



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Diseño e implementación de una estación central térmica de vapor para el análisis del efecto de evaporación ulterior controlado por HMI para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Latacunga

Cuesta Bustamante, Carlos Miguel y Mejía Luna, Juan Pablo

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería en Mecatrónica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico

Ing. Terán Herrera, Héctor Cochise

18 de Agosto del 2023

Latacunga

Reporte de verificación de contenido

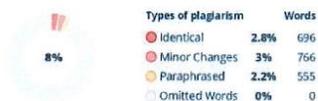


Diseño e Implementación de una Est...

Scan details

Scan time: August 17th, 2023 at 17:31 UTC
 Total Pages: 101
 Total Words: 25151

Plagiarism Detection



AI Content Detection



Plagiarism Results: (69)

<p>CICLO COMBINADO - PDFCOFFEE.COM 0.7%</p> <p>https://pdfcoffee.com/ciclo-combinado-9-pdf-free.html</p> <p>Guest</p> <p>Email: Login Register English Deutsch Español Français Portugûes Hom...</p>
<p>Tercera Revolucion Industrial - Ensayos - utrerovago 0.6%</p> <p>https://www.clubensayos.com/historia/tercera-revolucion-in-...</p> <p>...</p>
<p>CLASIFICACIÓN DE VÁLVULAS.pptx 0.6%</p> <p>https://www.slideshare.net/sofiaarredondocarden/clasif...</p> <p>HomeExploreSubmit Search UploadLoginSignup CLASIFICACIÓN DE VÁLVULAS.pptx Report SOFIAARREDONDOCARDENFollow Sep. 19, 2022•0...</p>



About this report
help.copyleaks.com



.....
 Terán Herrera, Héctor Cochise
 Director



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecatrónica

Certificación

Certifico que el trabajo de titulación: "Diseño e implementación de una estación central térmica de vapor para el análisis del efecto de evaporización ulterior controlado por HMI para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Latacunga" fue realizado por los señores **Cuesta Bustamante, Carlos Miguel y Mejía Luna, Juan Pablo**; el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Latacunga, 18 de agosto de 2023

.....
Terán Herrera, Héctor Cochise

C. C.: 0502680465



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecatrónica

Autorización de Publicación

Nosotros Cuesta Bustamante, Carlos Miguel y Mejía Luna, Juan Pablo, con cédulas de ciudadanía n° 0704630128 y 1721108486, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: "Diseño e implementación de una estación central térmica de vapor para el análisis del efecto de evaporización ulterior controlado por HMI para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Latacunga" en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Latacunga, 18 de agosto de 2023

Carlos Cuesta

Cuesta Bustamante, Carlos Miguel

C.C.: 0704630128

Juan Pablo Mejía

Mejía Luna, Juan Pablo

C.C.: 1721108486



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecatrónica

Responsabilidad de Autoría

Nosotros, **Cuesta Bustamante, Carlos Miguel** y **Mejía Luna, Juan Pablo**, con cédulas de ciudadanía n° **0704630128** y **1721108486**, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: “**Diseño e implementación de una estación central térmica de vapor para el análisis del efecto de evaporización ulterior controlado por HMI para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Latacunga**” es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Latacunga, 18 de agosto de 2023

Carlos Cuesta

Cuesta Bustamante, Carlos Miguel

C.C.: 0704630128

J. P. Mejía

Mejía Luna, Juan Pablo

C.C.: 1721108486

Dedicatoria

Con profundo amor y gratitud, dedico esta tesis a mis queridos padres, Ángel Cuesta y Cecilia Bustamante. Su inquebrantable apoyo, sabiduría y amor incondicional han sido la luz que me ha guiado en cada paso de este camino académico. Su constante aliento y sacrificio han sido el motor que me impulsó a superar los desafíos y alcanzar este logro. A ustedes les debo no solo mi educación, sino también los valores de perseverancia y dedicación que me han llevado hasta aquí. Espero que esta tesis sea un reflejo de su influencia y amor en mi vida. Gracias por ser mis pilares y por inspirarme a alcanzar mis sueños.

Cuesta Bustamante, Carlos Miguel

Dedicatoria

Dedico esta tesis a mi querida madre en paz descansa, María Luna y a mi amado padre, Pablo Mejía. Vuestro amor perdura en cada paso de mi viaje, inspirándome a alcanzar alturas que nunca imaginé. A mi amada hija Marycarmen Mejía, tu existencia es el motor que impulsa mis logros y la razón por la cual persevero en cada desafío. Cada paso que doy en este camino académico está moldeado por el deseo de brindarte un futuro lleno de oportunidades. Vuestra influencia ha sido la brújula que me orienta y vuestro apoyo ha sido la fuerza que me ha levantado en momentos difíciles.

Mejía Luna, Juan Pablo

Agradecimiento

Quiero aprovechar esta oportunidad para expresar mi sincero agradecimiento a las personas que han tenido un impacto en mi vida. Quiero agradecer a mi padre, Angeloni Cuesta, por su guía y apoyo constante. También quiero agradecer a mi madre, Cecilia Bustamante, por su amor incondicional y sus sacrificios. Y, por último, pero no menos importante, quiero agradecer a Alison Jiménez por su amistad y amor. Sus influencias y conexiones son invaluable, y estoy seguro de que les estaré agradecido por siempre.

Cuesta Bustamante, Carlos Miguel

Agradecimiento

Le agradezco a mi amada madre María del Carmen, que en paz descanse, quien en vida fue el motor que me impulsó a culminar mi carrera y fue mi inspiración para perseverar en mi cometido; a mi padre Pablo Mejía que se constituyó en el complemento perfecto para sobrellevar las dificultades que se me presentaron en el trayecto. Un agradecimiento a mi hija de ojos verdes Marycarmen que capturó mi corazón y cuya existencia ha sido la principal razón por la cual perseveraré en cada desafío que el estudio me exigía. A mis abuelitos Mariano y Martha por su invaluable apoyo.

Mi hermana Aracely Mejía y mi familia, solo me resta decir que su cariño perdurará en cada paso de mi viaje, inspirándome a alcanzar otras metas, otras oportunidades de vida.

Dios les pague por tanta bondad y cariño.

Mejía Luna, Juan Pablo

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Carátula	1
Reporte de verificación de contenido.....	2
Certificación	3
Responsabilidad de autorías	4
Dedicatoria	6
Dedicatoria	7
Agradecimiento.....	8
Agradecimiento.....	9
Índice de contenidos	10
Índice de tablas.....	16
Índice de figuras	18
Resumen.....	22
Abstract	23
Capítulo I: Teoría, Investigación Bibliográfica.....	24
Introducción.....	24
Antecedentes.....	25
Formulación del problema.....	26
Objetivos del proyecto.....	27
<i>Objetivo general.....</i>	27

<i>Objetivos específicos</i>	27
Justificación e importancia	28
Hipótesis	29
Variables de investigación.....	29
<i>Variables Independientes</i>	29
<i>Variables Dependientes</i>	29
Estado del arte.....	29
<i>Central Térmica de Vapor</i>	29
<i>El Ciclo Agua-Vapor en Centrales de Energía</i>	31
<i>Ciclos combinados gas-vapor</i>	32
Máquina de Vapor	33
<i>Generador de vapor de corriente continua</i>	35
<i>Generador de Vapor</i>	37
<i>Resistencia Calentadoras</i>	40
<i>Válvula de seguridad</i>	42
<i>Intercambiador de calor (Unidad condensador)</i>	45
<i>Tipo de enfriamiento (Ciclo de refrigeración)</i>	51
<i>Análisis del ciclo Rankine simple</i>	53
<i>Tipo de mezclas (temperatura, presión, eficiencia térmica)</i>	55
<i>Evaporación Ulterior</i>	58
<i>Bomba de agua</i>	59

<i>Control HMI</i>	60
<i>Procesador (Tarjeta de control)</i>	62
<i>Sensores</i>	62
Capítulo II: Diseño y Definición de Componentes	64
Definición de la estructura funcional	64
Diseño por Calidad	64
<i>Diseño por calidad del sistema mecánico de la central térmica</i>	64
<i>Diseño por calidad del sistema eléctricas de la central térmica</i>	65
<i>Diseño por calidad de la programación de la central térmica</i>	65
Casa de la Calidad	65
<i>Determinación de Parámetros</i>	66
<i>Conclusión Casa de la Calidad</i>	67
Diseño termodinámico del ciclo	70
<i>Fiabilidad del sistema mecánico</i>	70
<i>Matriz de Evaluación</i>	70
Generador de Corriente Continua	71
<i>Cálculo del generador de corriente continua</i>	71
<i>Selección del generador de corriente continua</i>	72
Caldera	73
<i>Cálculo de la Caldera</i>	74
<i>Selección de la Caldera</i>	80

Bomba de agua.....	82
<i>Cálculo de la bomba de agua.....</i>	<i>83</i>
<i>Selección de la bomba de agua.....</i>	<i>88</i>
Resistencia Calentadoras.....	89
<i>Cálculo de la resistencia calentadora.....</i>	<i>90</i>
<i>Selección de la resistencia Calentadora.....</i>	<i>92</i>
Válvula de seguridad.....	93
<i>Cálculo de la válvula de seguridad.....</i>	<i>93</i>
Intercambiador de Calor.....	95
<i>Cálculo del intercambiador de calor.....</i>	<i>96</i>
Sistema de enfriamiento.....	98
<i>Cálculo del sistema de enfriamiento.....</i>	<i>99</i>
<i>Selección del sistema de enfriamiento.....</i>	<i>102</i>
Nivel de automatización.....	104
<i>Tarjeta de adquisición de datos.....</i>	<i>104</i>
<i>Sistema de Control HMI.....</i>	<i>106</i>
Capítulo III: Implementación.....	107
Introducción.....	107
Manufactura.....	107
Construcción, ensamblaje e implementación.....	109
<i>Caldera.....</i>	<i>109</i>

<i>Intercambiador de Calor</i>	110
<i>Resistencias Calentadoras</i>	111
<i>Generador de Corriente Continua</i>	111
<i>Diagrama de tubería e instrumentación (P&ID)</i>	112
Implementación del sistema eléctrico y electrónico.....	112
<i>Sistema de Control HMI</i>	114
Funcionamiento de los algoritmos de control	116
Capítulo IV: Pruebas y resultados	118
Análisis de vaporización ulterior (circuito ideal).....	118
Cálculo de vaporización ulterior (con sobrecalentamiento)	129
Configuración de variables para el Ciclo Rankine real en el sistema.....	138
<i>Configuración 1</i>	138
<i>Configuración 2</i>	140
<i>Configuración 3</i>	142
<i>Configuración 4</i>	143
<i>Configuración 5</i>	145
Comparación entre el ciclo ideal calculado y la configuración optima (5).....	147
Estación central térmica de vapor	149
<i>Etapas de bomba</i>	149
<i>Etapas de Caldero</i>	149
<i>Etapas de Generador</i>	150

<i>Etapa de Condensador</i>	151
Validación de Hipótesis	151
<i>Hipótesis</i>	151
<i>Variables de la investigación</i>	152
<i>Comprobación de hipótesis</i>	153
Análisis de resultados	155
Capítulo V: Conclusiones y recomendaciones	158
Conclusiones	158
Recomendaciones	160
Bibliografía	162
Anexos	168

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	<i>Ventajas y desventajas de centrales térmicas de vapor</i>	31
Tabla 2	<i>Ventajas y desventajas de caldera piro tubular vertical</i>	39
Tabla 3	<i>Ventajas y desventajas de caldera piro tubular horizontal</i>	39
Tabla 4	<i>Ventajas y desventajas de las resistencias calentadoras</i>	41
Tabla 5	<i>Tipos de Condensadores</i>	47
Tabla 6	<i>Ventajas y desventajas del sistema de enfriamiento</i>	53
Tabla 7	<i>Tipos de sensores</i>	63
Tabla 8	<i>Selección de materiales a usar en la estructura de la central térmica de vapor</i>	70
Tabla 9	<i>Matriz morfológica del generador de corriente continua</i>	71
Tabla 10	<i>Matriz de morfológica de la caldera</i>	74
Tabla 11	<i>Eficiencia de las juntas (ASME SECT 8, Tabla UW-12)</i>	75
Tabla 12	<i>Sección VIII: Para construcción de recipientes a presión. Div.1 hoja de cálculo</i>	80
Tabla 13	<i>Matriz morfológica de bombas de agua</i>	82
Tabla 14	<i>Interpolación para hallar Hs</i>	85
Tabla 15	<i>Interpolación para hallar Hvp</i>	85
Tabla 16	<i>Interpolación de la relación caudal, perdida</i>	87
Tabla 17	<i>Matriz morfológica del sistema de resistencias</i>	89
Tabla 18	<i>Matriz morfológica de la válvula de seguridad</i>	93
Tabla 19	<i>Matriz morfológica del condensador</i>	96
Tabla 20	<i>Matriz morfológica del sistema de enfriamiento</i>	98
Tabla 21	<i>Matriz morfológica de la tarjeta de adquisición de datos</i>	105
Tabla 22	<i>Especificaciones Técnicas - Raspberry Pi4 – B</i>	105
Tabla 23	<i>Matriz morfológica del HMI</i>	106
Tabla 24	<i>Referencias de nombres de la maquina</i>	107

Tabla 25 <i>Potencia y Voltaje requerido para las resistencias sumergibles</i>	111
Tabla 26 <i>Características del generador de corriente continua</i>	111
Tabla 27 <i>Interpolación T_{sat}</i>	119
Tabla 28 <i>Interpolación para hallar h_2, v_2, s_2</i>	120
Tabla 29 <i>Interpolación para hallar s_f y s_g</i>	124
Tabla 30 <i>Interpolación para hallar v_{11} y h_{11}</i>	126
Tabla 31 <i>Interpolación para hallar v_{12} y h_{12}</i>	126
Tabla 32 <i>Interpolación para hallar v_1 y h_1</i>	126
Tabla 33 <i>Interpolación para hallar h_2</i>	131
Tabla 34 <i>Interpolación para hallar h_3</i>	134
Tabla 35 <i>Configuración 1 puntos calculados del ciclo Rankine</i>	138
Tabla 36 <i>Configuración 2 puntos calculados del ciclo Rankine</i>	140
Tabla 37 <i>Configuración 3 puntos calculados del ciclo Rankine</i>	142
Tabla 38 <i>Configuración 4 puntos calculados del ciclo Rankine</i>	144
Tabla 39 <i>Configuración 5 puntos calculados del ciclo Rankine</i>	146
Tabla 40 <i>Etapa bomba</i>	149
Tabla 41 <i>Etapa de caldero</i>	150
Tabla 42 <i>Etapa de generador</i>	150
Tabla 43 <i>Etapa de condensador</i>	151
Tabla 44 <i>Tabla variables de Chi cuadrado</i>	153
Tabla 45 <i>Chi cuadrado calculado</i>	155
Tabla 46 <i>Análisis en la eficiencia térmica y la calidad de la mezcla en el generador</i>	157

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 <i>Turbina Francis</i>	36
Figura 2 <i>Turbina Pelton</i>	36
Figura 3 <i>Turbina Kaplan</i>	37
Figura 4 <i>Diagrama tecnológico de un generador de vapor pirotubular</i>	38
Figura 5 <i>Caldero pirotubular vertical</i>	39
Figura 6 <i>Resistencias eléctricas para inmersión</i>	41
Figura 7 <i>Sistema de refrigeración por compresión</i>	52
Figura 8 <i>Análisis del ciclo Rankine</i>	54
Figura 9 <i>Diagrama temperatura, entropía del ciclo Rankine ideal</i>	55
Figura 10 <i>Diagramas de propiedades y las superficies P-v-T de sustancias puras</i>	57
Figura 11 <i>Interfaz Humano Máquina</i>	61
Figura 12 <i>Diseño casa de la calidad</i>	69
Figura 13 <i>Catálogo de motor-generador a vapor</i>	72
Figura 14 <i>Casco cilíndrico</i>	76
Figura 15 <i>Esfera y cabeza hemisférica</i>	77
Figura 16 <i>Cabeza elipsoidal 2:1</i>	79
Figura 17 <i>Diagrama para el cálculo de la bomba de agua</i>	83
Figura 18 <i>Relación altura sobre el nivel del mar, presión atmosférica</i>	84
Figura 19 <i>Relación temperatura, carga de presión de vapor</i>	85
Figura 20 <i>Relación caudal, perdida por diámetro y material de tubería</i>	86
Figura 21 <i>Perdidas por fricción en accesorios</i>	87
Figura 22 <i>Catálogo de bombas de presurización Evans</i>	89
Figura 23 <i>Catálogo de resistencias calentadoras sumergibles</i>	92
Figura 24 <i>Válvula de seguridad de acción directa</i>	94

Figura 25 Selección del condensador EMY3Y6CHLP	103
Figura 26 Tarjeta Raspberry Pi4 – B	106
Figura 27 Diseño completo del equipo	108
Figura 28 Conformado en acero inoxidable	109
Figura 29 Enrollado de lámina de acero inoxidable	109
Figura 30 Limpieza de las partes a soldar	109
Figura 31 Suelda TIG en acero inoxidable	109
Figura 32 Colocación de accesorios de la caldera	110
Figura 33 Implementación de accesorios	110
Figura 34 Ubicación de los elementos.....	110
Figura 35 Enrollado y colocación de tubería de cobre	110
Figura 36 Bases para los elementos	110
Figura 37 Implementación del intercambiador de calor	110
Figura 38 Resistencias acopladas al caldero	111
Figura 39 Implementación de resistencias calentadoras en el caldero	111
Figura 40 Turbina Francis acoplado motor dc	112
Figura 41 Implementación del generador de corriente continua	112
Figura 42 P&ID central térmica de vapor.....	112
Figura 43 Diagrama de las conexiones eléctricas	113
Figura 44 Construcción del cajón	113
Figura 45 Ubicación de los elementos eléctricos.....	113
Figura 46 Cableado dentro del cajón.....	114
Figura 47 Elevación para más espacio del cajón.....	114
Figura 48 Implementación de los circuitos eléctricos.....	114
Figura 49 Agujero cortado en la plancha para el HMI.....	114
Figura 50 HMI implementado	114

Figura 51 <i>Ventana de inicio</i>	115
Figura 52 <i>Ventana Test, Actuadores</i>	115
Figura 53 <i>Ventana Test, Sensores</i>	115
Figura 54 <i>Ventana Central térmica, Sistema</i>	115
Figura 55 <i>Ventana Central térmica, Tabla</i>	115
Figura 56 <i>Diagrama de flujo del algoritmo de control raspberry</i>	116
Figura 57 <i>Diagrama de flujo del algoritmo de control arduino</i>	117
Figura 58 <i>Ciclo Rankine ideal</i>	118
Figura 59 <i>Temperatura de Saturación a 133 kPa</i>	119
Figura 60 <i>T. vapor de agua sobrecalentado para 150 °C</i>	120
Figura 61 <i>T. agua saturada, 20kPa</i>	121
Figura 62 <i>T. agua saturada, 20 kPa</i>	122
Figura 63 <i>T. agua saturada 20 kPa</i>	123
Figura 64 <i>T. agua saturada, 133 kPa</i>	124
Figura 65 <i>T. agua líquida comprimida para hallar v1 y h1</i>	125
Figura 66 <i>Diagrama ciclo Rankine ideal calculado</i>	129
Figura 67 <i>Ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento</i>	129
Figura 68 <i>T. Vapor de agua sobrecalentado 150 °C</i>	131
Figura 69 <i>T. Vapor de agua sobrecalentado 150 °C</i>	132
Figura 70 <i>T. Agua saturada 20 kPa</i>	132
Figura 71 <i>T. Agua saturada 100 kPa</i>	133
Figura 72 <i>T. Vapor de agua saturada sobrecalentado 100-150 °C</i>	134
Figura 73 <i>T. Agua saturada 20 kPa</i>	135
Figura 74 <i>Diagrama ciclo Rankine sobrecalentado calculado</i>	137
Figura 75 <i>Diagrama ciclo Rankine configuración 1</i>	139
Figura 76 <i>Diagrama ciclo Rankine configuración 2</i>	141

Figura 77 <i>Diagrama ciclo Rankine configuración 3</i>	143
Figura 78 <i>Diagrama ciclo Rankine configuración 4</i>	144
Figura 79 <i>Diagrama ciclo Rankine configuración 5</i>	146
Figura 80 <i>D.C.R. Comparación entre el C.I. calculado y la configuración 5</i>	147
Figura 81 <i>T. de la distribución Chi-cuadrado 1 G.D.L. Confianza 99 %</i>	154

Resumen

La propuesta del presente proyecto relaciona las ciencias de la termodinámica y mecatrónica al servicio de los estudiantes, cuyo objetivo es desarrollar un sistema automatizado para el análisis del efecto de evaporación ulterior. El cual se encuentra enfocado a supervisar los datos de temperatura en los distintos puntos del proceso en tiempo real. El sistema estará constituido por distintos subsistemas, en los cuales se seleccionarán los elementos por los cuales estarán formados, como son: la alimentación de agua que la misma tendrá que suministrar la cantidad necesaria, una caldera calentada por resistencias caloríficas para llegar a la temperatura adecuada, un generador corriente continua y una señal visual, un intercambiador de calor que permita condensar el vapor de agua. Los sensores que se utilizarán estarán correctamente calibrados para llevar a cabo mediciones de precisión, posteriormente las señales obtenidas de los sensores serán procesadas por una tarjeta de adquisición de datos, la cual tendrá la capacidad necesaria para poder procesar la información y dar como resultado la supervisión de los puntos críticos del sistema y visual mediante una pantalla. Los dispositivos de seguridad para el control de la temperatura de la caldera y una válvula de seguridad se encargan de que el funcionamiento sea seguro. El HMI del sistema opera en dos modos clave: el de pruebas para verificar los componentes individuales y el de central térmica para supervisar, controlar y evaluar el sistema en su conjunto, incluyendo la generación de gráficos que representan el Ciclo Rankine Real para evaluar su eficiencia.

