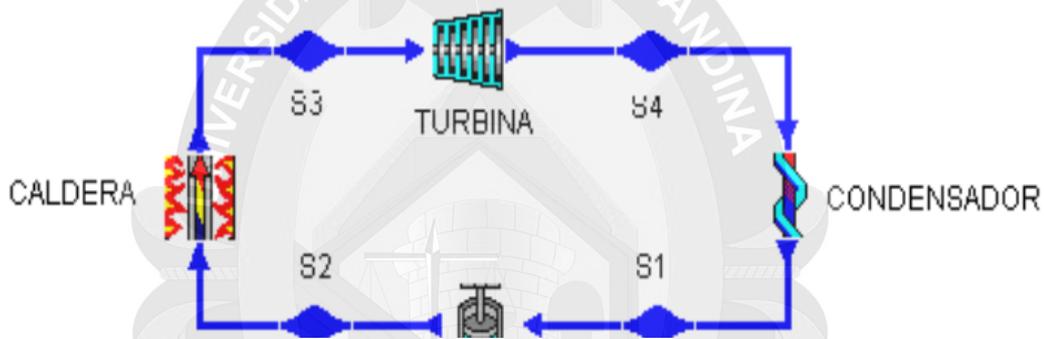
- Mier Santiso, S. Análisis termodinámico y cálculo básico de la caldera y la torre de refrigeración de la central térmica de la robla – grupo I. Santana Domingo. Proyecto fin de carrera. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid; 2013.
- Ferreiro-Garcia, J. Romero-Gómez, M. Romero. Efecto positivo de las condiciones de condensación cuasi críticas aplicadas a ciclos Rankine.
- Jose Matamala Aviles. Análisis y comparación de ciclos termodinámicos para la generación de potencia a partir de recursos geotermiales nacionales de media y alta entalpia: universidad de chile; 25/11/2013
- Francisco Ugarte P. Termodinámica II. Lima-Perú; 1991
- Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Termodinámica 8va ed. Mc Graw Hill education: México D.F; 2015
- M. J. Moran & H.N. Shapiro. Termodinámica Técnica. 1ra y 2da edición: editorial reverté, S.A, Barcelona; 1996.
- Agüera Soriano, José. Termodinámica lógica y motores térmicos. Madrid: Ciencia; 1999.
- Juan j. Corace. Física II; 2011.
- Germán de Melo Rodríguez. Análisis termodinámico de los ciclos Rankine. Facultad de Náutica de Barcelona. Universidad Politécnica de Catalunya. Barcelona; 8 de abril de 2015.
- P.A. Hilton LTD. manual experimental de operación y mantenimiento, turbinas de ciclo Rankine (s-220).Inglaterra; 2014.

MODELACIÓN DEL CICLO EN SOFTWARE CYCLEPAD

COMO CYCLEPAD VE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS

Un ciclo termodinámico consiste en una colección de componentes conectados entre sí de alguna forma apropiada. Cyclepad reconoce los componentes incluidos dentro del programa, como: compresores, turbinas, calderas, enfriadores, bombas, mezcladores, válvulas reguladoras e intercambiadores de calor.

Cyclepad describe las conexiones en función de las propiedades de la materia en cada conexión, esto es, las propiedades los stuff que están fluyendo entre los componentes.



En el diagrama de arriba, por ejemplo, existen cuatro componentes, una caldera, una turbina, un condensador y una bomba, estos componentes se encuentran conectados a través de los stuff S1, S2, S3, S4.

La mayor fuente de información sobre el ciclo es el surtido de parámetros asociados con cada stuff y cada componente. Cyclepad conoce que parámetros están asociados con cada componente y con cada stuff. Además conoce el surtido de parámetros que son relevantes y pueden variar. Por ejemplo, cuando un stuff está saturado, es necesario conocer su título de vapor, al igual que en una turbina la cual no es isoentrópica requiere alguna especificación de esta supuesta eficiencia. Parte del trabajo como diseñador es seleccionar valores numéricos y modelos de suposiciones para ver si un particular diseño puede satisfacer un criterio de ejecución.

MODO CONSTRUCCION

CREANDO DISEÑO DEL CICLO RANKINE

Cuando se comienza un nuevo diseño, aparece el siguiente cuadro de dialogo.