Palabras clave: ciclo Rankine, central térmica, evaporación ulterior, control HMI.

Abstract

The proposal of the present project relates the sciences of thermodynamics and mechatronics to the service of students, whose objective is to develop an automated system for the analysis of the effect of subsequent evaporation. It is focused on monitoring the temperature data at different points of the process in real time. The system will be made up of different subsystems, in which the elements that will be used will be selected, such as: the water supply that will have to supply the necessary quantity, a boiler heated by heating resistances to reach the right temperature, a direct current generator and a visual signal, a heat exchanger that will allow condensing the water vapor. The sensors to be used will be properly calibrated to perform precision measurements, then the signals obtained from the sensors will be processed by a data acquisition card, which will have the necessary capacity to process the information and result in the monitoring of the critical points of the system and visual through a display. Safety devices for boiler temperature control and a safety valve ensure safe operation. The system's HMI operates in two key modes: the test mode to verify individual components and the thermal power plant mode to monitor, control and evaluate the system as a whole, including the generation of graphs representing the Real Rankine Cycle to evaluate its efficiency.

Keywords: Rankine cycle, thermal power plant, further evaporation, HMI control.

Capítulo I

Teoría, Investigación Bibliográfica

Introducción

El presente proyecto busca realizar el diseño e implementación de una estación central térmica de vapor para el análisis del efecto de evaporación ulterior controlado por HMI, para el funcionamiento experimental se puede transmitir todos los conocimientos de este importante campo del estudio técnico desde el punto de vista práctico. El estudio de evaporación ulterior es la humedad perdida aplicada a la diferencia de calor de un sistema, en este caso sería aplicada en la estación central térmica de vapor. De esta manera, se puede estudiar y comprender el comportamiento de las centrales térmicas de vapor en diversas condiciones de funcionamiento.

Mediante la utilización de componentes reales también se pueden aprender aspectos como las técnicas de medición, control y regulación. El espectro de centrales térmicas de vapor que se abarcara es de una planta de demostración simple, de pocos vatios de potencia. El comportamiento de funcionamiento se corresponde en muchos aspectos con el de las instalaciones reales de gran tamaño y permite, por lo tanto, una formación orientada a la práctica.

De tal forma para un correcto desarrollo del presente trabajo se tomó de guía la siguiente estructura:

Dentro del Capítulo I, se plantea la teoría investigación bibliográfica, el cual estará estructurado por el desarrollo de antecedentes de la investigación, permitiendo así una mejor contextualización de las materias a tratar, de igual forma se abordarán las bases teóricas que servirán de guía para el desarrollo de la investigación. En este primer Capítulo se priorizará el uso de información relacionada al detalle de las nociones acerca de los ciclos agua-vapor en

centrales de energía, vaporización ulterior, generador de vapor, central térmica de vapor, máquina de vapor y se profundizará en tópicos relacionados a la termodinámica.

En cuanto al Capítulo II, este abordará los temas relacionados al diseño de la estación central térmica; dentro del Capítulo III, se ahondará en relación con la implementación, para dar paso al Capítulo IV, dentro del cual, se presentarán las pruebas empleadas y resultados obtenidos.

Finalmente, dentro del Capítulo V, se plantean las conclusiones y recomendaciones a las cuales se llegaron posterior al desarrollo y cumplimiento de los objetivos planteados. Además, se detallarán las referencias bibliográficas utilizadas, así como los anexos e información que dé validez a la investigación.

Antecedentes

Los laboratorios de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Sede Latacunga se encuentran limitados en módulos de entrenamiento. Ya que el mundo está en un constante avance en tecnología, los estudiantes deben estar a la vanguardia, valga la redundancia de esta vanguardia tecnológica. Los estudiantes de la carrera de ingeniería mecatrónica se encuentran limitados por el número de estaciones donde se pueda realizar adquisición, control y supervisión de un proceso industrial real a escala.

Las centrales térmicas de vapor adoptan un papel clave en el suministro de energía eléctrica. Aparte de la producción de electricidad, en algunas centrales térmicas de vapor se utiliza una parte del calor generado para la calefacción urbana. Con ello, el ciclo de vapor de Clausius-Rankine sigue siendo hoy en día uno de los ciclos industriales utilizados más importantes. En una central térmica de vapor, una turbina de vapor, que es accionada con ayuda de vapor, genera energía mecánica. Esta energía mecánica es transformada en energía

eléctrica en generadores. El vapor requerido se puede generar, por ejemplo, con energía nuclear, combustibles fósiles, energía solar o geotermia.

Mediante optimizaciones de proceso, ha podido aumentarse el rendimiento de la producción de energía eléctrica continuamente en los últimos años. Hoy en día se logra un rendimiento total de aproximadamente el cuarenta y cinco por ciento. En función de la fuente de calor, que proporciona la energía térmica, se diferencia entre los siguientes tipos de centrales térmicas de vapor: central nuclear, central térmica de carbón, central térmica de petróleo, central eléctrica solar, central de energía de turbinas. Los principales elementos de las centrales térmicas son la fuente de calor, generador de vapor, turbina con generador, refrigeración.

Una central térmica de vapor consta de una fuente de calor para generar vapor, una turbina o máquina de vapor con generador, así como de un sistema de refrigeración para condensar el vapor de escape. En una máquina de vapor se convierte la energía termodinámica en forma de presión de vapor (proveniente de los generadores de vapor) en energía mecánica. Esta energía puede utilizarse después para la generación de corriente o para el accionamiento de máquinas y vehículos.

Formulación del problema

La educación superior actualmente se encuentra en una transición del método tradicional basada en transmisión de conocimientos al método de aprendizaje por competencias basada en formación integral establecido en problemas aplicados a equipos industriales, sin embargo, no todos los estudiantes tienen acceso a las empresas para la manipulación y consolidar los conocimientos adquiridos en el aula por lo que es necesario el equipamiento y actualización de los laboratorios técnicos.

Según (UNESCO, 2000) las prácticas para una ingeniería técnica debe tener espacio de trabajo concebido para la colaboración y la experimentación a distancia con objeto de investigar o realizar otras actividades creativas, y elaborar y difundir resultados mediante tecnologías difundidas de información y comunicación así los estudiantes de la carrera de ingeniería mecatrónica se encuentran limitados por el número de estaciones donde se pueda realizar adquisición, control y supervisión de un proceso industrial real a escala.

Gikandi, J.W. (2020), menciona que los ambientes de aprendizaje adecuados dan origen a un aprendizaje por CSCL (Computer Supported Collaborative Learning) Aprendizaje Colaborativo con Soporte del Computador y al aplicar nuevas metodologías de trabajos para el aprendizaje retrospectivo metodológico invitan al usos de técnicas como la de “estudios de casos” que al modificar las variables de la estación de vapor, permite que el estudiante obtenga criterios de cada componente y cómo resultado controlarlo de forma adecuada.

Objetivos del proyecto

Objetivo general

- Diseñar e implementar una estación central térmica de vapor para el análisis del efecto de evaporación ulterior controlado por HMI.

Objetivos específicos

- Investigar estaciones centrales térmicas con máquina de vapor.
- Diseñar una central térmica de vapor que permita realizar el análisis del efecto de evaporación ulterior.
- Diseñar un sistema de control y supervisión HMI aplicado a una central térmica de vapor.

- Realizar análisis térmico y pruebas de funcionamiento del sistema que validen el diseño.
- Establecer prácticas con sus respectivas guías para la estación central térmica de vapor para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado.

Justificación e importancia

Con la implementación de la estación central térmica de vapor se incentivaré el aprendizaje de competencias del ingeniero mecatrónico, desarrollando cambios sustanciales en los planteamientos de la educación con estrategias didácticas para la formación integral basada en problemas aplicados al control de un proceso industrial.

Se plantea una estación térmica de vapor que permitirá analizar el efecto de evaporación ulterior controlado por HMI, además de supervisar los datos de temperatura en los distintos puntos del proceso en tiempo real y como resultado la supervisión de los puntos críticos del sistema.

Para la estación propuesta se desarrollarán prácticas de laboratorio asistidas, los estudiantes interactúan de forma real con los componentes del ciclo logrando el reconocimiento de las partes de la estación central térmica de vapor y controlarlo de forma adecuada.

Se propone un equipo que puede mostrar en tiempo real los valores de temperatura que se está controlando en sus distintas etapas del proceso, impidiendo de esta manera el contacto directo del estudiante, evitando a la exposición de vapores de altas temperaturas y radiación térmica, lo que provoca el deterioro de la salud de las personas. A la vez mejorando el desarrollo del alumno en la parte práctica y así contar con la experticia necesaria para el ámbito de la industria existente.

Hipótesis

El diseño e implementación de una estación central térmica de vapor permitirá realizar análisis del efecto de evaporación ulterior.

Variables de investigación

Variables Independientes

Estación central térmica de vapor.

Variables Dependientes

Efecto de evaporación ulterior.

Estado del arte

Central Térmica de Vapor

Hoyos et al, (2020) afirman que una máquina de vapor es un motor de combustión externa que transforma la energía de una cierta cantidad de vapor de agua en trabajo mecánico. En esencia el ciclo de trabajo se realiza en dos etapas: habiéndose generado previamente el vapor en la caldera por calentamiento directo mediante la quema de algún combustible carbón o madera en sus inicios, derivados del petróleo y gas natural con posterioridad, el vapor es introducido en el cilindro arrastrando el émbolo o pistón en su expansión; empleando un mecanismo de biela-manivela éste se puede transformar en movimiento de rotación de, por ejemplo, el rotor de un generador eléctrico.

Con el funcionamiento eficiente de los generadores de vapor se es imposible lograr, sin la aplicación de una correcta estrategia de control automático, la cual además posibilita

aumentar la fiabilidad y seguridad en el funcionamiento de estos equipos. Actualmente, los generadores de vapor presentan un determinado nivel de automatización, sin embargo, como regla en los mismos se controlan los procesos asociados al régimen de combustión (presión, nivel, flujo de vapor, relación aire combustible, temperatura del vapor producido, temperatura de los gases producto de la combustión, etcétera). Es necesario destacar, que para lograr una alta eficiencia y fiabilidad en la explotación de los generadores de vapor resulta imprescindible desarrollar un control integral de todos los procesos asociados a la generación de vapor, entre los que se encuentran los procesos de preparación del combustible, generación de vapor y tratamiento de agua.

Estos dispositivos además de poseer una elevada fiabilidad y robustez permiten el desarrollo de sistemas de control lógico-secuenciales, así como de sistemas de control retroalimentados clásicos y avanzados.

(Fundación Terram, 2019) Los motores de vapor usados en los generadores de vapor valgan la redundancia son motor de expansión múltiple y motor de paletas o turbina de vapor. El motor de expansión múltiple. Estos motores usan tres o cuatro etapas de expansión. Estos motores usan una serie de cilindros de doble efecto que incrementan progresivamente el diámetro o la carrera, incrementando a la vez el volumen. Una turbina de vapor consiste en una serie de discos montados en un eje de potencia, denominados rotores, y de discos estáticos fijados en la carcasa de la turbina, denominados estatores. Los rotores tienen aspecto de ventilador, especialmente hacia el extremo más exterior. El vapor actúa sobre los álabes que conforman el rotor, produciendo así un movimiento rotativo. Tipos:

Centrales clásicas o convencionales: son aquellas cuyo proceso de generación eléctrica se deriva de la utilización de vapor como propulsor del movimiento de turbinas.

Centrales de ciclo combinado: la principal característica de este sistema es que su tecnología permite mover dos tipos de turbina, una accionada mediante el calor resultante de la combustión directa del gas; y otra, a través de la reutilización del calor desprendido de la combustión del gas, que es utilizado para producir vapor de agua y así activar un proceso clásico de generación termoeléctrica. Lo particular de esta tecnología es que permite una utilización más eficiente del combustible, es decir, genera la misma electricidad que una central clásica con una menor cantidad de combustible, provocando menos impactos ambientales y mayores grados de eficiencia.

Centrales duales: poseen la particularidad de estar adaptadas para operar mediante la utilización de dos combustibles diferentes, generalmente gas y petróleo, mientras que los procesos de combustión pueden variar entre clásica o de ciclo combinado, dependiendo del combustible utilizado.

Tabla 1

Ventajas y desventajas de centrales térmicas de vapor

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Soberanía energética • Reducción de costes • Rapidez • Menos emisiones 	<ul style="list-style-type: none"> • Tiene impacto ambiental • Costes finales de producción

Nota. Tomado de (Rethinking the Future, 2022)

El Ciclo Agua-Vapor en Centrales de Energía

RENOVETEC (2022) ha afirmado lo siguiente, el esquema de ciclo agua-vapor, el agua líquida comienza su ciclo en el pozo de condensado, que es un depósito situado normalmente debajo del condensador que recoge todo el vapor que se va condensando en este equipo, y

que constituye un primer almacén de agua para todo el circuito. Desde allí el agua debe atravesar todos los equipos que componen el ciclo agua-vapor.

Ciclos combinados gas-vapor

Inmaculada et al. (2014) concluyeron, I Ciclo combinado gas-vapor de un solo nivel de presión, II Ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, en el balance térmico del ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión la temperatura de salida de gases se encuentra en el entorno de 120°C. Con el fin de reducir esta temperatura, las pérdidas por calor sensible y mejorar el rendimiento del ciclo termodinámico, se puede aumentar a dos los niveles de presión de vapor en la caldera. III Ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión, añadiendo un tercer nivel de presión al ciclo se puede mejorar un poco más el rendimiento al recuperar más energía de los gases de escape de la turbina de gas.

IV Ciclo combinado gas-vapor con recalentamiento presenta diferentes configuraciones según el número de niveles de presión. En los ciclos con uno, dos o tres niveles de presión, el contenido de humedad en el vapor de la última etapa limita la posibilidad de aumentar la del vapor, lo que afecta la potencia obtenida en la turbina de presión de vapor. En el caso del ciclo con tres niveles de presión, se observa cierto recalentamiento cuando se mezclan los flujos de vapor de alta presión y presión intermedia, aunque el efecto de recalentamiento es leve debido al bajo flujo de vapor de presión intermedia. El concepto de recalentamiento introduce un cambio significativo en la turbina de vapor, ya sea con dos cuerpos diferenciados: alta presión y baja presión, o bien, un cuerpo de alta presión y otro para presión intermedia o baja presión. En este ciclo, el vapor se expande en el cuerpo de alta presión hasta la presión intermedia, luego vuelve a la caldera donde se mezcla con el vapor procedente del sobrecalentador de presión intermedia, y se recalienta juntos hasta una temperatura cercana a la del vapor de alta presión. Después, el vapor se expande en el cuerpo de presión intermedia-baja presión.

En el ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión y recalentamiento, no se produce mezcla de vapores en la turbina de vapor, lo que evita zonas de fatiga térmica debido a diferencias de temperaturas. El incremento de la presión del vapor de alta conlleva una reducción ligera de su masa, pero aumenta la masa del vapor de presión intermedia. El rendimiento del ciclo mejora gracias al recalentamiento y la humedad en la última etapa de la turbina se reduce al 10%, un valor significativamente más bajo que el 16-18% del ciclo con triple nivel de presión, debido a que el vapor recalentado proporciona una humedad final más baja hasta el nivel de presión en el condensador. Además del ciclo mencionado, existen otras variantes, como el V Ciclo combinado gas-vapor con recalentamiento y alta presión de un solo paso, así como el ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión y recalentamiento.

Máquina de Vapor

Navas (2020), dice que es tal vez imposible dar una fecha exacta de la creación de la máquina de vapor o atribuir a algún inventor de manera específica, pues a lo largo de la historia se han venido desarrollando diferentes modificaciones a rudimentarios aparatos que, sin aplicación práctica en principio, que posteriormente llegaría hasta la sofisticada máquina de Watt. Una primera aproximación la podemos encontrar en el manuscrito titulado *Spiritualia seu Pneumatica* de Herón de Alejandría, en el que describe diversos artefactos en el que ya se daba un uso al vapor de agua, tal es el caso.

Dejando a un lado el uso que se daba a estos grandes descubrimientos, no de deja de ser apenas fascinantes como ya en la época de Herón se usaba el vapor como fuente de energía para generar trabajo, sin embargo, en este mismo sentido, también es sorprendente el hecho de que desde esta época no se encuentre evidencia del uso del vapor para fines prácticos.

(studocu, 2023), Una vez alcanzado el final de carrera el émbolo retorna a su posición inicial expulsando el vapor de agua. El ciclo se controla mediante una serie de válvulas de entrada y salida que regulan la renovación de la carga, es decir, los flujos del vapor hacia y desde el cilindro. Este tipo de motores fue utilizado ampliamente en locomotoras, motores marinos, bombas y diversos equipos, teniendo gran relevancia en el desarrollo de la Revolución Industrial, su importancia es comparable con la creación y el desarrollo del computador para la revolución tecnológica actual. En la actualidad la utilidad de este tipo de máquinas ha sido un tanto rezagado, esto debido a su baja eficiencia, sin embargo, se ha reemplazado por unas pseudo-máquinas de vapor, que ya no poseen un émbolo (o desplazamiento positivo) sino que son atravesadas por un flujo de continuo de vapor, recibiendo como nombre turbinas de vapor, o en el área de transporte ha sido reemplazada por motores de combustión interna, en la industria por motores eléctricos, principalmente. Tipos:

Máquinas de émbolo. Las máquinas de émbolo utilizan vapor presurizado. A través de pistones de doble efecto, el vapor presurizado entra alternativamente a cada lado mientras que por el otro se libera o se envía a un condensador.

La energía es absorbida por una barra de deslizamiento sellada contra el escape del vapor. Esta varilla, a su vez, acciona una biela conectada a una manivela para convertir el movimiento alternativo en movimiento rotatorio.

Motores de expansión múltiple. El desarrollo de este tipo de motor era importante para su uso en buques de vapor, ya que el condensador, al recuperar un poco de la potencia, convertía nuevamente el vapor en agua para su reutilización en la caldera.

Las máquinas de vapor terrestres podrían agotar gran parte de su vapor y ser rellenas de una torre de agua dulce, pero en el mar esto no era posible.

Motor uniflow o de flujo uniforme. Este tipo de motor utiliza vapor que sólo fluye en una dirección en cada mitad del cilindro. La eficiencia térmica se logra teniendo un gradiente de temperatura a lo largo del cilindro. El vapor siempre entra por los extremos calientes del cilindro y sale por unas aberturas en el centro del enfriador.

Turbinas de vapor. Las turbinas de vapor de alta potencia utilizan una serie de discos giratorios que contienen una especie de palas tipo hélice en su borde exterior. Estos discos móviles o rotores se alternan con anillos estacionarios o estatores, fijados a la estructura de la turbina para redirigir el flujo del vapor. Debido a la alta velocidad de operación, tales turbinas están normalmente conectadas a un engranaje de reducción para accionar otro mecanismo tal como una hélice de un buque.

Motores de propulsión. Existe un motor de propulsión submarino que utiliza vapor de alta presión para atraer agua a través de una toma en la parte delantera y expulsarlo a alta velocidad por la parte trasera. Cuando el vapor se condensa en el agua, se crea una onda de choque que expulsa el agua por detrás.

Generador de vapor de corriente continua

(Enel Green Power S.p.A., 2022), La turbina eléctrica es un dispositivo capaz de transformar la energía cinética de un fluido en energía mecánica. Es un elemento esencial de las centrales eléctricas y muestra un rendimiento altísimo: se estima que las turbinas son capaces de convertir más del 90% de la energía cinética del fluido que captan en energía mecánica.

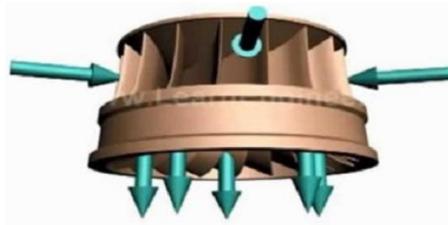
Una turbina eléctrica está formada por una parte fija, llamada estator, y por la rueda o rotor. El primero sirve para dirigir y regular el caudal de agua y el segundo transfiere la energía

cinética del fluido al eje en el que está montado. Selección del Generador de Corriente Continua.

Hay tres tipos principales de turbina, dependiendo del caudal de fluido y de la diferencia de presión son la turbina Francis, la turbina Pelton y la turbina Kaplan. (Enel Green Power S.p.A., 2022)

Figura 1

Turbina Francis



Nota. Tomado de (Enel Green Power S.p.A., 2022)

Turbina Francis. Fue desarrollada en 1848 por el ingeniero angloamericano James B. Francis y es el tipo de turbina hidráulica más utilizado. Es una turbina de flujo centrípeto en la que el agua llega al rotor a través de un conducto en espiral; después, un rodillo en la parte fija dirige el caudal para invertir las palas del rotor.

Figura 2

Turbina Pelton

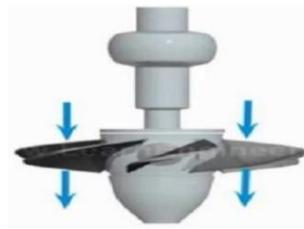


Nota. Tomado de (Enel Green Power S.p.A., 2022)

Turbina Pelton. Fue introducida en 1879 por el carpintero e inventor americano Lester Allan Pelton. Su principio de funcionamiento refleja el de la clásica noria con paletas de los antiguos molinos de agua, reelaborada para aumentar su eficiencia: el agua se transporta a la tubería forzada, que cuenta con una boquilla en el extremo, una obturación que aumenta la velocidad del agua. El chorro de agua que sale de la boquilla golpea las palas del rotor, que tienen forma de cuchara.

Figura 3

Turbina Kaplan.



Nota. Tomado de (Enel Green Power S.p.A., 2022)

Turbina Kaplan. Que vio la luz en 1913 gracias al profesor austriaco Viktor Kaplan, sigue el principio de las hélices de un barco. La turbina Kaplan es una turbina de tipo axial en la que el caudal de agua hace que los álabes de la hélice giren hacia adentro y hacia afuera en dirección axial con respecto al eje de rotación de la hélice. Gracias a la posibilidad de ajustar el ángulo de incidencia de las palas, tiene la ventaja de proporcionar un excelente rendimiento con pequeños saltos, pero también con grandes variaciones en el caudal.

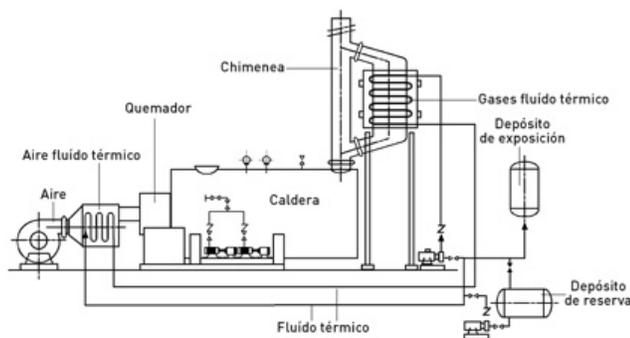
Generador de Vapor

Burghardt (1996) dice que, el vapor ha sido durante siglos un medio para la calefacción y para la obtención de energía mecánica a través de la conversión de la energía calórica de los combustibles fósiles del planeta. Esta fuente de energía ha tenido un amplio uso y en la

actualidad es difícil que exista una industria donde no se utilice. Sin embargo, debido al creciente déficit que presentan en la actualidad los recursos energéticos no renovables, poseen una significativa importancia los trabajos encaminados a lograr un uso racional y eficiente de dichos recursos. La forma más común de producir vapor es a partir de los generadores de vapor (calderas). Un generador de vapor es un equipo capaz de transformar en energía térmica, la energía contenida en los combustibles fósiles mediante su combustión y transferirla al agua para generar vapor, el cual en lo adelante se utilizará como tal o como sustancia de trabajo en otros equipos o procesos.

Figura 4

Diagrama tecnológico de un generador de vapor pirotubular



Nota. Tomado de (Burghardt, 1996)

Los generadores de vapor se subdividen en dos grandes grupos: los pirotubulares y los acuotubular. Se presenta un diagrama tecnológico de un generador de vapor pirotubular. Indiscutiblemente, en todo el sector industrial resulta indispensable la explotación de los generadores de vapor de forma eficiente, pues ello implica un ahorro significativo de combustible, el cual al ser un recurso no renovable presenta precios elevados en el mercado internacional.

Tabla 2

Ventajas y desventajas de caldera pirotubular vertical

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Buena producción de vapor • Construcción rápida • Fácil mantenimiento • Costo relativamente bajo • Ocupa un área reducida para su instalación 	<ul style="list-style-type: none"> • Transferencia de calor regular por ser de un solo paso • Cámara de combustión pequeña • Cámara de vapor relativamente pequeña

Nota. Tomado de (Cajamarca Corral, Diseño y construcción de una caldera pirotubular horizontal de tres pasos)

Figura 5

Caldero pirotubular vertical



Nota. Tomado de (Cajamarca Corral, Diseño y construcción de una caldera pirotubular horizontal de tres pasos)

Tabla 3

Ventajas y desventajas de caldera pirotubular horizontal

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Buena producción de vapor • Buena transferencia de calor • Fácil mantenimiento • Variedad de tamaños y diseños 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor cantidad de accesorios • Costo relativamente elevado • Mayor complejidad en su construcción

Nota. Tomado de (Cajamarca Corral, Diseño y construcción de una caldera pirotubular horizontal de tres pasos)

Resistencia Calentadoras

(Electro Silvania, 2022), Las resistencias calentadoras convierten energía eléctrica en calor. Procedimiento descubierto por James P. Joule cuando en 1841 al hacer circular corriente eléctrica a través de un conductor se liberó calor por encontrar resistencia. En la actualidad las resistencias calentadoras se utilizan para infinidad de aplicaciones. La gran mayoría de ellas son fabricadas con un alambre de una aleación de níquel (80%) y cromo (20%). Esta aleación soporta temperaturas muy altas (1000°C), es resistivo (condición necesaria para generar calor), es muy resistente a los impactos y es inoxidable. Existen muchos otros materiales exóticos empleados para hacer resistencias calentadoras: platino, disiliciuro de molibdeno y el carburo de silicio. El carburo de silicio tiene un punto de fusión de 2730 °C.

Resistencias eléctricas para inmersión. (Electro Silvania, 2022), Utilizadas para el calentamiento de líquidos en tanques de diferentes tamaños. Usando una unión roscada, con brida y racores. La resistencia está compuesta de elementos tubulares los cuales se definen teniendo en cuenta la potencia total que debe tener la resistencia. Es indispensable que la resistencia siempre va a estar sumergida como los electrodos.

Resistencias eléctricas planas. (Electro Silvania, 2022), Utilizadas para calentar superficies planas en moldes. Lo más importante para el correcto funcionamiento de las resistencias eléctricas planas es un buen ajuste toda su área, el aislamiento térmico en una de las caras.

Resistencias de alta densidad. (Electro Silvania, 2022), Resistencias tubulares con salidas en cable por un solo extremo. Son usadas para calentar mordazas y moldes en

máquinas empacadoras y de procesamiento de polímeros. Debido a que en cada ciclo del proceso se debe sostener la temperatura, las resistencias deben tener la potencia suficiente, un buen ajuste en el molde. Para la instalación de las resistencias de alta densidad se debe considerar la dilatación que se va a presentar durante la operación. La recomendación es dejar máximo 2 micras de diferencia en el diámetro con respecto a la perforación.

Resistencias tipo abrazadera. (Electro Sylvania, 2022), Son elementos para el calentamiento de superficies cilíndricas en procesos industriales. Se puede garantizar el ajuste del elemento calefactor a la superficie cilíndrica (Tanque, cañón de extrusión, cabezal, tambor metálico entre otros). Por otro lado, las resistencias tipo abrazadera tubulares son la mejor opción cuando el ambiente de operación tiene contaminantes tales como: exceso de material polimérico, humedad, materiales corrosivos.

Tabla 4

Ventajas y desventajas de las resistencias calentadoras

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Eficiencia térmica • Control de temperatura • Respuesta rápida • Facilidad de instalación • Variedad de tamaños y formas 	<ul style="list-style-type: none"> • Calentamiento no uniforme • Potencial de sobrecalentamiento • Tiempo de limitado de vida • Consumo de energía • Materiales tóxicos

Nota. Tomado de (Electro Sylvania, 2022)

Figura 6

Resistencias eléctricas para inmersión



Nota. Tomado de (Julio Martinez Naya S.A., 2018)

Válvula de seguridad

(Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España, 2019), La válvula de seguridad de resorte es el dispositivo más empleado para el alivio de presión. Se puede definir como un dispositivo que automáticamente sin otra asistencia de energía que la del propio fluido implicado, descarga el fluido para evitar que se exceda una presión predeterminada y que está diseñada para que vuelva a cerrar y se evite el flujo adicional de fluido después de haberse restablecido las condiciones normales de presión.

Para entender los diferentes tipos de válvulas de seguridad se debe conocer la terminología empleada más importante.

- **Presión de diseño:** Es la máxima presión de trabajo a la temperatura de diseño y será utilizada para el cálculo resistente de las partes a presión del aparato. También se puede definir como la presión utilizada para el cálculo del espesor de un recipiente o un sistema de tuberías.
- **Presión de tarado o consigna:** Es la presión manométrica predeterminada a la que empieza a ascender la válvula de seguridad.
- **Sobrepresión:** Es el incremento de presión sobre la presión de tarado durante el ascenso de la válvula. Se alcanza el valor máximo cuando la válvula está completamente abierta. Se expresa normalmente como un porcentaje de la presión manométrica de tarado.
- **Presión de alivio:** Es la suma de la presión de tarado más la sobrepresión.
- **Escape, despresurización, subpresión de reasiento, (Blowdown):** Es la diferencia entre la presión de tarado y la presión del cierre de nuevo cuando la válvula

retorna a su posición normal de descanso. Este término se expresa normalmente como un porcentaje de la presión de tarado.

- Contrapresión: Es la presión estática existente en la boca de salida de una válvula de seguridad. La contrapresión puede estar impuesta por las condiciones de flujo en el sistema de descarga u originada por el flujo de escape desde la válvula de seguridad a través del sistema de descarga.
- Acumulación: Es el incremento de presión sobre la presión de diseño del equipo durante la descarga a través del sistema de alivio. El término se refiere al equipo a proteger y no al dispositivo de alivio de presión. La acumulación máxima permitida está regulada por las normas y códigos de diseño o de trabajo de los equipos y sistemas. La acumulación es el aumento permitido en una situación de emergencia y puede variar del 10% de la presión de diseño, hasta el 25% para situaciones de incendio.
- Presión acumulada máxima permitida: Es la suma de la presión de diseño y la acumulación máxima permitida.
- Caudal de alivio requerido: Es el flujo calculado de descarga de fluido en las condiciones de alivio requeridas para mantener la presión en el equipo protegido en el valor de la acumulación permitida o por debajo de ella.
- Presión de trabajo o servicio: Es la presión normal de trabajo del aparato o sistema a la temperatura de servicio.

(Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España, 2019), La carga debida a la presión del fluido por debajo del disco de cierre de la válvula está contrarrestada sólo por una carga mecánica directa tal como un resorte, un peso o una palanca y un peso. Es el tipo más sencillo y de uso común sin características especiales para mejorar sus prestaciones. Normalmente

alcanzan su capacidad de descarga certificada a una sobrepresión del 10% para gases y vapores y del 10 al 25% para líquidos.

Tipos de válvulas. Se pueden distinguir tres tipos según sea su accionamiento:

Válvulas de seguridad de acción directa o convencionales. Las válvulas de seguridad de acción directa son válvulas cargadas axialmente que al alcanzarse una presión prefijada de tarado se abren automáticamente debido a la acción del fluido o presión sobre el disco de cierre de la válvula.

Es una válvula de seguridad que tiene aplicada una fuerza adicional (la presión suplementaria) en la parte superior del disco de cierre de la válvula para aumentar la fuerza de sellado y mejorar la hermeticidad (o estanqueidad) del asiento de la válvula hasta que se alcanza la presión de tarado. La carga suplementaria deberá ser fácilmente eliminable al alcanzar la presión máxima admisible. La fuerza adicional es proporcionada por una fuente de potencia externa (neumática, hidráulica o solenoide eléctrico) que se libera de forma fiable al alcanzar la presión de tarado permitiendo que abra la válvula y alivie el exceso de presión. Esta fuerza adicional vuelve a quedar aplicada para ayudar al reasiento de la válvula de seguridad, cuando la presión desciende por debajo de la presión de tarado.

(Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España, 2019), Es una válvula de seguridad del tipo de presión directa en la que la presión de tarado está afectada por cambios en la contrapresión superpuesta. Es una válvula mantenida cerrada por la acción de un muelle o resorte con una boquilla de abertura total debajo del asiento, con sombrerete y unos anillos de ajuste para variar el margen o intervalo entre la presión de tarado y la presión de reasiento o cierre después de la descarga de alivio de presión. Se fabrican en distintos diámetros nominales. La válvula normalmente está guiada por la parte superior a diferencia de la presentada. La parte exterior del disco de cierre de la válvula (parte que no está en contacto

con el fluido del recipiente a presión) está sometida a la contrapresión existente a la salida de la válvula, por lo que la fuerza aplicada por el muelle debe equilibrarse con las fuerzas ocasionadas por la presión de tarado y la contrapresión.

Válvulas de seguridad accionadas por válvula piloto o de acción indirecta.

(Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España, 2019), Las válvulas de seguridad de acción indirecta son aquellas en las que el soplado de la válvula principal se efectúa únicamente por la acción de una o varias válvulas de seguridad piloto. La válvula piloto debe actuar debidamente sin ayuda de ninguna fuente exterior de energía. En una disposición típica la presión de cierre del asiento de la válvula principal es proporcionada por la propia presión del fluido que actúa sobre una superficie de área mayor que la situada por debajo del disco de la válvula.

Cuando se alcanza la presión de tarado, la válvula piloto se abre, liberando la presión del fluido que actuaba sobre el área mayor del disco de cierre de la válvula principal y permitiendo que se abra la válvula principal para la descarga de alivio. Si son necesarios conductos tubulares de control, éstos serán cortos y de trazo sencillo.

Válvulas de seguridad equilibradas. (Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España, 2019), Son aquellas en las que se consigue equilibrar el efecto de la contrapresión mediante un fuelle o pistón. El fuelle tiene un área efectiva igual al área del asiento de la válvula por lo cual el efecto de la contrapresión sobre la presión de tarado queda eliminado. Están diseñadas para que se igualen las fuerzas ocasionadas por la contrapresión a ambos lados del disco de cierre de la válvula.

Intercambiador de calor (Unidad condensador)

(Silvera Pinzón, 2021), La unidad condensadora ofrece la mejor solución a los

problemas térmicos, brindando los límites más amplios de presión y temperatura. En la mayoría de los casos, los intercambiadores de calor son los más eficientes. Normalmente ofrecen la mejor solución a los problemas térmicos, proporcionando los límites de presión y temperatura más amplios dentro de las restricciones de los equipos actuales. Condensación. Es un factor responsable de la disipación de la energía de calor absorbida en el evaporador del compresor y la capacidad comprimida. Evaporación. Su función es absorber la energía térmica del entorno para enfriar, y aprovecha el cambio de estado de líquido a gas, la temperatura latente.

(Enel Green Power S.p.A., 2022), El condensador es el elemento del ciclo frigorífico que se ocupa de convertir a líquido el refrigerante en estado gaseoso que sale del compresor. Se trata del lugar donde se elimina el calor del sistema frigorífico. Es el sumidero final de la energía total del sistema.

(Silvera Pinzón, 2021), Los condensadores se clasifican en función del calor sensible y latente eliminando. El primer grupo lo forman los condensadores que se enfrían mediante aire o agua y, por ello, lanzan calor al exterior, mientras que el segundo grupo lo constituyen los que aprovechan el calor latente de vaporización del agua, ayudándose del corriente de aire.

Condensadores enfriados por aire. (Silvera Pinzón, 2021), El aire es un fluido del que se puede disponer de manera ilimitada. No obstante, tiene un calor específico pequeño $C_p = 1 \frac{kJ}{kg} \cdot ^\circ C$. También, el coeficiente de transmisión de calor entre un vapor en fase de condensación y un gas, como el aire, tiene un valor reducido. Como consecuencia, si se utiliza aire se necesita una gran cantidad para potencias frigoríficas relativamente pequeñas. El resultado son unos condensadores muy grandes, lo que comporta que no se suelen utilizar para potencias elevadas. Ahora bien, por el elevado precio del m^3 del agua y las restricciones frigoríficas de su uso, cada día se utilizan máquinas frigoríficas equipadas con condensadores de aire. Los condensadores de circulación natural de aire suelen usarse en instalaciones de

potencia reducida, como las neveras y los congeladores domésticos. Antes se construían de tubos con aletas, pero se acumulaba polvo y acabaron construyéndolos de tubos lisos en forma de serpentín soldados a una trama de hilos mecánicos.

Tabla 5

Tipos de Condensadores

Grupo	Enfriado por	Tipo	$U \frac{W}{m^2 \cdot C}$
Calor sensible	Aire	Circulación natural	9-11
		Circulación forzada	23-29
	Agua	De inmersión	232-580
		Multitubular horizontal	696-1160
		Multitubular vertical	812-1392
		De doble tubo a contracorriente	696-928
Calor latente	Atmosféricos	De lluvia	23-290
		De lluvia a contracorriente	812-1160
	Evaporación forzada	Evaporativos de tubos lisos	232-348
		Evaporativos con tubos aleteados	116-174

Nota. Tomado de (Silvera Pinzón, 2021)

Los condensadores de circulación forzada de aire. (Silvera Pinzón, 2021), Se usan para potencias mayores. Consisten en forzar la circulación del aire mediante uno o más ventiladores que aspiran el aire y lo conducen a través de la superficie de intercambio del condensador. Suelen ser habituales en los grupos frigoríficos llamados comerciales. El ventilador de impulsión o de aspiración se coloca con las palas lo más cerca posible de los tubos y aletas. Para evitar las fugas, este aire suele canalizarse aprovechando los laterales del condensador. Las velocidades recomendadas del aire oscilan entre 2 y 6 m/s.

Condensadores enfriados por agua. (Silvera Pinzón, 2021), Los condensadores enfriados por agua se pueden clasificar según si el agua es recirculada o no. Si el agua no se recircula, se toma de la red y se envía al desagüe después de pasar por condensador tiene que ir a parar a una torre de refrigeración en donde reduzca su temperatura antes de volver a entrar

en el condensador. Habrá que tener en cuenta la velocidad de esta agua y la caída de presión del circuito. Las velocidades altas comportan altos coeficientes de transmisión, pero producen erosión en los tubos. Además, necesitan bombas más grandes para superar las pérdidas de carga. Los condensadores enfriados por agua habitualmente tienen una gran solidez y un elevado poder de transmisión de calor. Hay cuatro tipos de estos condensadores: los de inmersión, los multitubulares horizontales o verticales y los de doble tubo a contracorriente.

Los condensadores de inmersión. (Silvera Pinzón, 2021), Son el modelo más antiguo de los que usan agua. Consisten en un serpentín que se coloca en el interior de un depósito cilíndrico que contiene agua. Actualmente no se utilizan, ya que resultan demasiado voluminosos y necesitan espacios demasiado grandes en la parte superior para poder extraer el serpentín.

Los condensadores de doble tubo a contracorriente. (Silvera Pinzón, 2021), Utilizan dos tubos concéntricos. El fluido refrigerante pasa por el espacio anular que queda entre los dos tubos, mientras que el agua pasa en sentido contrario por el tubo interior. Estos condensadores necesitan un recipiente de líquido para evitar que los tubos del condensador se inunden, ya que eso disminuiría su rendimiento.

Los condensadores multitubulares. (Silvera Pinzón, 2021), se caracterizan por estar conformados por un haz de tubos contenidos en una carcasa que los envuelve, quedando dos espacios para la circulación de los fluidos de manera aislada. Los condensadores multitubulares se suelen usar en combinación con torres de refrigeración. Los condensadores multitubulares verticales funcionan en posición vertical, de manera que el refrigerante circula por la carcasa y el agua por el interior de los tubos. El agua se recoge en un depósito que está en la parte inferior.

Condensadores atmosféricos. (Silvera Pinzón, 2021), La forma de extraer el calor se

basaba en elevar la temperatura del aire o del agua unos cuantos grados. En el caso del aire el gasto era mínimo, al contrario que en el caso del agua. Por ello se buscaron alternativas en las que no solo se utilizase el calor sensible, sino también el calor latente de vaporización. Estas soluciones dieron lugar a los condensadores atmosféricos de lluvia o de lluvia a contracorriente.

Los condensadores de lluvia. (Silvera Pinzón, 2021), Consisten en un serpentín vertical formado por tubos horizontales. En la parte superior hay un depósito que se encargaba de distribuir el agua a través de aperturas. En la parte inferior hay otro recipiente para la recogida de esa agua. Además, una bomba recirculaba el agua del recipiente inferior al superior. Se necesitaba reponer parte del agua que se había perdido por la evaporación. Estos modelos de condensadores se sitúan en los tejados y tenían que estar bien ventilados.

Los condensadores de lluvia a contracorriente. (Silvera Pinzón, 2021), Mejoran el rendimiento haciendo circular el refrigerante a contracorriente. Existen dos tipos: el Lebrun y el Block. El condensador Lebrun es un modelo de contracorriente parcial, mientras que el Block funciona totalmente a contracorriente. Ambos entran el vapor de refrigerante por la parte inferior del serpentín. Sin embargo, en el primero asciende hasta la parte superior y luego desciende hasta la salida, que está a la mitad del serpentín. Y en el segundo, en cambio, el refrigerante solo asciende, ya que la salida está en la parte superior.

Condensadores evaporativos. (Silvera Pinzón, 2021), Los condensadores evaporativos son una evolución de los condensadores atmosféricos. En ellos se ha añadido un ventilador que genera una corriente de aire a través del serpentín. Son una combinación de condensador y de torre de refrigeración. Los condensadores evaporativos están formados por una carcasa y un serpentín. Por su interior circula el refrigerante. El aire entra por la parte inferior de la carcasa y por debajo del serpentín, mientras que el agua cae en forma de lluvia por la parte superior sobre el serpentín y se recoge debajo mediante una bandeja. La circulación del aire es forzada mediante un ventilador que o bien aspira o impulsa. El agua que

moja el serpentín absorbe el calor cedido por el refrigerante en forma de calor sensible incrementando su temperatura. El aire que atraviesa la cortina de lluvia absorbe una parte de esa agua que la convierte en vapor, absorbiendo parte del calor del serpentín en forma de calor latente de vaporización. Para conseguir que el aire no arrastre gotas de agua se necesita que fluya a una velocidad razonable. Estos aparatos tienen un volumen sensiblemente inferior a los condensadores atmosféricos.

Parámetros característicos del condensador. (Silvera Pinzón, 2021), El calor cedido por el refrigerante en el condensador se compone del calor absorbido en el evaporador más el trabajo realizado por el compresor. De este modo, la capacidad del condensador en kW será:

$$Q_c = Q_e + N_{rc} \text{ (kW)}$$

Q_e es la capacidad frigorífica del evaporador, que se expresa en kW, y N_{rc} es la potencia real del compresor, que se expresa en kW. Esta capacidad tiene que coincidir con la capacidad proporcionada que está en función de la transferencia de calor:

$$Q_c = U * S * \Delta t$$

En esta expresión, U es el coeficiente global de transferencia de calor del condensador en $\frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C}$, S es la superficie de intercambio en m^2 y Δt la diferencia de temperatura media logarítmica entre la temperatura de condensación del refrigerante y la de entrada y salida del medio condensado en $^\circ C$.