Primero se introduce el título del diseño (aunque se puede cambiar más tarde en el menú edit). Después elige el tipo de análisis que desees, en esta versión de Cyclepad puedes escoger entre ciclo abierto o ciclo cerrado. Una vez hecho esta elección, ya se puede cambiar, si se desea cambiar la opción se deberá comenzar un nuevo diseño (usando File/New Comand).

Para abrir un ejemplo de la librería, pulsa en "Open Library Design". Advierte que puedes modificar los ejemplo y salvar los cambios libremente como un diseño nuevo.

Si se prefiere abrir un diseño existente, tal vez uno que hayas salvado en tu disco duro en una sesión anterior, pulsa "Open Saved Design". En el nuevo diseño el cuadro de dialogo desaparece y Cyclepad presenta una pantalla azul, en la cual se puede comenzar a dibujar el ciclo. La situación es por defecto en modo construcción y Cyclepad no permite Cambiar a modo análisis hasta que se haya completado el diseño del ciclo.

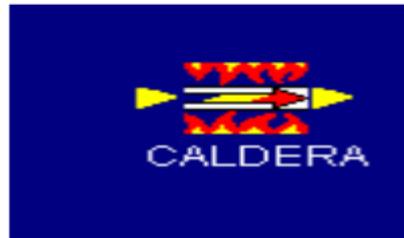
AÑADIENDO COMPONENTES AL DISEÑO

Seleccione un componente desde la paleta de componentes y pulse en el espacio azul de diseño, en el lugar donde desees colocarlo. Para elegir un componente diferente, selecciónelo desde la paleta y realice la misma operación.

Si cierra la ventana de la paleta, existe otra forma de elegir los componentes, simplemente pulsando en el fondo azul, aparecerá un cuadro donde podrá elegir el componente deseado de la lista.

Si este sistema no te parece cómodo y quiere reabrir la ventana de la paleta de componentes, elija "Component Palette" desde el menú "Window".

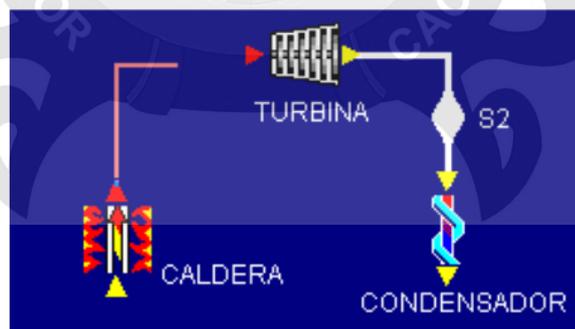
El componente que haya seleccionado aparecerá en la pantalla, por ejemplo, seleccione una caldera, el icono de una caldera tendrá la siguiente apariencia:



Los dos triángulos amarillos son las puertas de la caldera. Estos indican la dirección del fluido que atraviesa la caldera (en este caso hacia la derecha), y estos triángulos permiten conectar la caldera a otros componentes.

CONECTANDO COMPONENTES

Para conectar dos iconos, primero pulse en un puerto, tal como el puerto anterior de la caldera. Adverta que el puerto que pulso se vuelve de color rojo y una línea roja aparece uniendo el puerto con el puntero del ratón. Esta línea puede ser únicamente horizontal o vertical, para cambiar la dirección de la línea, pulsa el botón izquierdo del ratón y crearás una unión en ángulo recto.



Adverta también que todos los puertos los cuales podría conectar con esta línea se convierten en rojo. En la figura, la entrada de la turbina se vuelve roja pero la salida no, esto es así porque no se pueden conectar entre ellas.

Ahora que ha pulsado en un puerto, deberá primero arrastrar la línea roja alguna distancia desde el icono en la dirección del fluido. Sobre todo resista la tentación de comenzar conectando inmediatamente, ya que más tarde estas conexiones no le permitirán que mueva los componentes a un lugar más apropiado.

Estando arrastrando la línea roja, pulse cuando quieras hacer un ángulo recto y cambiar la dirección. No se preocupe si no lo has alineado exactamente con el puerto el cual quiere conectar, Cyclepad automáticamente lo romperá, conectando la línea con el segundo icono. En el ejemplo de arriba la unión está claramente sobre la entrada de la turbina, pero si simplemente pulsa en el puerto rojo de entrada a la turbina la conexión se hará directamente.

Si decide que quiere abandonar la operación de conexión, pulse el botón derecho del ratón y volverá la pantalla al estado inicial antes de la conexión. Cuando la conexión ha sido completada, aparece un stuff, caracterizado por la protuberancia en el conducto que une los dos elementos. Como cada elemento, cada stuff tiene una etiqueta, la cual se puede arrastrar y editar, sólo en modo construcción, para hacer el diagrama más fácil de leer

CAMBIANDO LAS ETIQUETAS DE LOS COMPONENTES Y STUFF

Para editar las etiquetas de los stuff o de los componentes en el modo Construcción, pulse el botón derecho del ratón. Un cuadro de dialogo aparece, en el cual puedes escribir el nombre que hayas designado para el stuff o el componente.



Opción Para Cambiar Nombre De Los Componentes

Fuente: Manual Cycle Pad

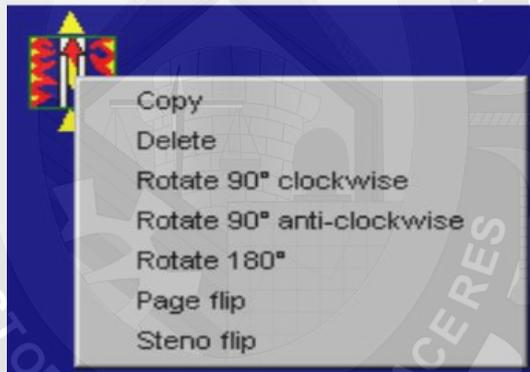
Sólo debe tener en cuenta que cada etiqueta debe ser única ya que Cyclepad

No permitirá que haya un duplicado del texto de una etiqueta.

MANIPULANDO LOS ICONOS DE LOS COMPONENTES

En construcción de ciclos grandes, se puede desear mover, copiar, borrar, rotar o reflejar un elemento. Moverlo es fácil, pulsando el botón izquierdo del ratón en el icono y arrastrándolo para colocarlo donde se desee. Aunque se puede mover la conexión de los iconos, es mejor colocar al elemento aproximadamente en el lugar correcto antes de conectarlo.

En cuanto a las otras cosas que se puede hacer con los iconos, la encontrará pulsando el botón derecho en el icono del componente, en modo construcción, apareciendo en la pantalla el menú de editar el icono



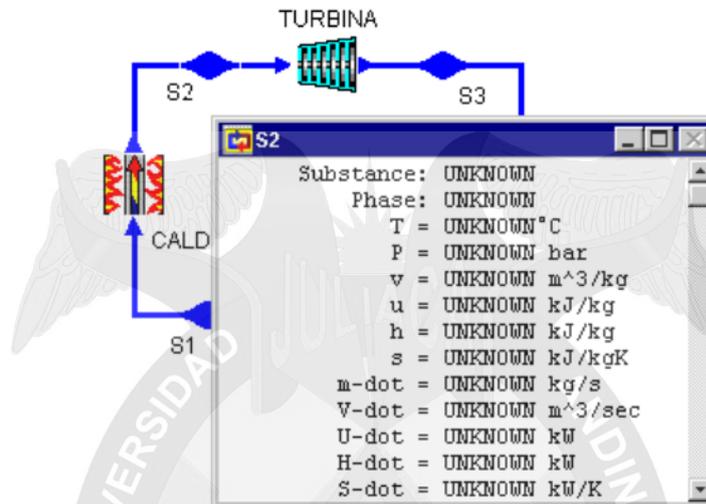
MODO DE ANÁLISIS

MODO ANALISIS: INTRODUCCIÓN

La forma de trabajar en el modo análisis es a través de los medidores, los cuales aparecen en una ventana, desplegando información sobre los componentes, stuff y sobre el ciclo en su conjunto. Pulsando en "Cycle/Cycle Properties" aparecerá desplegado un medidor global de las propiedades del sistema tales como la eficiencia térmica, potencia neta, rendimiento de Carnot, etc.

LAS MEDIDORES

Un pulso en el botón izquierdo de algún icono, aparecerá un medidor desplegando el modelado de suposiciones y los valores paramétricos asociados con esta entidad. Por ejemplo un pulso en el botón izquierdo del ratón en S2 aparecerá un medidor para este stuff.