La cantidad de calor eliminado del refrigerante está estrechamente relacionado con el incremento de la temperatura del medio, ya sea del aire o del agua. Este incremento depende directamente de la carga del condensador e inversamente del caudal de aire o de agua utilizado. Se puede calcular así:

$$t_s - t_e = \frac{Q_c}{m * C_p}$$

En la fórmula anterior, t_s y t_e son las temperaturas de salida y entrada del aire o del agua, Q_c es la capacidad del condensador en kW, m es el caudal de aire o de agua en kg/s y C_p es el calor específico del aire (1Kj/kg*°C) o del agua (4,18kJ/kg*°C). Si se requiere determinar el caudal de aire o de agua necesario en un condensador, se puede usar esta misma fórmula:

$$m_{aire} = \frac{Q_c}{C_p * \Delta t} \text{ en } \frac{kg}{s}$$

Para determinar la temperatura media logarítmica se usará la siguiente expresión:

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_c - t_e) - (t_c - t_s)}{\frac{\ln(t_c - t_e)}{t_c - t_e}}$$

En ella, t_c es la temperatura de condensación y t_e y t_s son las temperaturas respectivas de entrada y salida de aire o del agua.

Tipo de enfriamiento (Ciclo de refrigeración)

(Cabanzón Labat, 2018), Un equipo de intercambio de calor es el que transfiere energía térmica desde una fuente o un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través del aparato. Esta transferencia puede realizarse por contacto directo entre los fluidos o a través de una pared que separa la fuente y el fluido o los fluidos.

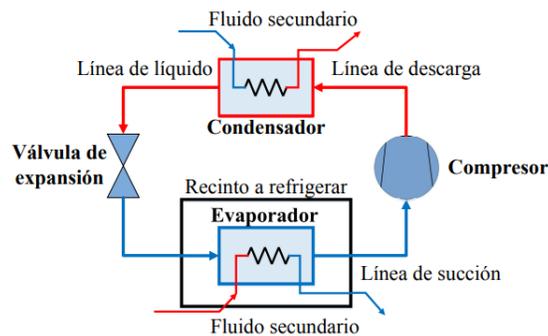
(Guillermo Bejarano, 2017), La aparición en los últimos años de nuevos diseños de sus elementos, los parámetros del sistema a las condiciones de trabajo, tanto en estado estacionario como en transitorio, ha permitido mejorar sensiblemente el Coeficiente de Comportamiento (COP, del inglés Coefficient of Performance). Recientemente están apareciendo trabajos enfocados no solo a la generación de frío, sino también a la gestión de

este. Entre las ventajas ofrecidas por estos sistemas de almacenamiento, destacan la oportunidad de flexibilizar las condiciones de operación, el diseño de equipos más pequeños.

Los componentes de un sistema de refrigeración básico se dividen en cuatro, cada uno de estos componentes efectúa una acción específica, la cual ayuda a que se contemplen distintos cambios en la refrigeración y esta sea adecuada y efectiva. Los componentes de un sistema de refrigeración son los siguientes:

Figura 7

Sistema de refrigeración por compresión



Nota. Tomado de (Guillermo Bejarano, 2017)

Expansión. Se encarga de crear una baja de presión entre el condensador y el evaporador. El expansor sólo puede recibir líquido. Es común encontrar un depósito de líquido en la salida del condensador, para evitar que haya gas a la entrada de dicho expansor.

Evaporación. Su función es absorber la energía térmica del entorno para enfriar, y aprovecha el cambio de estado de líquido a gas, la temperatura latente. Estos son tubos y aletas con ventilación forzada.

Compresión. Comprime los gases que proceden del evaporador, aumentando su presión y temperatura. El trabajo realizado por el compresor minimizará el consumo energético,

siendo su tamaño y control un parámetro fundamental para el rendimiento global de la instalación.

Condensación. Es un factor responsable de la disipación de la energía de calor absorbida en el evaporador del compresor y la capacidad comprimida. (Guillermo Bejarano, 2017)

Tabla 6

Ventajas y desventajas del sistema de enfriamiento.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Tecnología desarrollada y competitiva • Relativamente barato, tiene una gran capacidad refrigerante para la energía que se le aporta. 	<ul style="list-style-type: none"> • Instalaciones con alto porcentaje de consumo energético; impacto ambiental • Riesgo de fugas de refrigerantes con cierto riesgo toxicológico.

Nota. Tomado de (Guillermo Bejarano, 2017).

Análisis del ciclo Rankine simple

(Cengel, 2015), El ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos de la Figura 8

1-2 Bomba, compresión isentrópica

2-3 Caldera, adición de calor a presión constante

3-4 Turbina, expansión isentrópica

4-1 Condensador, rechazo de calor a presión constante

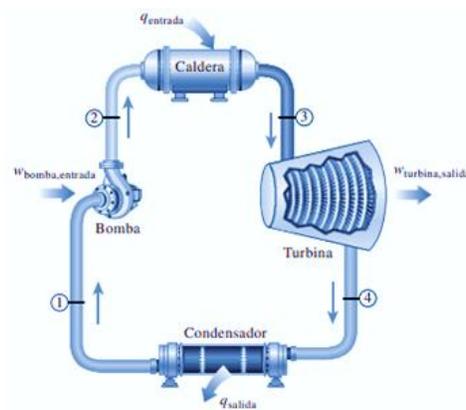
Estados de cada punto. (Cengel, 2015), El agua entra a la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se comprime isoentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera.

La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia vertical entre los estados 1 y 2 en el diagrama T-s se exagera de manera considerable para mayor claridad.

El agua entra a la caldera como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente 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 esencialmente a presión constante.

Figura 8

Análisis del ciclo Rankine

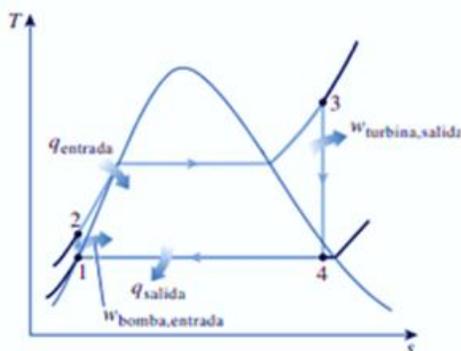


Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

La caldera, junto con la sección (sobrecalentador) donde el vapor se sobrecalienta, recibe el nombre de generador de vapor. El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina donde se expande isoentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico.

Figura 9

Diagrama temperatura, entropía del ciclo Rankine ideal



Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al condensador. En este estado el vapor es por lo general un vapor húmedo con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, el cual es básicamente un gran intercambiador de calor, rechazando el calor hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor sale del condensador como líquido saturado y entra a la bomba, completando el ciclo.

El área bajo la curva del proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; y observe que el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y que el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

Tipo de mezclas (temperatura, presión, eficiencia térmica)

(Cengel, 2015), El concepto de sustancia pura y el análisis de la física en los procesos de cambio de fase. Se ilustran varios diagramas de propiedades y las superficies P-v-T de

sustancias puras. Se introduce el factor de compresibilidad que toma en cuenta la desviación de los gases reales en su comportamiento respecto del de un gas ideal.

El enunciado correcto es “el agua hierve a 100 °C a 1 atm de presión”. En el ejemplo anterior. Si la presión dentro del cilindro se elevara a 500 kPa, el agua empezaría a hervir a 151.8 °C. Es decir, la temperatura a la cual comienza a hervir el agua depende de la presión; en consecuencia, si la presión es constante, sucede lo mismo con la temperatura de ebullición. A una determinada presión, la temperatura a la que una sustancia pura cambia de fase se llama temperatura de saturación (T_{sat}). Del mismo modo, a una temperatura determinada, la presión a la que una sustancia pura cambia de fase se llama presión de saturación (P_{sat}).

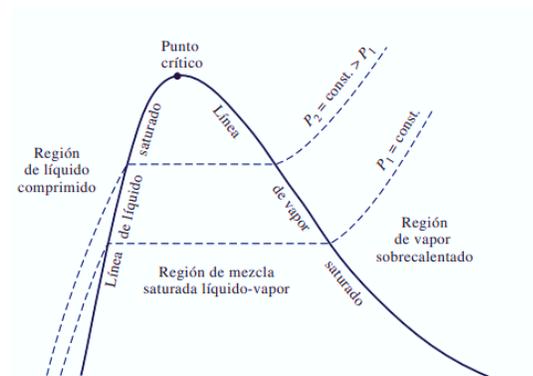
Las tablas de saturación que muestran la presión de saturación en función de la temperatura (o temperatura de saturación contra la presión) están disponibles prácticamente para todas las sustancias. Para fundir un sólido o vaporizar un líquido se requiere una gran cantidad de energía. La cantidad de ésta que es absorbida o liberada durante el proceso de cambio de fase se llama calor latente. Específicamente, la cantidad de energía absorbida durante la fusión se llama calor latente de fusión y equivale a la cantidad de energía liberada durante la congelación. De modo similar, la cantidad de energía absorbida durante la evaporación se llama calor latente de evaporación y es equivalente a la energía liberada durante la condensación.

Como la ilustrada para el agua en la Figura 10, se llama curva de saturación de líquido-vapor. Una curva de esta clase es característica de todas las sustancias puras. Lo que está detrás es el impulso natural para lograr el equilibrio de fases, al permitir que cierta cantidad de líquido se evapore actúa tras bambalinas. La presión de saturación del agua a 0°C es de 0.61kPa, por lo que los productos pueden enfriarse a 0°C disminuyendo la presión a este nivel. La velocidad de enfriamiento se incrementa al disminuir la presión debajo de 0.61kPa, pero esto no es conveniente debido al peligro de congelación y al costo adicional. (Cengel, 2015)

El enfriamiento por vacío normalmente es más caro que el convencional llevado a cabo por refrigeración, y su uso se limita a aplicaciones en los que el enfriamiento es mucho más rápido. El enfriamiento por vacío se convierte en congelación por vacío si la presión de vapor en la cámara de vacío disminuye por debajo de 0.61 kPa, que es la presión de saturación del agua a 0°C. (Cengel, 2015)

Figura 10

Diagramas de propiedades y las superficies P - v - T de sustancias puras



Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

Líquido comprimido. Considere un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene agua líquida a 20°C y 1 atm de presión. Se transfiere calor al agua hasta aumentar su temperatura a, por ejemplo, 40°C. A medida que aumenta la temperatura, el agua líquida se expande un poco y por consiguiente aumenta su volumen específico.

Líquido saturado. Un líquido que está a punto de evaporarse.

Vapor saturado. Una vez que empieza la ebullición, el aumento de temperatura se detiene hasta que se evapora todo el líquido. Es decir, si la presión se mantiene constante, durante el proceso de cambio de fase la temperatura también lo hará.

Conforme continúa la transferencia de calor, el proceso de evaporación continuará

hasta evaporarse la última gota de líquido. Cualquier cantidad de calor que pierda este vapor hará que se condense (cambio de fase de vapor a líquido). Un vapor que está a punto de condensarse se llama vapor saturado.

Vapor sobrecalentado. El proceso de cambio de fase termina de líquido a vapor y se alcanza una región de una sola fase. En este punto, transferir más calor da como resultado un aumento de temperatura y de volumen específico. Un vapor que no está a punto de condensarse (es decir, no es vapor saturado) se denomina vapor sobrecalentado.

Evaporación Ulterior

(© Real Academia Española, 2022), Para poder descubrir el significado del término ulterior. Proviene del latín ulterīor que puede traducirse como “más allá”, adjetivo; Situado de la parte de allá de un sitio o territorio. Que se dice, sucede o se ejecuta después de otra cosa. Como ejemplo el caso de una organización no gubernamental que junta tapas y botellas de plástico para reciclarlas y luego venderlas, obteniendo dinero que destina a combatir la desnutrición. El objetivo principal de esta ONG es colaborar con las personas que sufren problemas de alimentación; podría decirse, además, que ayudar al medio ambiente es un objetivo ulterior de la entidad. Esto se debe a que el fin ecológico está después de la contribución social contra la desnutrición.

(Ortiz Domínguez, 2017), La evaporación ulterior se la conoce como la pérdida de calor desde que el agua se evapora hasta que se condensa. También conocida como evaporación avanzada o múltiple. La evaporación ulterior es un proceso que se utiliza para concentrar aún más una solución después de la vaporación convencional. La evaporación ulterior es útil en estos casos, ya que permite concentrar la solución a través de un proceso de evaporación en múltiples etapas a presiones reducidas o al vacío. En cada etapa de evaporación, se retira

parte del solvente y se concentran los solutos. Luego, el vapor generado en cada etapa se condensa y se recircula para la siguiente etapa de evaporación, lo que ayuda a minimizar las pérdidas de componentes volátiles.

(MotorGiga, 2022), El estudio de evaporación ulterior es la humedad perdida aplicada a la diferencia de calor de un sistema. Este proceso se utiliza en diversas industrias, como la industria alimentaria, química, farmacéutica y de tratamiento de aguas, entre otras. Permite obtener concentrados más pesos y reducir el volumen de residuos líquidos, así como recuperar sustancias valiosas de soluciones diluidas. Es importante tener en cuenta que la evaporación ulterior es un proceso más complejo y requiere equipos y controles especializados para manejar el vacío y los flujos de vapor. Además, es necesario considerar las propiedades específicas de la solución y los componentes que se desean concentrar para garantizar la eficacia y la seguridad del proceso.

Bomba de agua

(Huaranga Camargo, 2020), La bomba de agua es un equipo eléctrico que se utiliza para llevar agua de un nivel a otro nivel con diferente presión y caudal. Máquina que se usa para extraer, elevar o impulsar líquidos y gases de un lugar a otro. Existen varios tipos de estas bombas de agua y se utilizan para diferentes usos.

Bombas sumergibles. Las bombas sumergibles son bombas de agua que se instalan sumergidas en un líquido y están diseñadas para empujar el fluido hacia la superficie y bombearlo hacia otros lugares. Las bombas sumergibles pueden ser muy útiles para bombear agua desde pozos hasta la casa, para regar el jardín o para cualquier uso en el que haya que impulsar agua hacia la superficie desde un depósito más bajo.

Bombas de sumidero. Este tipo de bombas están específicamente diseñadas para sótanos y espacios inundables. Son perfectos para hogares que están ubicados en áreas bajas y son susceptibles a posibles inundaciones. Las bombas de sumidero sacan el exceso de agua que se acumula en su sótano o debajo de su casa.

Bombas centrífugas. Las bombas centrífugas se utilizan principalmente en pozos poco profundos, ya que se deben colocar en la superficie. Extraen agua del pozo mediante el uso de la succión causada por la presión atmosférica. Este tipo de bombas pueden ser útiles para diferentes usos, siempre y cuando se coloquen en la superficie.

Bombas de presurización. Las bombas de presurización pueden ayudar a equilibrar la presión del agua, llevando hasta tu hogar la presión constante del agua que necesitas. Se tiene momentos de baja presión de agua en tu hogar una bomba de presurización es excepcional para este tipo de situaciones de bajo nivel de agua.

Las bombas Valisi. (Aiguapres, 2019), fabricadas por el grupo italiano Finder Pompe, son bombas peristálticas y por lo tanto de desplazamiento positivo, auto aspirantes y de dosificación. Dos rodillos opuestos presionan alternativamente el tubo. El retorno del tubo a su posición de reposo provoca un vacío que causa un efecto de succión. El otro rodillo empuja entonces el fluido hacia delante.

Control HMI

(Santos y Albarracín, 2019), Cuando los seres humanos y los computadores interactúan lo hacen a través de un medio o interfaz hombre – máquina, que definimos como HMI.

La HMI se define como un punto u objeto de interfaz que permite una conexión de dos procesos distinto que tienen un objetivo en común, poniendo en contacto seres humanos y máquinas lo que permite tener mayor control y visualización de los procesos.

Figura 11

Interfaz Humano Máquina



Nota. Tomado de (Santos y Albarracín, 2019)

(Santos y Albarracín, 2019), Algunas de estas interfaces son:

- Pantallas de texto
- Paneles de operación
- Pantallas táctiles
- PC industriales

Características Básicas de las HMI.

- **Indicación del estado del proceso:** Se utiliza equipos convencionales, terminales de video, impresoras, registradoras, diodos emisores de luz (LED). (Vasquez, G., 2016)
- **Tratamiento e indicación de alarmas:** Busca información para el operador de una anomalía en el proceso. Estas alarmas se pueden representar pantalla.

- Ejecución de acciones de mando: Se realiza por técnicas convencionales que pueden ser pulsadores, interruptores, potenciómetros, mouse, pantallas táctiles, etc.

Procesador (Tarjeta de control)

(Chicala, 2015), En el procesador se lleva a cabo todo el procesamiento de la información, la cual una vez adquirida puede ser exhibida en tiempo real, guardada en un archivo con algún formato de intercambio, transmitida a través de una LAN (Local Area NetWork) o a través de internet. La información adquirida puede ser analizada por medio de una computadora con algún cálculo complejo previo, como integración, derivación, transformaciones de Fourier, estadísticas, etcétera.

(Enríquez, Francisco, 2016), Las tarjetas de adquisición de datos son dispositivos diseñados para la adquisición y medición de señales que consiste en la toma de muestras de variables físicas del mundo real (sistema analógico por lo general), para generar datos que pueden ser manipulados por un programa diseñado en un ordenador.

Sensores

(Santos y Albarracín, 2019), Los datos de entrada y de realimentación de los sistemas de control se introducen mediante unos dispositivos, normalmente electrónicos que se denominan sensores. El sensor convierte la información que le llega del exterior en un impulso eléctrico, normalmente digital, que puede ser analizado y procesado por la unidad de control del sistema.

Existen diferentes tipos de sensores, en función del tipo de variable que tengan que medir o detectar:

Tabla 7*Tipos de sensores*

Sensores	Concepto
De contacto	Detecta el final el recorrido o posición límite de componentes mecánicos. Ejemplo: Finales de carrera
Ópticos	Detectan la presencia de un objeto o persona que interrumpe el haz de luz que llega al sensor. Ejemplo: Fotorresistencias, LDR
Térmicos	Los termistores son los principales sensores de temperatura
De humedad	Cables desnudos que conducen una pequeña cantidad de corriente si el ambiente es húmedo
Magnéticos	Detectan campos magnéticos que provocan los imanes o las corrientes eléctricas
Infrarrojos	Detecta franjas de ondas electromagnéticas cuya frecuencia es muy baja para que los ojos la detecten.
Inductivos	Detectan materiales ferrosos
Capacitivo	Detectan metales y no metales que al aproximarse a la superficie activa exceden una determinada capacidad.

Nota. Tomado de (Santos y Albarracín, 2019)

Capítulo II

Diseño y Definición de Componentes

Definición de la estructura funcional

Dentro del desarrollo del concepto de un producto, es necesario entender y tomar en cuenta aspectos cómo, el de determinar la manera que se guiará el trabajo y el establecimiento de cómo este deberá ser. Por lo cual, para llegar a este paso se tendrá en consideración la forma que debe funcionar el sistema. Este punto permite generar una amplia gama de operatividad de este y trabajar en cada punto de la central térmica de vapor. Finalmente, se destaca que los ya mencionados puntos tendrán por objetivo, el permitir trabajar de una forma más eficiente las diversas operaciones.

Diseño por Calidad

El sistema de central térmica de vapor al ser un proceso térmico y cíclico conlleva a pérdidas de energía. No puede superar el rendimiento del ciclo Rankine ideal correspondiente, para revisar la eficiencia en su calidad y riesgos en sus procesos. En el desarrollo de este apartado, se tendrá en consideración las necesidades de los usuarios, las cuales sumadas a un detalle de equilibrio y métrica dan como resultado las especificaciones inherentes dentro del cumplimiento del objetivo de la central térmica de vapor. Las métricas son un reflejo mensurable que se representan en las necesidades, por lo cual, con el cumplimiento de los parámetros detallados se logra cumplir con las necesidades y expectativas de los usuarios.

Diseño por calidad del sistema mecánico de la central térmica

Técnicas y herramientas para el aseguramiento de la calidad a lo largo del ciclo de vida de las partes mecánicas. Bases conceptuales de fatiga mecánica en componentes, mecánica

de la fractura, comportamiento en servicio de sistemas mecánicos.

Diseño por calidad del sistema eléctricas de la central térmica

Para la central térmica de vapor se realizan consideraciones electrónicas, para que el equipo específico se implemente dispositivos como sensores, procesadores, actuadores y HMI que están destinadas al control de los procesos, la selección y coordinación de las operaciones. La calidad en lo que respecta a los aspectos técnicos resulta necesaria a efectos de brindar una adecuada protección y como un incentivo a no tener gastos adicionales.

Diseño por calidad de la programación de la central térmica

La calidad del software es el conjunto de cualidades que lo caracterizan y que determinan su utilidad y existencia. Por lo cual la aplicación de la lógica de programación da buen funcionamiento en los sistemas para mejorar los procesos.

Casa de la Calidad

(Acosta Chanatásig, 2019), Casa de la Calidad o QFD (Quality Function Deployment) es un método gráfico que tiene como objetivo diseñar y producir un producto que pudiera satisfacer o exceder las necesidades del cliente y traducirlo a soluciones técnicas de diseño, enlistando en una matriz las necesidades de los clientes QUES o “atributos” comparándolas con las “características de diseño” COMOS.

La QFD conlleva a:

- Necesidad del operador.
- Exigencias técnicas.
- Relación entre necesidades del operador con las exigencias técnicas.
- Criterios de importancia.

- Características Técnicas y Generación de Objetivos.

Determinación de Parámetros

(Acosta Chantásig, 2019), Los requerimientos de la máquina se basan en necesidades que surgen en la Universidad de las Fuerzas Armadas sede Latacunga ya que existe una actualización de conocimientos, se tiene los siguientes requerimientos:

a) Voz del Usuario

- Funcionalidad, amigable con el operador.
- Operación eficiente.
- Durabilidad de los elementos de la máquina.
- Salvaguardar la integridad del operador.
- Estética.
- Inversión de bajo coste.
- Velocidad en el proceso.
- Fácil operación de la máquina, automático.

b) Voz del Ingeniero

- Diseño ergonómico.
- Diseño termodinámico del ciclo.
- Elementos resistentes al calor.
- Fiabilidad del sistema mecánico.
- Tolerancias y ajustes en la máquina
- Protección por aislamiento térmico.
- Nivel de automatización.
- Interfaz Humano Máquina (HMI)

Conclusión Casa de la Calidad

Con los criterios técnicos solicitados por los usuarios, se especifica el funcionamiento del sistema y las principales características del diseño.

- **Diseño termodinámico del ciclo:** Optimizar la transferencia de energía utilizada, para que la energía térmica entre los elementos que conforman el sistema termodinámico que se encuentran a diferentes temperaturas realicen sus trabajos de forma ideal.
- **Fiabilidad del sistema mecánico:** Existen importantes factores para tener en cuenta dentro de las características de los diferentes tipos de materiales que se va a trabajar teniendo en cuenta su dureza, además del tamaño, tipo de proceso, posicionamiento para lo cual las etapas deben estar sincronizados y realizar una correcta operación.
- **Tolerancias y ajustes de la maquina:** Las condiciones de funcionamiento entre piezas. Obliga a establecer holguras o aprietos como la condición de ajuste entre unión de tuberías, armado de la estructura, colocar los actuadores, sensores y etc. Todos estos ajustes implican necesariamente un mínimo juego.
- **Nivel de automatización:** En base a los requerimientos dados por la universidad se requiere un nivel de automatización III, de este modo la máquina optimizará el tiempo y visualización, donde únicamente un operario sea capaz de supervisar el correcto funcionamiento de todo el proceso.
- **Interfaz Humano Máquina (HMI):** Mediante el HMI el operario podrá tener el control y monitorización en todo el proceso, revelando la información operativa en tiempo real, con una utilidad adaptada a los requisitos y capacidades del operador.

- **Elementos resistentes al calor:** Tiene como finalidad que el calor generado por los procesos puede afectar las producciones cuando las piezas implicadas sufren daños al no resistir las altas temperaturas. Por esa razón es importante conocer los materiales resistentes al calor que son adecuados para los procesos de ingeniería. Los metales suelen mantener sus propiedades mecánicas ante temperaturas ambientes y su punto de fusión a altas temperaturas.
- **Diseño ergonómico:** Tiene como finalidad evitar los accidentes y patologías laborales, disminuir la fatiga física - mental, aumentar el nivel de satisfacción del trabajador, incrementar la productividad y disminuir los costes provocados por los errores, accidentes y bajas laborales. Donde el tamaño y forma del sistema depende principalmente de la distribución de los elementos que forman parte de este, además garantizar el correcto funcionamiento del sistema.
- **Protección por aislamiento térmico:** Parte de la necesidad de imponer un análisis cuidadoso para la eliminación de problemas de temperaturas altas ya que existes varios factores que afectan el resultado de lo que se desea obtener, como el calentamiento de la máquina. Los sellos que los conforman son de mucho cuidado por la temperatura a la que se encuentran expuestos. Esto los convierte en materiales resistentes al calor; sin embargo, cuentan con una temperatura de degradación que permite limitar la utilidad que tiene para evitar que se queme.

Los aspectos anteriormente descritos se hallan relacionados y son trascendentales para el óptimo funcionamiento de todo el sistema de la central térmica de vapor, por lo que es necesario realizar un análisis de cada uno de los elementos, su material y dimensiones a utilizarse, Para obtener un diseño robusto y rápido relativamente a los requerimientos de la Universidad de las Fuerzas Armadas sede Latacunga.

Diseño termodinámico del ciclo

Como estrategia para alcanzar el diseño termodinámico del ciclo se establece los cálculos de las partes de los estados con experiencia a estudios de ciencias adquiridas a base de ayuda en profesionales.

Los criterios para evaluar:

- Funcionalidad (Func)
- Eficiente (Efic)
- Durabilidad (Dur)
- Seguridad (Seg)
- Estética (Est)
- Bajo Costo (Cost)
- Fácil Operación (Oper)

Fiabilidad del sistema mecánico

Matriz de Evaluación

Como estrategia para poder seleccionar materiales del sistema mecánico se establece la técnica de criterios ponderados que ubica valores a criterios según experiencias empíricas o a base de ayuda en profesionales.

Tabla 8

Selección de materiales a usar en la estructura de la central térmica de vapor

Material para la estructura								
Criterios para evaluar	Func	Efic	Dur	Seg	Est	Cost	Oper	Total
Valores	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	10,5
Acero ASTM A36	1,5	0,5	1,1	1,5	0,3	0,5	1	6,4
aluminio T6	1,2	1,3	1,5	1,1	1,4	1,5	1	9
acero inoxidable	1,2	1,5	1,4	1,2	1,5	1,5	1	9,2

Se selecciona de la Tabla 8 de acuerdo con ponderaciones el mejor material para la construcción de la estructura de la central térmica de vapor es el Acero Inoxidable con un 9,2 de 10,5.

Generador de Corriente Continua

Se ocupará un generador que posea una fuerza electromotriz para alimentar luces de 5 voltios con un consumo máximo de corriente a 2 amperios. Dados los parámetros solicitados se puede obtener la potencia aparente que sería de 10 voltio-amperio. En consecuencia, se tiene las tres opciones de generadores más ocupados para centrales térmicas.

Tabla 9

Matriz morfológica del generador de corriente continua

Opción	Turbina Francis	Turbina Pelton	Turbina Kaplan
Característica			
Dimensión	+ Pequeño	0 Mediano	0 Mediano
Potencia eléctrica	+ Buena	0 Mediana	+ Buena
Construcción	+ Si	- No	- No
Calidad de los componentes	+ Buena calidad de materiales	- Materiales de baja calidad	- Materiales de baja calidad
SUMATORIA +	4	0	1
SUMATORIA -	0	2	2
SUMATORIA TOTAL	4	-2	-1

Se selecciona de la Tabla 9 de acuerdo con ponderaciones el mejor generador de corriente continua para la central térmica de vapor es la turbina Francis con un 4 de 4.

Cálculo del generador de corriente continua

El generador Francis debe tener las siguientes especificaciones:

$$S = \varepsilon * I$$

Donde:

ε : Fuerza electromotriz: 5 V dc

I : Corriente generada: 2 A dc

P : Presión de operación: 3 bar

S : potencia aparente

Para el cálculo del consumo de energía se considera la potencia aparente, entonces:

$$S = (5 \text{ v})(2 \text{ A})$$

$$S = 10 \text{ vA}$$

Selección del generador de corriente continua

Para nuestros valores de las características técnicas del generador de corriente continua tipo Francis, se procederá a seleccionar en la Figura 13 del catálogo de los generadores de corriente continua.

Figura 13

Catálogo de motor-generador a vapor

LIVE STEAM STEAM TURBINE POWER GENERATION UNIT JB-C	
	<p>Speed of about 20,000 rpm / min. Turbine wheel made of brass and aluminum. The rotor made of brass, the diameter is 41 mm. Spindle stainless steel 6mm. Arrangement has two stainless steel bearings. Base made of aluminum. Surface after oxidation treatment. Intake flange structure, the middle of the O-ring seal. It uses four stainless steel hex screws. Transmission wheel made of brass, diameter 12MM.</p> <p>Total Length: 138 mm Overall width: 72 mm Total height: 60 mm Weight: 437G</p>
	<p>Generator SPECIFICATIONS: Speed: 2150 rpm Voltage: 10 V-36V watts Voltage no load: 12 VDC Max Current: 2.4 Amps Dimensions: Length 70mm, width 48mm, height 63mm Weight: 198 G 2150 rpm / mini: DC 12v Maximum rated power 10w power 65w</p>

LIVE STEAM TURBINE ENGINE JUNIOR DECELERATION GROUP JB-A

Reduction ratio of 1: 5.5
 Compressed air test is working properly.
 Speed of about 20,000 rpm / min. Turbine wheel made of brass and aluminum.
 1 rotor made of brass, the diameter is 41 mm. Spindle stainless steel 6mm.
 Arrangement has two stainless steel bearings.
 Base made of aluminum. Surface after oxidation treatment.
 Intake flange structure, the middle of the O-ring seal. It uses four stainless steel hex screws.

Length: 97 mm
 Width: 87 mm
 Height: 72 mm
 Weight: 300 G

LIVE STEAM TURBINE ENGINE JUNIOR DECELERATION GROUP JT-A

Reduction ratio of 1: 5.5
 Compressed air test is working properly.
 Speed of about 20,000 rpm / min. Turbine wheel made of brass and aluminum.
 1 rotor made of brass, the diameter is 41 mm. Spindle stainless steel 6mm.
 Arrangement has two stainless steel bearings.
 Base made of aluminum. Surface after oxidation treatment.
 Intake flange structure, the middle of the O-ring seal. It uses four stainless steel hex screws.

Length: 97 mm
 Width: 87 mm
 Height: 72 mm
 Weight: 300 G

LIVE STEAM TURBINE ENGINE MULTI-STAGE REDUCTION GROUP JB-B

Reduction ratio of 1: 13.5
 Compressed air test is working properly.
 Speed of about 20,000 rpm / min. Turbine wheel made of brass and aluminum.
 1 rotor made of brass, the diameter is 41 mm. Spindle stainless steel 6mm.
 Arrangement has two stainless steel bearings.
 Base made of aluminum. Surface after oxidation treatment.
 Intake flange structure, the middle of the O-ring seal. It uses four stainless steel hex screws.

Length: 107mm
 Width: 87 mm
 Height: 72 mm
 Weight: 340 G

LIVE STEAM TURBINE ENGINE MULTI-STAGE REDUCTION GROUP JT-B

Reduction ratio of 1: 13.5
 Compressed air test is working properly.
 Speed of about 20,000 rpm / min. Turbine wheel made of brass and aluminum.
 1 rotor made of brass, the diameter is 41 mm. Spindle stainless steel 6mm.
 Arrangement has two stainless steel bearings.
 Base made of aluminum. Surface after oxidation treatment.
 Intake flange structure, the middle of the O-ring seal. It uses four stainless steel hex screws.

Length: 1110mm
 Width: 87 mm
 Height: 72 mm
 Weight: 343G

Nota. Tomado de (Microcosm Engine, 2023)

Caldera

Recipiente cuyo contenido está sometido a presión externa o interna, superior a 5 psi; y de diámetro interior mayor a 6". (ASME, 2016)

Tabla 10

Matriz de morfológica de la caldera

Opción	C. Acuatubular		C. Pirotubular horizontal		C. Pirotubular vertical	
Característica						
Dimensión	-	Grande	+	Pequeño	+	Pequeño
Producción de vapor	+	Buena	-	Baja	0	Mediana
Adaptación de accesorios	+	No	-	Si	-	Si
Material de construcción	-	Limitada	+	Variada	+	Variada
Mantenimiento	-	Difícil	+	Fácil	+	Fácil
SUMATORIA +	2		3		3	
SUMATORIA -	-		2		1	
SUMATORIA TOTAL	0		1		2	

Se selecciona de la Tabla 10 de acuerdo con ponderaciones la mejor caldera para la central térmica de vapor es la caldera pirotubular vertical. Con un 2 de 5.

Cálculo de la Caldera

Cargas. (ASME, 2016), Las principales cargas sometidas son a presión externa o interna, peso del recipiente y su contenido, cargas asociadas y accesorios, revestimiento, soportes, etc. Cargas debidas a vientos, sismos, etc. Cargas debido a expansiones térmicas. Reacciones cíclicas debido a variaciones de presión o temperatura.

Esfuerzos. (ASME, 2016), Esfuerzo a la tensión. Esfuerzo longitudinal a la compresión. Esfuerzo primario de membrana, inducido por combinación de cargas.

Criterios de diseño.

- Los recipientes serán diseñados, según ASME, SECCION 8, DIV. 1.
- Los recipientes serán diseñados para la presión y temperatura máxima.

- La MAWP estará limitada por el cuerpo o los cabezales. Se seleccionarán espesores comerciales.
- El mínimo espesor permitido para el cuerpo y los cabezales es 1/16”.
- La tolerancia por corrosión será la que aplique para las tuberías conectadas al recipiente. Los cabezales podrán ser, elipsoidales 2:1; o esféricos.

Alcance. (ASME, 2016), Cálculo del espesor de la carcasa, por presión interna.

Cálculo del espesor de los cabezales. Cálculo del peso del recipiente.

Bases de diseño. (ASME, 2016), Orientación de recipiente. Presión y temperatura de operación. Características del fluido de proceso. Dimensiones y ubicación de las boquillas.

Tabla 11

Eficiencia de las juntas (ASME SECT 8, Tabla UW-12)

Tipo	Descripción	Eficiencia de la junta, E		
		(a) Radiografía da totalmente	(b) Examinada por zonas	(c) No examinada
1	Junta a tope con doble cordón de soldadura, o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de soldadura depositada sobre la superficie interior y exterior de la pieza	1	0,85	0,7
2	Junta a tope con un solo cordón de soldadura, con tira de respaldo, que queda en su lugar después de soldar	0,9	0,8	0,65
3	Junta a tope con un solo cordón de soldadura, sin tira de respaldo	-	-	0,6
4	Junta a traslape de doble filete completo	-	-	0,55
5	Junta a traslape de un solo filete completo	-	-	0,5

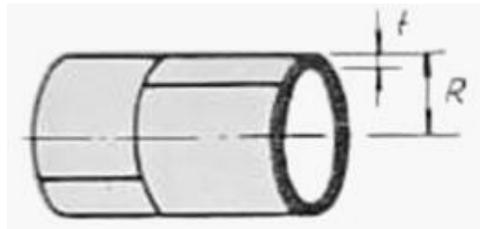
Nota. Tomado de (ASME, 2016)

(ASME, 2016), La caldera ya que es para una estación de laboratorio, no debe tener

gran tamaño, como se vio en la Tabla 10 para el trabajo será usado el caldero pirotubular vertical, se tendrá una presión máxima de 8 bar, un diámetro interno de 8 pulgadas, por el mejor material de construcción es el acero inoxidable especificado en la Tabla 8 entonces se obtiene la tolerancia de corrosión de el mismo que es de 0,07 pulgadas y esfuerzo máximo admisible de 7469,4 pascales. (Acerind, 2020) Se especificará la selección del diseño en la hoja de cálculo de calderas.

Figura 14

Casco cilíndrico



Nota. Tomado de (ASME, 2016)

Datos de diseño

P: presión interna de diseño: 116,03 psi = 8 bar

S: esfuerzo máximo admisible: 7469,4 psi

E: eficiencia de la junta: 1

R: radio interno de diseño: 4 pulg

D: diámetro interno de diseño: 8 pulg

C: tolerancia por corrosión: 0,07 pulg

$$t = \frac{PR}{(SE + 0,4P)}$$

$$t = \frac{116,03 \text{ lb/pulg}^2 * 4 \text{ pulg}}{(74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 1 + 0,4 * 116,03 \text{ lb/pulg}^2)} = 0,0062 \text{ pulg}$$

$$tm = t + c$$

$$tm = 0,0062 \text{ pulg} + 0,07 \text{ pulg} = 0,0762 \text{ pulg} = 1,94 \text{ mm}$$

Usar: placa comercial de 2mm

$$P = \frac{SEt}{R - 0,4t}$$

$$P = \frac{74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 1 * 0,0787 \text{ pulg}}{4 \text{ pulg} - 0,4 * 0,0787 \text{ pulg}} = 1481,269 \text{ lb/pulg}^2$$

Se tiene una presión de diseño de $1481,269 \text{ lb/pulg}^2$ mayor a la necesitada de $116,03 \text{ lb/pulg}^2$, entonces está correcto el cálculo de espesor para el casco cilíndrico de la caldera.

1. Generalmente rige el esfuerzo en la costura longitudinal.
2. Cuando el espesor de pared excede de la mitad del radio interior P excede $0,385 SE$, se aplicarán las fórmulas dadas. (ASME, 2016)

Figura 15

Esfera y cabeza hemisférica



Nota. Tomado de (ASME, 2016)

Datos de diseño

P : presión interna de diseño: 116,03 psi = 8 bar

S : esfuerzo máximo admisible: 74694,4 psi

E : eficiencia de la junta: 0,85

R : radio interno de diseño: 4 pulg

D : diámetro interno de diseño: 8 pulg

C : tolerancia por corrosión: 0,07 pulg

$$t = \frac{P * R}{2S * E + 0,8P}$$

$$t = \frac{116,03 \text{ lb/pulg}^2 * 4 \text{ pulg}}{2 * 74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 0,85 + 0,8 * 116,03 \text{ lb/pulg}^2} = 0,0037 \text{ pulg}$$

$$tm = t + c$$

$$tm = 0,0037 \text{ pulg} + 0,07 \text{ pulg} = 0,0737 \text{ pulg} = 1,86 \text{ mm}$$

Usar: placa comercial de 2mm

$$P = \frac{2SEt}{R - 0,8t}$$

$$P = \frac{2 * 74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 0,85 * 0,0787 \text{ pulg}}{4 \text{ pulg} - 0,8 * 0,0787 \text{ pulg}} = 2538,294 \text{ lb/pulg}^2$$

Se tiene una presión de diseño de 2538,294 lb/pulg² mayor a la necesitada de 116,03lb/pulg², entonces está bien el cálculo de espesor para el casco esférico de la caldera.

1. Para cabezas sin brida recta, use la eficiencia de la junta de la cabeza al casco si es menor que la eficiencia de las costuras de la cabeza.
2. Cuando el espesor de pared exceda de 0,956R, o P Exceda de 0,665SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el apéndice.

Datos de diseño

P : presión interna de diseño: 116,03 $psi = 8 \text{ bar}$

S : esfuerzo máximo admisible: 74694,4 psi

E : eficiencia de la junta: 1

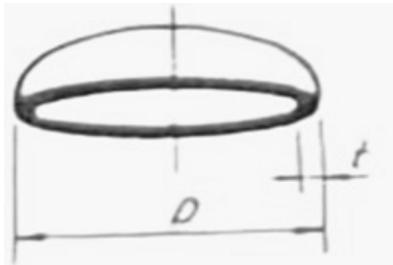
R : radio interno de diseño: 4 $pulg$

D : diámetro interno de diseño: 8 $pulg$

C : tolerancia por corrosión: 0,07 $pulg$

Figura 16

Cabeza elipsoidal 2:1



Nota. Tomado de (ASME, 2016)

$$t = \frac{P * D}{2SE + 1,8P}$$

$$t = \frac{116,03 \text{ lb/pulg}^2 * 8 \text{ pulg}}{2 * 74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 1 + 1,8 * 116,03 \text{ lb/pulg}^2} = 0,0062 \text{ pulg}$$

$$tm = t + c$$

$$tm = 0,0062 \text{ pulg} + 0,07 \text{ pulg} = 0,0762 \text{ pulg} = 1,94 \text{ mm}$$

Usar: placa comercial de $2mm = 0.0787pulg$

$$P = \frac{2SEt}{D - 1,8t}$$

$$P = \frac{2 * 74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 1 * 0.0787pulg}{8 \text{ pulg} - 1,8 * 0.0787pulg} = 1496,105 \text{ lb/pulg}^2$$

Se tiene una presión de diseño de $1496,105 \text{ lb/pulg}^2$ mayor a la necesitada de $116,03 \text{ lb/pulg}^2$, entonces está bien el cálculo de espesor para el casco elipsoidal de la caldera.

1. Para cabezas elipsoidales en las que la relación del eje mayor al menor sea diferente de 2:1, véase el Apéndice.

Selección de la Caldera

En la Tabla 12 se especificará la forma de la caldera especificada en la hoja de cálculo siguiente.