Las Mediciones A Realizar En El Cycle Pad

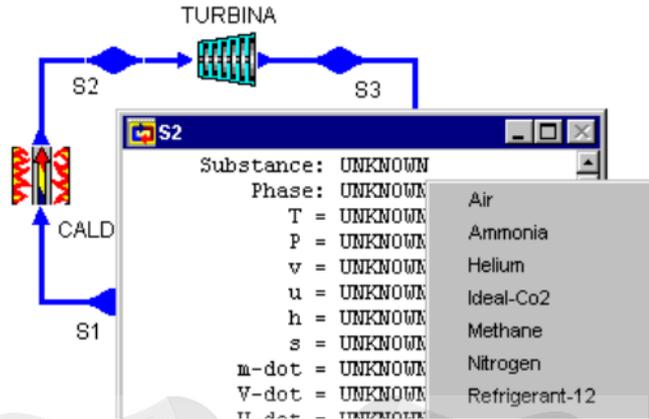
Fuente: Manual Cycle Pad

Inicialmente cada valor en el medidor está en color negro, debido a que los parámetros del ciclo están aún sin especificar, pero conforme vaya haciendo suposiciones sobre el ciclo y dando valores numéricos, los medidores van cambiando de color.

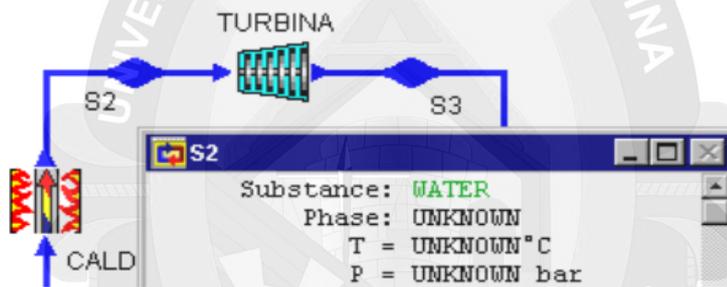
OPERANDO CON MEDIDORES - ELIGIENDO SUSTANCIAS

Cada uno de los valores “desconocidos” es sensible al ratón. Pulsando en uno aparece un menú de datos para preguntar sobre cada valor, a través de un sistema de preguntas, o cosas que puedes hacer para que los valores cambien o se retraigan. Por ejemplo pulsando en “select a substance” para S2,

Aparecerá un menú de sustancias que se puede elegir para el stuff.



Supongamos que elegimos agua desde la lista de sustancias. El medidor ahora cambia, reflejando esta variación. Advierte que el agua está en color verde, lo que indica que esto es una suposición que nosotros hemos hecho.

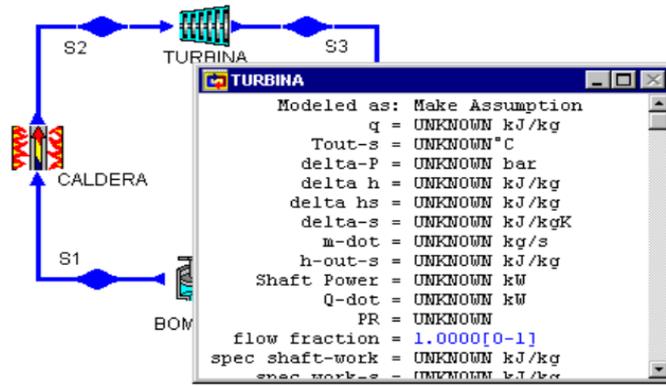


Elección De Sustancia

Fuente: Manual Cycle Pad

OPERANDO CON MEDIDORES - HACIENDO MODELADO DEL CICLO RANKINE

El uso del “modelando suposiciones” es crítico para que el modelo sea exitoso. Se puede hacer y retractar de los modelos de suposiciones pulsando en la primera línea del medidor de un componente, en el cual inicialmente se leía “Modeled as: Make assumption”.



En la figura se observa el medidor de la turbina, en el cual aparecen todos los valores como desconocidos, y el modelado de suposiciones por hacer, esto es así ya que todavía no hemos introducido ningún valor al ciclo. Pulsando con el ratón en "Make Assumption", nos aparecerá una ventana con las posibles suposiciones de trabajo que pueden emplearse en la turbina, cada componente tendrá las suyas propias, atendiendo a sus posibilidades de funcionamiento.