Tabla 12

Sección VIII: Para construcción de recipientes a presión. Div.1 hoja de cálculo

CÓDIGO ASME DE RECIPIENTES A PRESIÓN SECCIÓN VIII: PARA CONSTRUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN. DIV.1 HOJA DE CÁLCULO		Fecha:	22-10-29
		Por:	tesis
		Rev:	tesis
UG-27: ESPESOR DE LA CARCASA POR PRESIÓN INTERNA		PESO DEL RECIPIENTE	
© Carcasa cilíndrica <i>P</i> : presión interna de diseño: $116,03 \text{ psi} = 8 \text{ bar}$ <i>R</i> : radio interna de diseño: 4 pulg <i>S</i> : esfuerzo máximo admisible: $74694,4 \text{ psi}$ <i>E</i> : eficiencia de la junta: 1		<i>Pac</i> : peso específico del inox, kg/m^3 7950 500 <i>Pw</i> : densidad del agua, kg/m^3 7,847 <i>L</i> : longitud tangente - tangente, pulg -3,93 -1,97	

CÓDIGO ASME DE RECIPIENTES A PRESIÓN		Fecha:	22-10-29
SECCIÓN VIII: PARA CONSTRUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN. DIV.1		Por:	tesis
HOJA DE CÁLCULO		Rev:	tesis
<p>C: tolerancia por corrosión: 0,07 pulg</p> $t = \frac{116,03 \text{ lb/pulg}^2 * 4 \text{ pulg}}{(74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 1 + 0,4 * 116,03 \text{ lb/pulg}^2)}$ $= 0,0062 \text{ pulg}$ <p>$tm = 0,0062 \text{ pulg} + 0,07 \text{ pulg} = 0,0762 \text{ pulg}$</p> <p>(1) Esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales) $t = 0,0062 \text{ pulg}$</p> <p>(2) Esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales) $tm = 0,0762 \text{ pulg}$</p> <p>(3)</p>	<p>D_i: diámetro interior, pulg</p> <p>W_h: peso de un cabezal, kg</p> <p>T_c: espesor comercial, pulg</p>	<p>8</p> <p>508</p> <p>0.0787</p>	
UG-32: CABEZALES Y SECCIONES, PRESIÓN EN EL LADO CÓNCAVO		PESO VACÍO	
<p>© Esfera y cabeza hemisférica</p> <p>P: presión interna de diseño: 116,03 psi = 8 bar</p> <p>R: radio interna de diseño: 4 pulg</p> <p>S: esfuerzo máximo admisible: 74694,4 psi</p> <p>E: eficiencia de la junta: 0,8</p> <p>C: tolerancia por corrosión: 0,07 pulg</p> <p>t</p> $= \frac{116,03 \text{ lb/pulg}^2 * 4 \text{ pulg}}{2 * 74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 0,85 + 0,8 * 116,03 \text{ lb/pulg}^2}$ $= 0,0037 \text{ pulg}$ <p>$tm = 0,0037 \text{ pulg} + 0,07 \text{ pulg} = 0,0737 \text{ pulg}$</p> <p>(4) Esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales) $t = 0,0037 \text{ pulg}$</p> <p>(5) Esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales) $tm = 0,0737 \text{ pulg}$</p> <p>© Cabeza elipsoidal 2:1</p>	<p>Peso de caldera: 12,323 kg</p> $WE = 1,2 Pac \frac{\pi}{4} L [(D_i + 2t)^2 - D_i^2] + 2Wh$ <p>WE</p> $= 1,2(0,13028 \frac{\text{kg}}{\text{in}^3} \frac{\pi}{4} 17 \text{ pulg} [(8 \text{ in} + 2(0,079))^2 - 8^2] + 2(3,5)$ $WE = 12,323 \text{ kg}$ <p>Peso lleno de agua</p> <p>Peso del agua: 7 kg</p> $W_w = P_w \left(\frac{\pi}{4}\right) D_i^2 L$ $W_w = 0,0082 \frac{\text{kg}}{\text{in}^3} \left(\frac{\pi}{4}\right) 8^2 (17 \text{ pulg})$ $W_w = 7 \text{ kg}$		

CÓDIGO ASME DE RECIPIENTES A PRESIÓN		Fecha:	22-10-29
SECCIÓN VIII: PARA CONSTRUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN. DIV.1		Por:	tesis
HOJA DE CÁLCULO		Rev:	tesis
<p><i>P</i>: presión interna de diseño: 116,03 <i>psi</i> = 8 <i>bar</i> <i>R</i>: radio interna de diseño: 4 <i>pulg</i> <i>S</i>: esfuerzo máximo admisible: 74694,4 <i>psi</i> <i>E</i>: eficiencia de la junta: 1 <i>C</i>: tolerancia por corrosión: 0,07 <i>pulg</i></p> $t = \frac{116,03 \text{ lb/pulg}^2 * 8 \text{ pulg}}{2 * 74694,4 \text{ lb/pulg}^2 * 1 + 1,8 * 116,03 \text{ lb/pulg}^2}$ $= 0,0062 \text{ pulg}$ <p>$tm = 0,0062 \text{ pulg} + 0,07 \text{ pulg} = 0,0302 \text{ pulg}$</p> <p>(6) Esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales) $t = 0,0062 \text{ pulg}$</p> <p>(7) Esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales) $tm = 0,0762 \text{ pulg}$</p>	<p>Peso total (kg) 19,323 kg</p> $Wf = WE + Ww$ $Wf = 12,323 \text{ kg} + 7 \text{ kg}$ $Wf = 19,323 \text{ kg}$		

Nota. Tomado de (ASME, 2016)

Bomba de agua

La bomba de agua es esencial en una amplia variedad de aplicaciones, incluyendo sistemas de suministro de agua potable, riego agrícola, sistemas de enfriamiento industrial, sistemas de calefacción y muchas otras aplicaciones donde el transporte eficiente de agua o líquidos es necesario.

Tabla 13

Matriz morfológica de bombas de agua

Opción	B. Sumergibles	B. Centrífgas	B. De Presurización	B. Valisi
Característica				
Caudal	- 11,5 lt/min	+ 80 lt/min	+ 51 lt/min	0 32 lt/min
Cavitación	+ No	- Si	+ No	+ Si
Cilindrada	+ 30 cm ³ /r	+ 50 cm ³ /r	+ 30 cm ³ /r	0 20 cm ³ /r

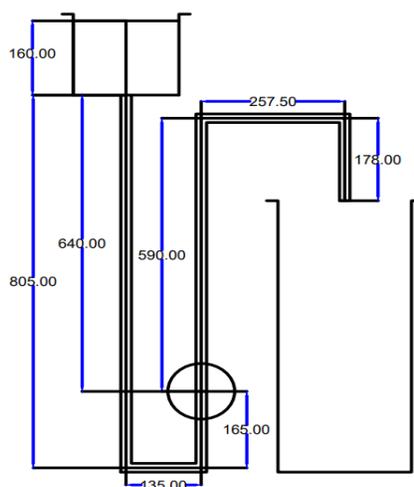
Opción	B. Sumergibles		B. Centrífugas		B. De Presurización		B. Valisi	
Característica								
Dimensión	0	Grande	0	Normal	+	Pequeña	0	Normal
Caudal	-	Variable	+	Constante	+	Constante	-	Variable
SUMATORIA +	2		3		5		1	
SUMATORIA -	2		1		0		1	
SUMATORIA	0		2		5		0	
TOTAL								

Se selecciona de la Tabla 13 de acuerdo con ponderaciones la mejor bomba de agua para la central térmica de vapor es la bomba de presurización para inmersión, con un 5 de 5.

Cálculo de la bomba de agua

Figura 17

Diagrama para el cálculo de la bomba de agua



Nota. La imagen esta realizada de acuerdo con la sugerencia del funcionamiento de las bombas de presurización.

Para la selección de la bomba nos basamos en el diseño para el llenado del caldero en obtener las especificaciones de potencia, caudal, altura elevación del fluido.

$$NPSH_{disponible} = H_s + H_a - H_{vp} - H_f$$

Donde:

NPSH: altura neta positiva de aspiración

H_s: presión estática del fluido

H_a: altura de aspiración = 640 mm = 0,640 m

L: longitud de la tubería de cobre en aspiración = 165 + 135 + 805 = 1105 mm = 1,105 m

D: diámetro de tubería = 3/4 pulgada = 0,019 m

H_{vp}: presión de vapor

H_f: pérdida de la tubería de aspiración

Figura 18

Relación altura sobre el nivel del mar, presión atmosférica

Altura sobre el nivel del mar		Presión atmosférica (Pa)	
m	ft	m	Pa
0	0	10.33	14.69
250	820	10.03	14.26
500	1640	9.73	13.83
750	2640	9.43	13.41
1000	3280	9.13	12.98
1250	4101	8.83	12.55
1500	4291	8.53	12.13
1750	5741	8.25	11.73
2000	6561	8.00	11.38
2250	73.81	7.75	11.02
2500	8202	7.57	10.68
2750	9022	7.28	10.35
3000	9842	7.05	10.02
3250	10662	6.83	9.71
3500	11483	6.62	9.42
3750	12303	6.41	9.12
4000	13123	6.20	8.82
4250	13943	5.98	8.52
4500	14764	5.78	8.22

Nota. Tomado de (Mott, 2015)

De la Figura 18 se tiene una altura promedio de Latacunga de 2860 m para obtener la presión estática del fluido.

Procedemos a interpolar para el valor de altura de Latacunga.

Tabla 14

Interpolación para hallar Hs

Altura sobre el nivel del mar [m]	Presión atmosférica [m]
2750	7,28
2860	Hs
3000	7,05

$$Hs = 7,1788 \text{ m}$$

De la Figura 19 se tiene una temperatura promedio del agua en Latacunga de 11,2° C para obtener nuestra presión de vapor.

Figura 19

Relación temperatura, carga de presión de vapor

Temperatura °C	Presión de vapor KPa (abs)	Peso específico (KN/mt ³)	Carga de presión de vapor (mt)
0	0.6105	9.806	0.06226
5	0.8722	9.807	0.08894
10	1.228	9.804	0.1253
20	2.338	9.789	0.2388
30	4.243	9.765	0.4345
40	7.376	9.731	0.7580
50	12.33	9.690	1.272
60	19.92	9.642	2.066
70	31.16	9.589	3.250
80	47.34	9.530	4.967
90	70.10	9.467	7.405
100	101.3	9.399	10.78

Nota. Tomado de (Mott, 2015)

Procedemos a interpolar para el valor de altura de Latacunga.

Tabla 15

Interpolación para hallar Hvp

Temperatura [°C]	Carga de presión de vapor [m]
10	0,1253

Temperatura [°C]	Carga de presión de vapor [m]
11,2	Hvp
20	0,2388

$$H_{vp} = 0,13892 \text{ m}$$

$$H_f = H_{f\text{longitud}} + H_{f\text{uniones}}$$

De la Figura 20 se tiene un caudal requerido de $0,53 \frac{m^3}{hora}$ y la tubería de cobre para obtener la pérdida por fricción.

Procedemos a interpolar para el valor de nuestro caudal requerido.

Figura 20

Relación caudal, pérdida por diámetro y material de tubería

Pérdidas por fricción en caños rectos de hierro

Caudal (m ³ /h)	Pérdidas (en metros por cada 100 metros)							
	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"
1,14	7,7	2,4	0,6	0,3	0,1			
2,27	27,8	8,6	2,3	1,1	0,4			
3,40	36,0	18,5	4,8	2,2	0,8	0,3		
4,55	99,5	30,8	8,1	3,8	1,3	0,5		
5,68		46,9	12,1	5,7	2,0	0,7	0,3	
6,80		65,2	16,9	8,1	2,8	1,0	0,4	
7,95		87,0	23,9	10,8	3,8	1,3	0,5	
9,10		111,5	29,5	13,8	4,8	1,6	0,7	
10,2			35,0	17,0	6,0	2,0	0,8	
11,4	5"		44,0	20,8	7,3	2,5	1,0	0,2
13,6			62,3	29,0	10,2	3,4	1,4	0,3
15,9			82,8	38,2	13,6	4,5	1,9	0,4
17,0				44,0	15,4	5,1	2,1	0,5
18,2	0,2			49,8	17,4	5,8	2,4	0,6
20,4		6"		61,7	21,7	7,3	3,0	0,7
22,7	0,3			75,2	26,2	8,8	3,7	0,9
28,4	0,4				39,3	13,1	5,4	1,3
34,1	0,5		8"		55,4	18,3	8,0	1,8
39,8	0,8	0,2				24,3	10,1	2,5
42,0	0,9	0,3		10"		27,3	11,3	2,7

Los valores de la tabla corresponden a agua limpia en cañería nueva de hierro. Para cañerías viejas de hierro, multiplicar los valores de tabla por 1,33. Para los distintos tipos de cañerías, dichos valores deben ser multiplicados por los factores detallados a continuación:

- Acero laminado nuevo : 0,8
- Acero arrugado : 1,25
- Fibrocemento : 1,25
- Aluminio : 0,7
- P.V.C. : 0,65
- Hidrobronz : 0,67

Nota. Tomado de (Mott, 2015)

Tabla 16

Interpolación de la relación caudal, perdida

Caudal [m ³ /h]	Perdidas [m]
0,53	P
1,14	7,7
2,27	27,8

Valor de tabla de perdidas= 3,1458 m – – – cada 100 m

$$X = \frac{L * 3,1458m}{100 m}$$

$$X = \frac{1,05m * 3,1458}{100 m}$$

$$X = 0,03303 m$$

Valor de tabla perdidas en cobre = 0,685

$$H_{\text{longitud}} = 0,685 * 0,03303m = 0,0226 m$$

Figura 21

Perdidas por fricción en accesorios

Diámetro nominal de los caños normales		Válvula esclusa totalmente abierta	Válvula globo totalmente abierta	Válvula ángulo totalmente abierta	Válvula de retención	Codo normal o Te de 6 mm de reducción	Curva normal o Te normal	Te normal
mm.	Pulg.							
12	1/2	0,12	5,18	2,44	1,22	0,46	0,30	1,00
19	3/4	0,15	6,71	3,36	1,83	0,61	0,45	1,37
25	1	0,18	8,24	4,27	2,44	0,82	0,52	1,74
32	1 1/4	0,24	11,00	5,49	3,66	1,07	0,70	2,32
38	1 1/2	0,30	13,12	6,71	4,27	1,31	0,82	2,74
51	2	0,36	16,78	8,24	5,80	1,68	1,07	3,66
63	2 1/2	0,43	20,43	10,06	7,01	1,98	1,28	4,27
76	3	0,52	25,01	12,50	9,76	2,44	1,59	5,18
102	4	0,70	33,55	16,16	13,12	3,36	2,14	6,71
127	5	0,88	42,70	21,35	17,69	4,27	2,74	8,24
152	6	1,07	51,85	24,40	20,74	4,88	3,36	10,00
203	8	1,37	68,02	36,60	—	6,10	4,27	13,12
254	10	1,77	85,40	42,70	—	7,93	5,18	16,16
305	12	2,07	100,65	48,80	—	9,76	6,10	20,74
356	14	2,44	115,90	58,00	—	11,28	7,32	23,79
406	16	2,74	134,20	67,10	—	12,81	8,24	26,84

Nota. Tomado de (Mott, 2015)

$$\text{perdida por codo } \frac{3}{4} \text{ pulgada} \text{ --- } 0,45 \text{ m}$$

Valor de tabla de perdidas por uniones= 5 m --- cada 100 m

$$Y = \frac{0,45 * 5}{100\text{m}} = 0,0225 \text{ m}$$

Al ser dos codos

$$H_{\text{uniones}} = 0,0225\text{m} + 0,0225\text{m} = 0,045 \text{ m}$$

$$H_f = H_{\text{longitud}} + H_{\text{uniones}}$$

$$H_f = 0,0226 \text{ m} + 0,045 \text{ m} = 0,0676 \text{ m}$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 7,1788\text{m} + 0,640\text{m} - 0,013892 \text{ m} - 0,0676\text{m} = 7,6122 \text{ m}$$

$$NPSH_{\text{requerido}} < \frac{NPSH_{\text{disponible}}}{1,1}$$

$$NPSH_{\text{requerido}} < \frac{7,6122\text{m}}{1,1}$$

$$NPSH_{\text{requerido}} < 6,9202 \text{ m}$$

Selección de la bomba de agua

La bomba de presurización debe contar con las siguientes cualidades o ser un poco más elevadas en caso de no encontrar con los valores exactos a la disponibilidad comercial.

P: potencia: 0,25 hp

Q: caudal: 0,53 m³/hora = 8,83 lt/min

NPSH: altura neta positiva de aspiración: $NPSH_{\text{requerido}} < 6,9202 \text{ m}$

Figura 22

Catálogo de bombas de presurización Evans

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	BP120W15-090	BP120W15-090G	BP300W15-120	BP300W15-120G
Potencia	120 W	120 W	240 W	240 W
Voltaje	127 V ~ 60Hz 1Φ	220 V ~ 60Hz 1Φ	127 V ~ 60Hz 1Φ	220 V ~ 60Hz 1Φ
Corriente nominal	1.1 A	0.6 A	2.2 A	1.1 A
Factor de potencia	0.99	0.99	0.99	0.99
RPM	3 450 r/min		3 450 r/min	
Flujo máximo	47 l/min		55 l/min	
Altura máxima	9 m		12.7 m	
Protección	IP44		IP44	
Clasificación térmica	F		F	
Conexión de succión	Rosca 1.27 cm (1/2") NPT macho usando la tuerca unión (adaptador).		Rosca 1.91 cm (3/4") NPT macho usando la tuerca unión (adaptador).	
Conexión de descarga	Rosca 1.27 cm (1/2") NPT macho usando la tuerca unión (adaptador).		Rosca 1.27 cm (1/2") NPT macho usando la tuerca unión (adaptador).	
Temperatura del agua	(0 a 95) °C		(0 a 95) °C	
Presión mínima a la entrada	0.01 MPa (1.4 PSI)		0.01 MPa (1.4 PSI)	
Presión máxima a la entrada	0.58 Mpa (84 PSI)		0.58 Mpa (84 PSI)	
Flujo mínimo para función automática (en succión positiva)	0.90 l/min		1.2 l/min	
Peso	2.5 kg		6.3 kg	

Nota. Tomado de (Evans, 2022)

Resistencia Calentadoras

Las resistencias calentadoras se utilizan en una amplia gama de aplicaciones donde se necesita generar calor controlado, como en sistemas de calefacción doméstica, equipos de calefacción industrial, electrodomésticos, planchas, calentadores de agua, hornos eléctricos, estaciones de soldadura y muchos otros dispositivos.

Tabla 17

Matriz morfológica del sistema de resistencias

Opción	R. Para inmersión	R. Eléctricas planas	R. De alta densidad	R. Tipo abrazadera
Característica				
Superficies por calentar	+ Líquidos en contacto directo	0 Superficie s planas	- Mordazas y moldes	0 Líquidos sin contacto directo
Tipo de sujeción	+ Roscada	- Ninguna	+ Tolerancia	0 Abrazadera
Mantenimiento	- Siempre sumergida en el líquido	0 Área de aislamiento o térmico	- Buen ajuste de molde	+ Buen contacto a la

Opción	R. Para inmersión	R. Eléctricas planas	R. De alta densidad	R. Tipo abrazadera
Característica				
Ambiente de operación	0 Adecuado	0 Adecuado	- Normal	+ superficie a calentar Extremo
SUMATORIA +	2	0	1	2
SUMATORIA -	1	-1	3	0
SUMATORIA	3	-1	-2	2
TOTAL				

Se selecciona de la Tabla 17 de acuerdo con ponderaciones la mejor resistencia calentadora para la central térmica de vapor es resistencias eléctricas para inmersión, con un 3 de 4.

Cálculo de la resistencia calentadora

(Weather Spark, 2023), Para el sistema de resistencias se tendrá que solventar la potencia requerida del caldero antes mencionado que tiene una capacidad de 5 litros y queriendo llegar a 150° C, sabiendo que la temperatura promedio del agua de Latacunga es de 11,2°C en un tiempo de 11 minutos. Sabiendo que el calor específico del agua es $4180 \frac{J}{kg \cdot K}$, Por lo tanto, partiremos de la cantidad de calor que se requiere.

$$Q = m * C_e * \Delta t$$

Donde:

V : Volumen: 5 lt

t_o : Temperatura inicial: 11,2°C = 284,35 K

t_f : Temperatura final: 150°C = 373,15 K

v : Voltaje alterno: 110 v

t : Tiempo: 11 *minutos* = 660s

Convirtiendo el volumen a masa teniendo el dato de densidad del agua.

$$\rho = 1 \frac{kg}{lt}$$

$$m = V * \rho$$

$$m = 5lt * 1 \frac{kg}{lt}$$

$$m = 5 kg$$

Remplazando los valores en la ecuación de la cantidad de calor

$$Q = 5kg * 4180 \frac{J}{kg * K} * (373,15 K - 284,35 K)$$

$$Q = 1855920J$$

Aplicamos la ley de Joule para encontrar la potencia requerida

$$Q = V * I * t$$

$$I = \frac{Q}{V * t}$$

$$I = \frac{1855920J}{110v * 660s}$$

$$I = 25,56A$$

$$P = V * I$$

$$P = 110v * 25,56A$$

$$P = 2812 w$$

Selección de la resistencia Calentadora

Para el sistema de resistencias calentadoras debe cumplir con las cualidades especificadas en los cálculos. En el caso se ocupará dos resistencias de 1500 watt.

Figura 23

Catálogo de resistencias calentadoras sumergibles

Premium—Lime Life Water Heater Elements - Ultra Low Watt Density - Our best immersion elements
 UL listed for USA and Canada - 5 year limited warranty (see page 5) - Detailed instructions and gasket included with each packaged element
Made with high-performance nickel chromium stainless steel alloy and plated carbon steel bushings/flanges.
 Ultra low watt density - Resists dry firing - Best when water has high mineral content - Heats in lime and sand buildup that would burn out ordinary elements

Stock #	Watts @ 240v	Watts @ 208v	Watts @ 120v	Nominal Voltage	Type	Min. Tank Diameter	Case Qty
Screw-In Foldback —(1" NPS; Fits most screw-in type water heaters.) Includes gasket #06822							
02853	-	-	1500w	120v	Ultra LWD	9"	12
02903	2500w	2000w	-	240v	Ultra LWD	12"	12
02913	3500w	2500w	-	240v	Ultra LWD	15"	12
02923	4500w	3500w	-	240v	Ultra LWD	15"	6
02933	5500w	4125w	-	240v	Ultra LWD	15"	12
Screw-In Ripple Foldback —(1" NPS; Fits most screw-in type water heaters.) Includes gasket #06822							
02953	4500w	3500w	-	240v	Ultra LWD	15"	6
02963	5500w	4125w	-	240v	Ultra LWD	15"	3
Universal Flange Foldback —Includes gasket #06882							
04943	4500w	3500w	-	240v	Ultra LWD	15"	6
Screw-In - Special Order Only —(1" NPS; Fits most screw-in type water heaters.) Includes gasket #06822							
02152	1500w	1125w	-	240v	Ultra LWD	12"	25
02972	6000w	4500w	-	240v	Ultra LWD	24"	25

Better—Low Watt Density Elements - 1 year warranty
 UL listed for USA and Canada - 1 year limited warranty (see page 5) - Detailed instructions and gasket included with each packaged element
Made with plated copper tubing and plated carbon steel bushings/flanges
 Low Watt Density

Stock #	Watts @ 240v	Watts @ 208v	Watts @ 120v	Nominal Voltage	Type	Min. Tank Diameter	Case Qty
Screw-In —(1" NPS; Fits most screw-in type water heaters.) Includes gasket #06822							
02463	-	-	1500w	120v	LWD	10"	12
Screw-In Foldback —(1" NPS; Fits most screw-in type water heaters.) Includes gasket #06822							
02493	2500w	2000w	-	240v	LWD	10"	12
02523	3500w	2500w	-	240v	LWD	11"	12
02583	4500w	3500w	-	240v	LWD	13"	12
02613	6000w	4500w	-	240v	LWD	17"	12
Flat Flange Foldback —Includes gasket #06842							
04103	4500w	3500w	-	240v	LWD	13"	12
Universal Flange Foldback —Includes gasket #06882							
04703	4500w	3500w	-	240v	LWD	13"	12
Screw-In - Special Order Only —Includes gasket #06822							
04752	2000w	1500w	-	277v	LWD	9"	25
04762	4500w	3380w	-	277v	LWD	15"	25

Nota. Tomado de (Camco USA, 2000)

Válvula de seguridad

(Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España, 2019), La selección aquí considerada se dirige a los sistemas presurizados con riesgo de estallido por aumento de la presión, pero sin riesgo de explosión por combustión (deflagración) por el tipo de calentamiento que se tiene en la caldera.