- TURBINA works isothermally
- TURBINA does not work isothermally
- TURBINA works isentropically
- TURBINA does not work isentropically
- TURBINA works adiabatically
- TURBINA does not work adiabatically

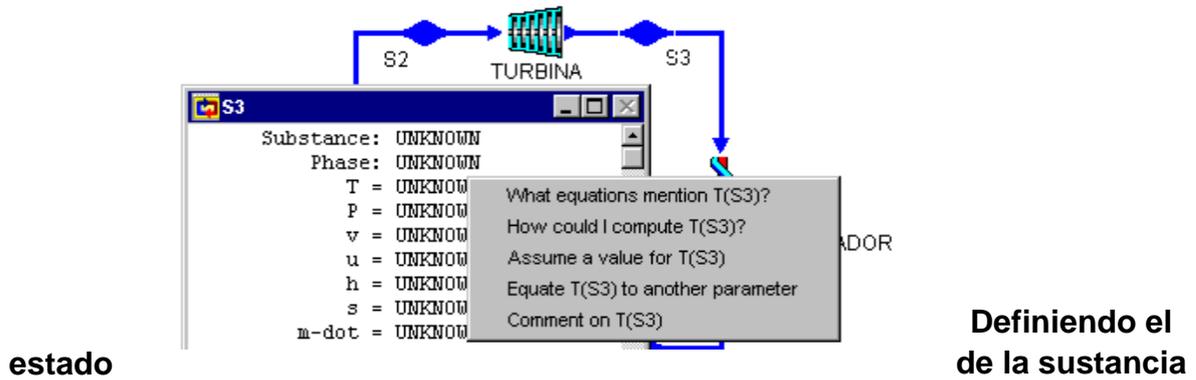
Estado De

Componentes

Trabajo De Los

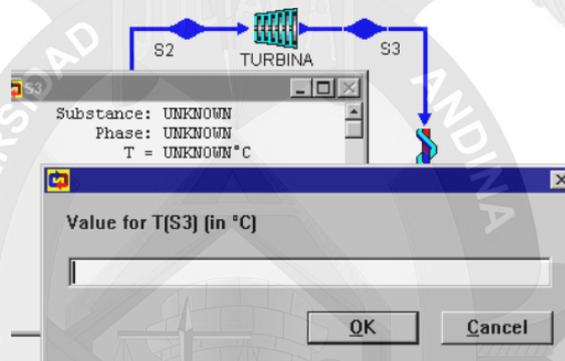
Fuente: Manual Cycle Pad

Es decir decidiremos si el elemento trabaja isotérmicamente (proceso a temperatura constante), isoentrópicamente (proceso reversible y sin pérdidas de calor), adiabáticamente (proceso sin pérdidas de calor), isocóricamente (proceso a volumen constante), isobáricamente (proceso a presión constante), etc.



Fuente: _ Manual Cycle Pad

Un menú emergente aparecerá, desplegando algunas cuestiones y acciones, incluyendo “Asume un valor”, comando para dar un valor a estos parámetros



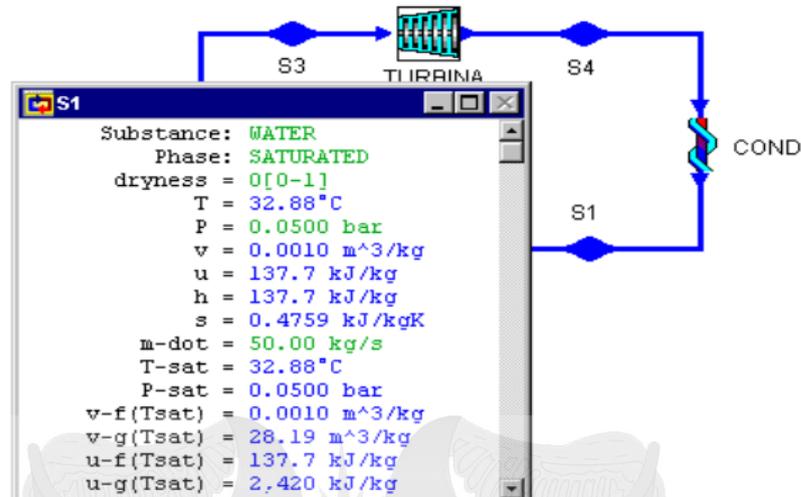
Temperatura del vapor saturado

Fuente: Manual Cyclepad

Pulsando en “Asumir un valor” para la temperatura, habilitamos como poner un valor a este parámetro. Observamos que las unidades vienen indicadas en la ventana, si se desea usar diferentes unidades, hay que elegir “Change Units” (cambiar unidades) desde el menú en “Edit/Preferences”.