Tabla 18

Matriz morfológica de la válvula de seguridad

Opción	V. S. Acción directa	V. S. Accionadas por válvula piloto	V. S. Equilibradas
Característica			
Capacidad de alivio	+ instantáneo	+ instantáneo	+ instantáneo
Presión de ajuste	0 Ajustable	+ Definido	+ Definido
Dimensión	+ Pequeño	- Grande	- Grande
Capacidad de alivio a baja presión	+ Si	- No	- No
SUMATORIA +	3	2	2
SUMATORIA -	1	2	2
SUMATORIA TOTAL	2	0	0

Se selecciona de la Tabla 18 de acuerdo con ponderaciones la mejor válvula de seguridad para la central térmica de vapor es válvula de seguridad de acción directa, con un 2 de 4.

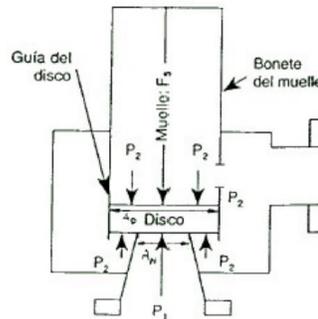
Cálculo de la válvula de seguridad

Para la válvula de seguridad de Acción directa La parte exterior del disco de cierre de la válvula (parte que no está en contacto con el fluido del recipiente a presión) está sometida a la contrapresión existente a la salida de la válvula, por lo que la fuerza aplicada por el muelle debe equilibrarse con las fuerzas ocasionadas por la presión de tarado y la contrapresión. Si la contrapresión varía, también lo hará la presión de tarado y esto puede ser un inconveniente por lo que el empleo de válvulas de seguridad convencionales se reserva para aplicaciones en que la contrapresión no supera el 10% de la presión de tarado. Y estableciendo el equilibrio de

fuerzas en el momento en que abre la válvula (desaparecen las fuerzas de reacción en el asiento) según puede verse de forma esquemática en la Figura 24:

Figura 24

Válvula de seguridad de acción directa



Nota. Tomado de (Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España, 2019)

$$P1 * AN + P2 * (AD - AN) = FS$$

Adoptando la simbología:

FS : Fuerza del resorte: 56,7 N

$P1$: Presión interna del lado del equipo protegido: $4,5 * 10^5 \text{ pas}$

$P2$: Contrapresión en el lado de descarga

AN : Área de la boquilla: $1,26 \text{ cm}^2 = 1,26 * 10^{-4} \text{ m}^2$

AD : Área del disco: $1,26 \text{ cm}^2 = 1,26 * 10^{-4} \text{ m}^2$

AP : Área de la sección del pistón en contacto con el disco

La contrapresión hace disminuir la presión de disparo por debajo de la presión de tarado

prevista $\frac{FS}{AN}$ en la magnitud $\frac{P2(AD-AN)}{AN}$ con riesgo de disparo prematuro.

$$P1 * AN = FS - P2 * (AD - AN)$$

$$P1 = \frac{FS}{AN} - (AD - AN) * \frac{P2}{AN}$$

En el momento en que abre, $P1$ pasa a ser la presión de disparo y queda la relación

$$P1 = \frac{57,204N}{1,26 * 10^{-4} m^2} - (1,26 * 10^{-4} m^2 - 1,26 * 10^{-4} m^2) * \frac{4,5454 * 10^5 pas}{1,26 * 10^{-4} m^2}$$

$$P1 = 4,5454 * 10^5 pas$$

Se usará una sola válvula de seguridad y no esta calentada combustión (deflagración) entonces la presión de diseño será un 10% más de la contrapresión.

$$PD = P1 + 0,1 * P1$$

$$PD = 4,5454 * 10^5 pas + 0,1 * 4,5454 * 10^5 pas$$

$$PD = 4,99 * 10^5 pas = 5 bar$$

La válvula de seguridad de acción directa debe ser de 5 bar y un diámetro de 1 pulg.

Intercambiador de Calor

Con un intercambiador el calor penetra en la superficie, lo que separa el medio caliente del frío con mucha facilidad. Se desea seleccionar un intercambiador de calor que convierta el vapor proveniente del generador en líquido.

Tabla 19

Matriz morfológica del condensador

Opción	Radiador Circulación Forzada	C. Multitubular Vertical	C. De lluvia a Contracorriente	C. Evaporativo con tubos lisos
Característica				
Transmitancia Térmica, U (W/m²°C)	- 23-29	+ 812-1392	0 232-348	+ 812-1160
Dimensión	- Grande	Pequeño	0 Mediano	0 Mediano
Grupo	- C. Sensible	- C. Sensible	+ C. Latente	+ C. Latente
Enfriado Por	- Aire	- Agua	+ Atmosféricos	+ Evaporación Forzada
Costo	0 Bajo	- Alto	- Alto	- Alto
Mantenimiento	+ Bajo	- Alto	- Alto	+ Bajo
SUMATORIA +	1	1	2	4
SUMATORIA -	4	4	2	1
SUMATORIA	-3	-3	0	3
TOTAL				

Se selecciona de la Tabla 19 de acuerdo con ponderaciones el mejor intercambiador de calor para la central térmica de vapor es el condensador evaporativo con tubos lisos, con un 3 de 7.

Cálculo del intercambiador de calor

(Pérez Sánchez et al., 2019), Para diseñar el intercambiador de calor para la central térmica de vapor se desea condensar el vapor que viene del generador hacia el tanque 2 (final) para lo cual se debe tener un condensador con un sistema de refrigeración.

Se diseñará un evaporador para el sistema de refrigeración con tubos lisos en la cual la temperatura de condensación es de -2,5° centígrados, la temperatura de entrada del agua es de -10° centígrados, la salida -3° centígrados y teniendo una potencia del generador hacia este evaporador de 432 w. El tubo de cobre para el espiral es de 1,87 centímetros, el espiral tiene

un radio medio designado de ocho centímetros y el paso recomendado de tres centímetro y medio.

$$Q = U * S * \Delta t$$

Donde:

t_e : Temperatura de entrada: $= -10^\circ C$

t_c : Temperatura de condensación: $-2,5^\circ C$

t_s : Temperatura de saturación: $-3^\circ C$

Q : Potencia del condensador: 432 w

U : Transmitancia Térmica (C. Evaporativo de tubos lisos): $290 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$

R : Radio externo: $8cm = 0,08m$

R_c : Radio externo de los tubos: $0,935cm = 0.00935m$

r_c : Radio interno de los tubos: $0,635cm = 0,00635m$

p : Paso de los tubos lisos: $3,5cm = 0,035m$

$$S = \frac{Q}{U * \Delta t}$$

$$\Delta t = \frac{(t_c - t_e) - (t_c - t_s)}{\ln\left(\frac{t_c - t_e}{t_c - t_s}\right)}$$

$$\Delta t = \frac{(-2,5 - (-10)) - (-2,5 - (-3))}{\ln\left(\frac{-2,5 - (-10)}{-2,5 - (-3)}\right)}$$

$$\Delta t = 2.5^\circ C$$

$$S = \frac{432,17 \text{ w}}{290 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} * 2,5 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$S = 0,5961 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{S - 2\pi * (Rc^2 - rc^2)}{2\pi * (R + r)}$$

$$L = \frac{0,5961 \text{ m}^2 - 2\pi((0,00935\text{m})^2 - (0,00635\text{m})^2)}{2 * \pi * (0,00935\text{m} + 0,00635\text{m})}$$

$$L = 6,04 \text{ m}$$

$$L = n * \sqrt{(2 * \pi * R)^2 + p^2}$$

$$n = \frac{L}{\sqrt{(2 * \pi * R)^2 + p^2}}$$

$$n = \frac{6,04 \text{ m}}{\sqrt{(2 * \pi * 0,08\text{m})^2 + (0,0035\text{m})^2}}$$

$$n = 12$$

Numero de vueltas a designar: 12 vueltas

Sistema de enfriamiento

Tabla 20

Matriz morfológica del sistema de enfriamiento

	Opción	S. E. Domestico	S. E. Industrial	S.E. Comercial
Característica				
Potencia	+	1 a 3 HP	- 2 HP en adelante	0 1/5 a 2 HP
Eficiencia	0	0,80	0 0,85	+ 0.95
Gas Refrigerante	+	HFC, CFC	+ HCFC, HFC, CFC	+ HFC, CFC
Compresor	+	Semihermético	- Abierto	0 Hermético
SUMATORIA +		3	1	2

SUMATORIA -	0	2	0
SUMATORIA	3	-1	2
TOTAL			

Se selecciona de la Tabla 20 de acuerdo con ponderaciones el mejor ciclo de refrigeración para la central térmica de vapor es el sistema de enfriamiento doméstico, con un 3 de 4.

Cálculo del sistema de enfriamiento

Se desea diseñar un compresor de 149,12 vatios que funcione con el gas refrigerante r134a, para satisfacer la potencia del condensador evaporativo de tubos lisos y el evaporador del sistema de intercambiador de calor para la central térmica de vapor.

Temperatura de vapor saturado -10° C

Temperatura del compresor 54,4° C

Recalentado 7 K

Subenfriamiento 20 K

Pe= 2 bar

Ps=16,04 bar

m= 0,00286 kg/s

$$w = m * (|hs - he|)$$

$$w = 0,00286 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (|449 - 398|) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w = 0,145 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 145\text{w}$$

$$Q_{con} = m(|h_s - h_e|)$$

$$Q_{con} = 0,00286 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (1242 - 449) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{con} = 0,592 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 592\text{w}$$

$$Q_{evap} = m(h_s - h_e)$$

$$Q_{evap} = 0,00286 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (398 - 242) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{evap} = 0,446 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 446\text{w}$$

$$T_{\text{tubo capilar}} = 58 - 10$$

$$T_{\text{tubo capilar}} = 48^\circ\text{C}$$

$$\text{Diferencia de presión} = 16,04\text{bar} - 2\text{bar} = 14,04\text{bar}$$

$$COP = \frac{w}{Q_{evap}} = \frac{\left(0,145 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)}{\left(0,446 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)} = 0,325$$

$$0,2 \text{ hp} * \frac{(745,7 \text{ w})}{(1 \text{ hp})} = 149,14\text{w} = 0,149 \text{ kw}$$

Se diseñará un condensador para el sistema de enfriamiento con tubos lisos en la cual la temperatura de condensación es de $-2,5^\circ$ centígrados, la temperatura de entrada del refrigerante es de -54.4° centígrados, la salida -5° centígrados y teniendo una potencia del compresor hacia este compresor de 142 w. El tubo de cobre para el espiral es de 1,87 centímetros, el espiral tiene un radio medio designado de ocho centímetros y el paso recomendado de tres centímetro y medio. (Pérez Sánchez, Pérez Sánchez, Sánchez Heredia, & Pazos Amayuela, 2019)

$$t_e = -10^\circ C$$

$$t_c = -2,5^\circ C$$

$$t_s = -3^\circ C$$

$$Q = 592 \text{ w}$$

$$U (\text{C. Evaporativo de tubos lisos}) = 290 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$R = 8 \text{ cm} = 0,08 \text{ m}$$

$$R_c = 0,935 \text{ cm} = 0,00935 \text{ m}$$

$$r_c = 0,635 \text{ cm} = 0,00635 \text{ m}$$

$$p = 3,5 \text{ cm} = 0,035 \text{ m}$$

$$Q = U * S * \Delta t$$

$$S = \frac{Q}{U * \Delta t}$$

$$\Delta t = \frac{(t_c - t_e) - (t_c - t_s)}{\ln\left(\frac{t_c - t_e}{t_c - t_s}\right)}$$

$$\Delta t = \frac{(-2,5 - (-10)) - (-2,5 - (-3))}{\ln\left(\frac{-2,5 - (-10)}{-2,5 - (-3)}\right)}$$

$$\Delta t = 2,5^\circ C$$

$$S = \frac{432,17 \text{ w}}{290 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ C} * 2,5^\circ C}$$

$$S = 0,5961 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{S - 2\pi * (Rc^2 - rc^2)}{2\pi * (R + r)}$$

$$L = \frac{0,5961 \text{ m}^2 - 2\pi((0,00935\text{m})^2 - (0,00635\text{m})^2)}{2 * \pi * (0,00935\text{m} + 0,00635\text{m})}$$

$$L = 3,02 \text{ m}$$

$$L = n * \sqrt{(2 * \pi * R)^2 + p^2}$$

$$n = \frac{L}{\sqrt{(2 * \pi * R)^2 + p^2}}$$

$$n = \frac{6,04 \text{ m}}{\sqrt{(2 * \pi * 0,08\text{m})^2 + (0,0035\text{m})^2}}$$

$$n = 8$$

Numero de vueltas a designar: 8 vueltas

Selección del sistema de enfriamiento

Para el sistema de enfriamiento debe cumplir con las cualidades especificadas en los cálculos. En el caso se ocupará el sistema de enfriamiento comercial siguiente.

Figura 25

Selección del condensador EMY3Y6CHLP

REFERENCIA CRUZADA PORFOLIO EMBRACO

LÍNEA DOMÉSTICAS

Frecuencia: 60 Hz | Aplicación: L/MBP | Fluido refrigerantes: R-134a

Fluido refrigerantes	Modelos antiguos				Características			Modelos disponibles
	Referencia comerciales (HP): 1/12				Capacidad* (BTU/h)	Ventilación	Principales Aplicaciones	Disponibles en los distribuidores
	EM20HBR	EM20HHP						
	EM20HHR	EM20SHC						
	Referencia comerciales (HP): 1/10				Capacidad* (BTU/h)	Ventilación	Principales Aplicaciones	Disponibles en los distribuidores
	BP10S8Z	EM128HER	EM1E30HJR	EM1J30HSC				
	EM30HHR	EM130HER	EMT30HHR	EMU330HEP				
	EM30HNP	EM130HEX	EMT30HSC	PW4,5HA				
	EM30HNR	EM1E30HER	EMT30HSR	PW4,5HAK				
	EM35HNR	EM1E30HJP	EMU30HER	PW4,5HK11				
	Referencia comerciales (HP): 1/8				Capacidad* (BTU/h)	Ventilación	Principales Aplicaciones	Disponibles en los distribuidores
	BP1072Z	EM45HNR	EM45HEX	EMU45HEP				
	BP1084Z	EM4H4SHER	EM1E40HER	EMU45HER				
	EM45HHR	EM40HNP	EM1E40HJP	EMU45HSC				
	Referencia comerciales (HP): 1/6				Capacidad* (BTU/h)	Ventilación	Principales Aplicaciones	Disponibles en los distribuidores
	EM2560HLP	EM150HNP	EMU60HLC	EMY560HLP				
	EM2U60HLP	EM155HER	EMU60HSC	EM260HSC				
	EM2Y60HLT	EM160HSC	EMU60HLP	EM2560HLC				
	EM55HNR	EM160HSR	EMX60HLC	EM2550HLP				
	EM55HNX	EM560HLP	EM1E60HER	FF6HBK				
	EM60HER	EMT60HLC	EMY60HSC	FF6HBKW				
EMH60HER	EMT60HSC	EMY60HEP	FGS60HA					
EM150HER	EMU60HER	EMY60HEP	FGS60HAW					

R-134a	Referencia comerciales (HP): 1/5+				Capacidad* (BTU/h)	Ventilación	Principales Aplicaciones	Disponibles en los distribuidores
	EGAS70HLP	EGZS70HLC	EM70HER	FFC60HBK				
	EGD70HLC	EGZS70HLP	EM70HNR	FFI6HAK				
	EGS70HLP	EGZS70HLPW	EM570HHR	FFI6HAKW				
	EGU70HLC	M2Y60HLP	EMX70HSC	FFV6HAK				
	EGU70HLCW	EM2Z60HLT	EMY65HLC	FGS70HA				
	EGUS70HLP	EM3D60HLT	EMY70HER	FGS70HAW				
	EGZ70HLC	EM3U60HLP	EMY70HSC	FGV70HA				
	EGY70HLP	EM3Y60HLP	EMY70HEP	NEK2116Z				
	EGY70HLPW	EM3Z60HLT	EMY70HEP					
EGY570HLP	EM65HNR	FF7,5HBK						
EGZ60HLP	EM65HNX	FF7,5HBKW						
EGZ70HLP	EM70HEP	FF8,5HBK						
Referencia comerciales (HP): 1/4				Capacidad* (BTU/h)	Ventilación	Principales Aplicaciones	Disponibles en los distribuidores	
ECL70HLR	EGY80HLPW	EM3Y70HLP	FFV7,5HAK					
EG70HLR	EGY85HLC	EM3Z70HLT	FFV8,5HAK					
EG75HLR	EGYS80HLP	EM3Z80HLT	FGI7SHAK					
EG85HLP	EG280HLC	EMY75HLC	FGI8SHAK					
EG85HLR	EG280HLP	FF10HAX	FGM80HA					
EGAS80HLP	EGZS80HLC	FF10HBK	FGS100HA					
EGD80HLC	EGZS80HLP	FF10HBKW	FGS100HAW					
EGS80HLP	EGZS80HLPW	FF10HBX	FGS80HA					
EGT80HLC	EM2U70HLP	FFC80HBK	FGS80HAS					
EGU80HLC	EM2U80HLP	FFI75HAK	FGS80HAW					
EGU80HLCW	EM2Y80HLP	FFI7,5HAKW	FGT80HA					
EGU85HLP	EM2Z60HLT	FFI8,5HAK	FGU80HA					
EGUS80HLP	EM2Z70HLP	FFI8,5HAKW	FGU80HAW					
EGX80HLC	EM2Z70HLT	FFU80HAK						
EGY80HLC	EM2Z80HLT	FFU80HAKW						
EGY80HLP	EM3D70HLT	FFU80HAX						
Referencia comerciales (HP): 1/3				Capacidad* (BTU/h)	Ventilación	Principales Aplicaciones	Disponibles en los distribuidores	
EGAS100HLRW	EGX100HLC	EGZS100HLP	FGS100HA					
EGS100HLC	EGY100HLP	FFI10HAK	FGS100HAS					
EGU100HLC	EGYS100HLP	FFI10HAKW	FGS100HAW					
EGU100HLCW	EGZ100HLP	FFI10HBX	NE1121Z					
EGUS100HLP	EGZS100HLC	FFU100HAK	NE2121Z					
EGUS100HLPW	EGZS100GHLCW	FFU100HAKW						

La condición de prueba es ASHRAELBP32.

*Promedio entre las capacidades en las versiones 115-127 V o 220 V y entre modelos con diferentes kits eléctricos.

Nota. Tomado de (Nidec Embraco, 2018)

Nivel de automatización

Tarjeta de adquisición de datos

Una tarjeta de adquisición de datos, también conocida como tarjeta DAQ (por sus siglas en inglés, Data Acquisition Card), es un dispositivo electrónico que se utiliza para capturar y convertir datos de señales seleccionadas o digitales provenientes de sensores, instrumentos y otros dispositivos. Para procesar y analizar para tomar decisiones o realizar tareas específicas.

Tabla 21

Matriz morfológica de la tarjeta de adquisición de datos

Opción	Raspberry Pi 4	FPGA NANO	PLC SIEMENS
Característica			
Voltaje de operación	+ 10 V	+ 5 V	+ 24 V
Robustez	0 Si	- No	+ Si
Pines análogos de entrada	+ 8	0 8	- 2
Salidas PWM	- 8	- 16	- 4
Corriente	+ 80 Ma	0 40 mA	0
SUMATORIA +	3	1	2
SUMATORIA -	1	2	2
SUMATORIA TOTAL	2	0	2

Se selecciona de la Tabla 21 de acuerdo con ponderaciones la mejor tarjeta de adquisición de datos para la central térmica de vapor es un Raspberry Pi 4, con un 2 de 5.

Raspberry Pi modelo 4 b. (Raspberry Pi, 2023) Es un ordenador de formato compacto y costo accesible, destinado al desarrollado para hacer accesible la informática. La Raspberry Pi también es utilizada para desarrollar pequeños prototipos de control debido a que permite controlar dispositivos electrónicos y lectura de sensores.

Tabla 22

Especificaciones Técnicas - Raspberry Pi4 – B

Procesador	Broadcom BCM2711, Quad core Cortex-A72 (ARM v8) 64-bit SoC @ 1.8GHz
RAM	4 GB
Pines	GPIO extendido de 40 pines
Puertos	Gigabit Ethernet
	2 USB 3.0 ports; 2 USB 2.0 ports.
	Raspberry Pi standard 40 pin GPIO header (fully backwards compatible with previous boards)
	2 x micro-HDMI® ports (up to 4kp60 supported)
Voltaje de operación	5.1 V
Consumo	3 A

Nota. Tomado de (Capera, 2021)

Figura 26*Tarjeta Raspberry Pi4 – B**Nota.* Tomado de (Capera, 2021)**Sistema de Control HMI**

El HMI es la interfaz gráfica a través de cual los operadores o usuarios pueden comunicarse con los sistemas automatizados. Esta interfaz puede aparecer en forma de una pantalla táctil, una computadora con software específico o incluso un panel de control físico con botones y luces indicadoras.