OPERANDO CON MEDIDORES - OBTENIENDO VALORES

Por ejemplo asumimos que ha introducido los siguientes valores a la salida del condensador; Sustancia = Agua, Fase = Saturada, Título de Vapor=0, $P=0.05\text{bar}$, Caudal=50 Kg/s. Vemos que los valores introducidos se encuentran en color verde, mientras que el resto, los de color azul, han sido deducidos por el programa



Datos obtenidos del cyclepad

Fuente: Manual Cycle Pad

El análisis del diseño es producto de la suma de información que se aporta al programa, y que este elabora para obtener todos los datos posibles. Se pueden hacer suposiciones y preguntar cuestiones en el orden que se desee. Inadvertidamente se puede forzar el valor de un parámetro, en dicho caso puede que tampoco tenga en absoluto valor, o Cyclepad encuentre que este calculando dos o más diferentes valores para estos parámetros. Cuando esto ocurre, el cuadro de dialogo de contradicción aparecerá. El programa despliega las suposiciones implicadas en la contradicción, y deberá retractarse de uno o más de ellas para resolver la contradicción y poder continuar con el análisis del ciclo.

Cuando haya obtenido los valores que estaba buscando, puede querer investigar la relación entre un valor que hayas asumido y otro que cyclepad haya calculado. Para hacer esto usa las herramientas del "análisis de Sensibilidad", desde las "Tolls" (herramientas) que aparecen debajo del menú.

Diseño Y Preparacion Del Analisis

Cyclepad incorpora unas facilidades para el diseñador a la hora de comenzar a analizar el ciclo. Para que surja esta ayuda, Cyclepad primero hace deducciones sobre el papel que cada elemento está jugando. El papel se define como la función que un elemento en particular está intentando realizar.

Por ejemplo algunas plantas de gas licuado usan turbinas en vez de válvulas de estrangulación (throttles) para expandir el fluido de trabajo, porque una expansión resistida produce una mayor caída de temperatura que una expansión sin resistencia. En este caso, aun cuando el ciclo puede hacer uso de la potencia derivada de la expansión, la intención de la turbina es enfriar el fluido de trabajo, no producir potencia.

Para contemplar el papel que Cyclepad ha deducido para cada parte del ciclo escoge, Tools/Annotations/Device Role Annotations. Pulsando con el ratón en las funciones mostradas, aparecerá el sistema de preguntas que te provee de una explicación del porqué cyclepad ha deducido dicha función.

Cyclepad utiliza estas deducciones para generar consejos para que mejoren el análisis del ciclo. Para ver estos consejos elige Help/Análisis Coach y los consejos que el programa ha obtenido se muestran en una ventana de explicación

INVESTIGANDO UN CICLO A TRAVES DEL SISTEMA DE EXPLICACIONES.

Cyclepad automatiza el análisis numérico del ciclo para que puedas emplear más tiempo pensando sobre las implicaciones del diseño. Para asistirte en tus investigaciones Cyclepad está provisto de un sistema de preguntas. Usando este sistema puedes obtener explicaciones sobre algún determinado valor paramétrico, fase de alguna sustancia o del modelo de suposiciones que Cyclepad ha deducido para algún elemento. (Estos valores aparecen en texto azul en la pantalla).



SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA SENAMHI DEL PERU

"SENAMHI ORGANO OFICIAL Y RECTOR DEL SISTEMA HIDROMETEOROLOGICO NACIONAL AL SERVICIO DEL DESARROLLO SOCIO ECONOMICO DEL PAIS"

ESTACION: CO. 115060	LATITUD	15°26'39"	DEPARTAMENTO	PUNO
JULIACA	LONGITUD	70°12'28,2"	PROVINCIA	SAN ROMAN
	ALTITUD	3826	DISTRITO	JULIACA

PARAMETRO : TEMPERATURA MAXIMA MENSUAL EN C°

AÑOS	ENE.	FEB.	MAR.	ABRL.	MAY.	JUN.	JUL.	AGOT.	SET.	OCT.	NOV.	DIC.
2015	15.8	17.0	17.0	16.0	17.0	17.5	17.2	17.5	18.7	19.8	20.4	19.1

PARAMETRO : TEMPERATURA MINIMA MENSUAL EN °C

AÑOS	ENE.	FEB.	MAR.	ABRL.	MAY.	JUN.	JUL.	AGOT.	SET.	OCT.	NOV.	DIC.
2015	4.7	4.4	4.3	4.0	-1.2	-5.0	-7.0	-4.7	-0.4	0.4	2.4	3.2

PARAMETRO : PROMEDIO MENSUAL DE HUMEDAD RELATIVA EN %.

AÑOS	ENE.	FEB.	MAR.	ABRL.	MAY.	JUN.	JUL.	AGOT.	SET.	OCT.	NOV.	DIC.
2015	81	51	81	83	77	74	74	75	75	70	71	74

RCC.

VALIDO SOLO EN ORIGINAL

INFORMACION PROCESADA PARA : JHON CARLOS TICONA LERMA

COTIZACION N° 117

RECIBO DE CAJA N°022- 000405

Puno 14 de Abril de 2016

Ing. Sixto Flores Sancho
DIRECTOR REGIONAL
SENAMHI - PUNO

Rufina Canaocila Coaquira
ASISTENTE
HIDROMETEOROLOGIA
SENAMHI - PUNO



SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA

ESTACION : (MOCAYACHE) JULIACA
N°: 115060
CATEGORIA: CO

LAT: 15° 26' 39"
LONG: 70° 12' 28.2"
ALTIT: 3826

DPTO: PUNO
PROV: SAN ROMAN
DIST: JULIACA

MES: OCTUBRE 2015
AÑO: 2015

TERMOGRAFO

CALCULOS HORARIOS DE:

Table with 24 columns (1-24) and 31 rows (1-31). Columns 1-23 represent hourly temperature readings, and column 24 represents the daily average (MEDIA DIARIA). Rows 1-30 show individual hourly data, and row 31 shows the total and average for the month.

OBSERVADOR: YURI MAMANI COAQUIRA

Handwritten signature

Ing. Silvio Flores Soto
DIRECTOR REGIONAL
SENAMHI - PUNO

Rujirá Capacolla Coaquira
ASISTENTE TCO. EN HIDROMETEOROLOGIA



SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA SENAMHI DEL PERÚ – DR. PUNO

"SENAMHI ORGANO OFICIAL Y RECTOR DEL SISTEMA HIDROMETEOROLOGICO NACIONAL
AL SERVICIO DEL DESARROLLO SOCIO ECONOMICO DEL PAIS"

ESTACION:	CO. 115060	LATITUD	15°26'39"	DEPARTAMENTO	PUNO
	EMA JULIACA	LONGITUD	70°12'28.2"	PROVINCIA	SAN ROMÁN
		ALTITUD	3826 msnm.	DISTRITO	JULIACA

PARAMETRO: PRESION ATMOSFERICA DIARIA (hPas).

FECHA	Octubre 2015
01	643.88
02	644.53
03	646.21
04	646.60
05	647.09
06	646.19
07	645.04
08	644.48
09	645.38
10	645.56
11	644.13
12	644.62
13	645.01
14	644.67
15	644.86
16	645.57
17	646.33
18	647.23
19	646.26
20	646.49
21	646.55
22	645.89
23	645.69
24	646.30
25	647.14
26	647.17
27	646.73
28	646.67
29	645.74
30	644.61
31	643.66

VÁLIDA SÓLO EN ORIGINAL

Información Procesada para: JHON CARLOS TICONA LERMA.

N° de cotización: 117

N° de Recibo de caja: 022-000405

Puno, 14 de Abril del 2016

Procesado por:


 Ing. Alberto Vilca Charaja
 INGENIERO ELECTRONICO
 CIP 123992


 CPC. GUILLERMO M. CRUZ COLQUE
 Especialista Administrativo-Contable
 SENAMHI – PUNO