Tabla 23*Matriz morfológica del HMI*

Opción	Panel de texto	Panel de operación	Pantalla táctil	PC industrial
Característica				
Indicación del estado del proceso	0 Normal	- Malo	+ Bueno	+ Bueno
Indicación de alarmas	0 Normal	+ Bueno	+ Bueno	+ Bueno
Acciones de mando	+ Bueno	+ Bueno	+ Bueno	0 Normal
SUMATORIA +	1	2	3	2
SUMATORIA -	0	1	0	0
SUMATORIA TOTAL	1	1	3	2

Se selecciona de la Tabla 23 de acuerdo con ponderaciones el mejor HMI para la central térmica de vapor es una pantalla táctil, con un 3 de 3.

Capítulo III

Implementación

Introducción

En este capítulo, se plantea el papel principal de la función que desempeñara la máquina para su implementación. El papel principal para definir la forma física del producto que satisfaga mejor las necesidades del cliente (estudiantes). En este contexto, la función de implementación incluye crear el diseño de ingeniería (mecánico, eléctrico, software, etc.) y el diseño industrial (estético, ergonómico, interfaces de usuarios).

Manufactura

La central térmica de vapor está constituida por cuatro etapas las cuales son fundamentales para realizar el proceso de ciclo Rankine, son estas:

- Etapa de bomba
- Etapa de caldero
- Etapa de generador
- Etapa de condensador

Tabla 24

Referencias de nombres de la maquina

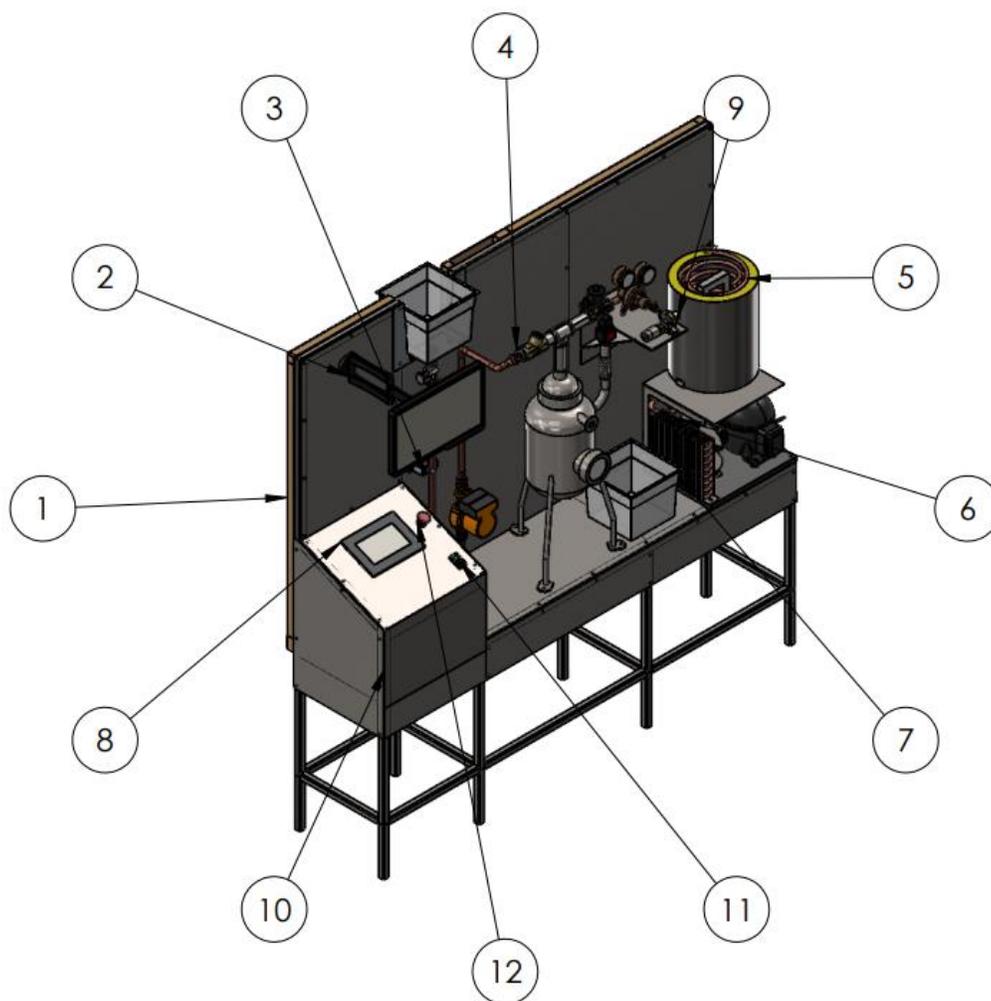
Número	Nombre	Observación	Componentes
1	Estructura		10
2	Monitor		1
3	Sistema de entrada de agua		5
4	Caldera		7
5	Condensador		2
6	Sistema de enfriamiento		5
7	Recipiente de agua		2
8	HMI		1
9	Generador eléctrico a vapor		3

Número	Nombre	Observación	Componentes
10	Cajón de circuitos eléctricos		1
11	Botonera de inicio y de paro		1
12	Paro de emergencia		1

En la Tabla 24 se proporcionan las referencias de los nombres de los componentes de la máquina. En esta tabla, se encuentran detallados los nombres correspondientes a cada uno de los elementos del equipo, los cuales están asociados con los números indicados en la Figura 27, que muestra el diseño integral del equipo.

Figura 27

Diseño completo del equipo



Construcción, ensamblaje e implementación

Una vez seleccionados todos los materiales y accesorios necesarios que conforman el equipo se detalla la construcción mecánica, ensamble e implementación de los sistemas eléctricos.

En el diseño CAD del equipo tenemos los diferentes tipos de componentes ya seleccionados por sus respectivas ventajas y considerando la disponibilidad comercial por lo cual se inicia la construcción del sistema.

Caldera

Se realiza la construcción de acuerdo con el diseño CAD.

Figura 28

Conformado en acero inoxidable



Figura 29

Enrollado de lámina de acero inoxidable



Figura 30

Limpieza de las partes a soldar



Figura 31

Suelda TIG en acero inoxidable



Figura 32*Colocación de accesorios de la caldera***Figura 33***Implementación de accesorios****Intercambiador de Calor***

Se realiza la construcción de acuerdo con el diseño que se especificó con la selección y cálculos para el modelo.

Figura 34*Ubicación de los elementos***Figura 35***Enrollado y colocación de tubería de cobre***Figura 36***Bases para los elementos***Figura 37***Implementación del intercambiador de calor*

Resistencias Calentadoras

Se implementará las resistencias calentadoras sumergibles de 110 v a 3000 w, ya que existen disposición comercial.

Tabla 25

Potencia y Voltaje requerido para las resistencias sumergibles

Potencia requerida (w):	Voltaje requerido (v):
3000 w	110 v ac

Figura 38

Resistencias acopladas al caldero



Figura 39

Implementación de resistencias calentadoras en el caldero



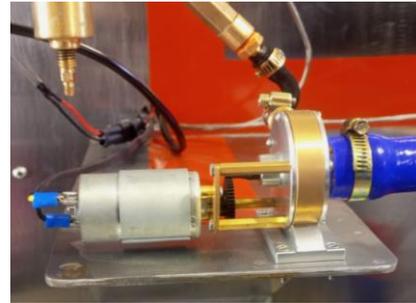
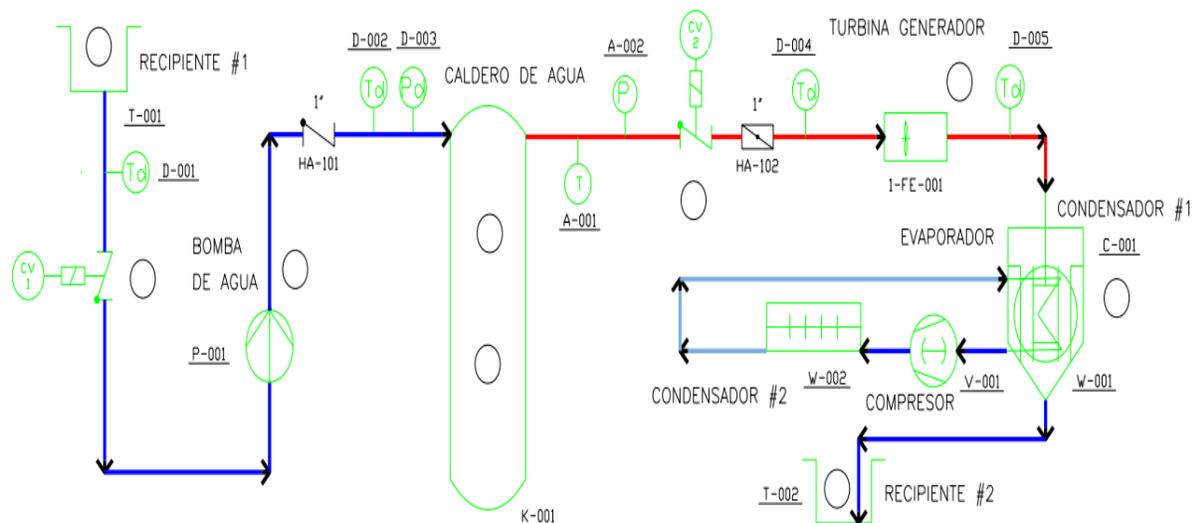
Generador de Corriente Continua

El generador Francis tiene las siguientes especificaciones:

Tabla 26

Características del generador de corriente continua

Fuerza electromotriz (v):	Corriente generado (a):	Presión de operación (bar)
12 v dc	2,4 a dc	3 bar

Figura 40*Turbina Francis acoplado motor dc***Figura 41***Implementación del generador de corriente continua***Diagrama de tubería e instrumentación (P&ID)****Figura 42***P&ID central térmica de vapor***Implementación del sistema eléctrico y electrónico**

Definido los elementos eléctricos y tarjetas electrónicas se proceden a las conexiones de los circuitos.

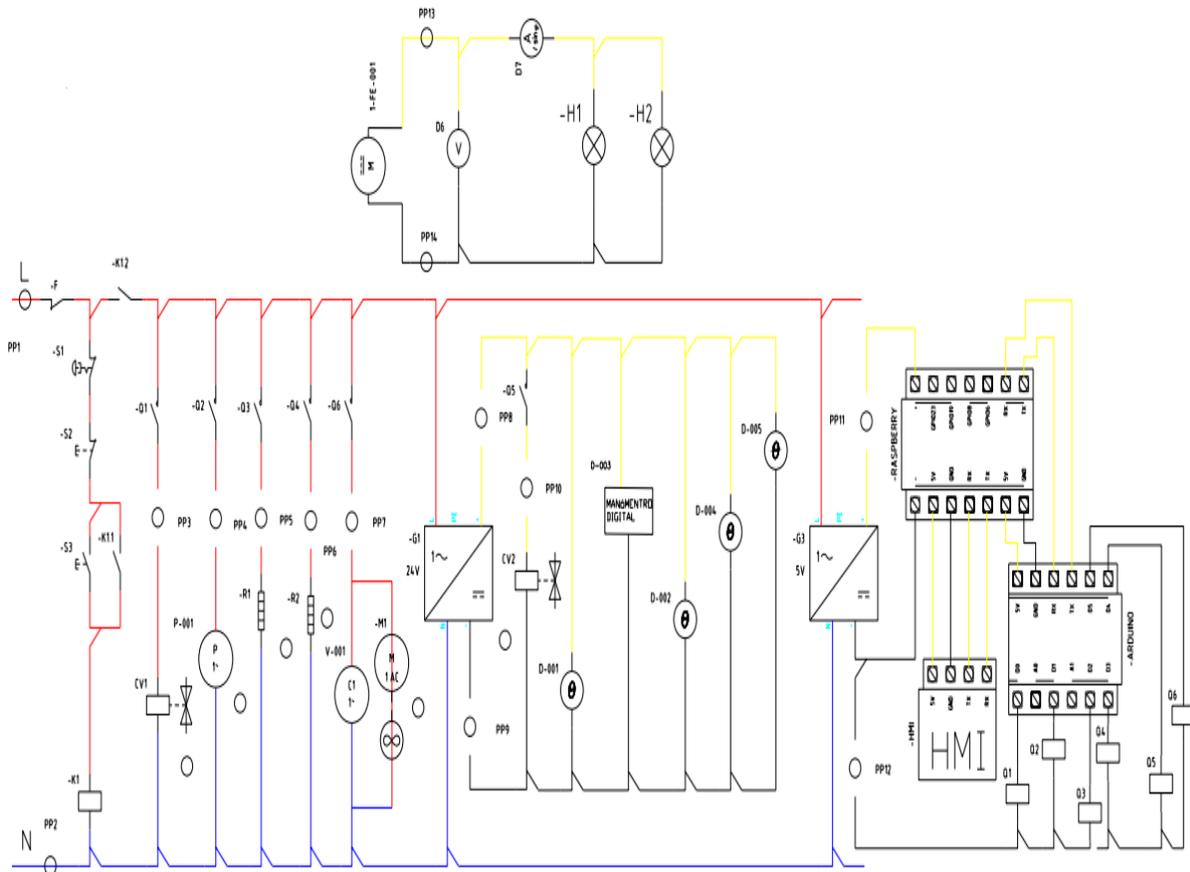
Figura 43*Diagrama de las conexiones eléctricas***Figura 44***Construcción del cajón***Figura 45***Ubicación de los elementos eléctricos*

Figura 46*Cableado dentro del cajón***Figura 47***Elevación para más espacio del cajón***Figura 48***Implementación de los circuitos eléctricos*

Sistema de Control HMI

Figura 49*Agujero cortado en la plancha para el HMI***Figura 50***HMI implementado*

Ventanas dentro del HMI

Figura 51

Ventana de inicio

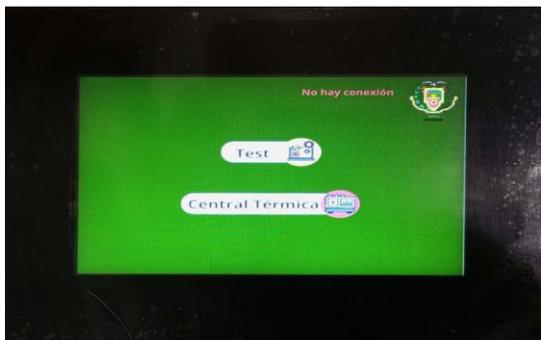


Figura 52

Ventana Test, Actuadores

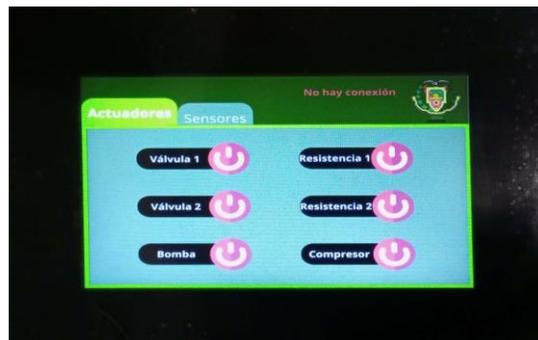


Figura 53

Ventana Test, Sensores

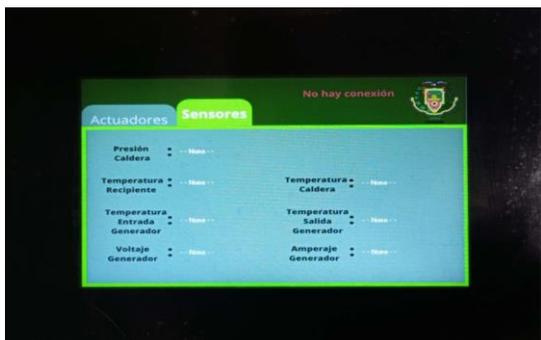


Figura 54

Ventana Central térmica, Sistema



Figura 55

Ventana Central térmica, Tabla



Funcionamiento de los algoritmos de control

Los algoritmos de automatización se dividen en dos subsistemas; el primero de la raspberry que se encarga de los cálculos del sistema termodinámico y el control, mientras que el segundo del arduino que se encarga de tomar los datos para enviar a la primera y que la central térmica esté funcionando con normalidad. La secuencia de acciones que debe realizar la raspberry se detalla en la Figura 56 mientras que la secuencia de acciones que debe realizar en el arduino se detalla en la Figura 57.

Figura 56

Diagrama de flujo del algoritmo de control raspberry

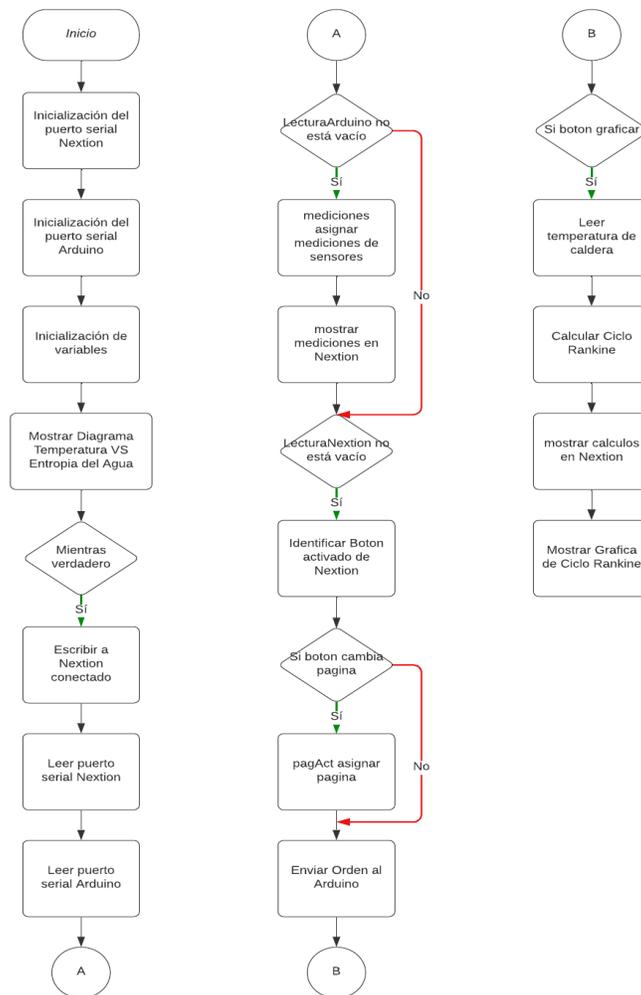


Figura 57

Diagrama de flujo del algoritmo de control arduino



Capítulo IV

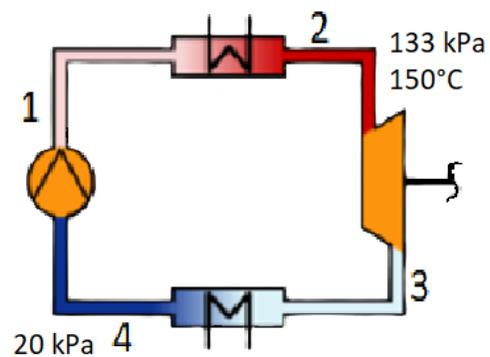
Pruebas y resultados

Análisis de vaporización ulterior (circuito ideal)

Presión que llega al generador 133 kPa

Figura 58

Ciclo Rankine ideal



Nota. Tomado de (Solvay, 2023)

Datos

$$P_1 = P_2 = 133 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 150 \text{ °C}$$

$$P_3 = P_4 = 20 \text{ kPa}$$

Consideraciones

- **Ideal:** Internamente reversible y adiabático ($s_2 = s_3$ y $s_1 = s_4$)
- Salida del condensador es líquido saturado

Cálculos

Estado 2

Figura 59

Temperatura de Saturación a 133 kPa

Tabla A-5	
Agua saturada. Tabla de presiones	
Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C
75	91.76
100	99.61
101.325	99.97
125	105.97
150	111.35

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

Se procede a interpolar

Tabla 27

Interpolación T_{sat}

P [kPa]	T sat [°C]
125	105,97
133	T
150	111,35

$$T_{sat} = 107,6916$$

Comparar $T_2 > T_{sat}$

$$T_2 > T_{sat}$$

$$150 \text{ °C} > 107,6916 \text{ °C}$$

\therefore Es vapor sobrecalentado

$$P_2 = 133 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 150 \text{ °C}$$

Figura 60

T. vapor de agua sobrecalentado para 150 °C

Tabla A-6									
Vapor de agua sobrecalentado									
<i>T</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>					
°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K					
<i>P</i> = 0.10 MPa (99.61 °C)									
Sat.†	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589					
50					<i>P</i> = 0.20 MPa (120.21 °C)				
100	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611	Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270
150	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148	150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810
200	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356	200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081
	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346	250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

Se procederá a realizar una interpolación para hallar h_2 , v_2 , s_2

Tabla 28

Interpolación para hallar h_2 , v_2 , s_2

<i>P</i> [kPa]	<i>v</i> [m ³ /kg]	<i>h</i> [kJ/kg]	<i>s</i> [kJ/kg·K]
100	1,9367	2776,6	7,6148
133	v_2	h_2	s_2
200	0,95986	2769,1	7,2810

$$v_2 = 1,61434 \frac{m^3}{kg}$$

$$h_2 = 2774,12 \frac{kJ}{kg}$$

$$s_2 = 7,5046 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Estado 3

$$P_3 = 20 \text{ kPa}$$

$$s_3 = s_2 = 7,5046 \frac{kJ}{kg K}$$

Figura 61

T. agua saturada, 20kPa

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			
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g	
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	

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

$$s_f = 0,8320 \frac{kJ}{kg K}$$

$$s_{fg} = 7,0752 \frac{kJ}{kg K}$$

$$s_g = 7,9073 \frac{kJ}{kg K}$$

Comparar $s_f < s_3 < s_g$

$$s_f < s_3 < s_g$$

$$0,8320 \frac{kJ}{kg K} < 7,5046 \frac{kJ}{kg K} < 7,9073 \frac{kJ}{kg K}$$

∴ Es mezcla

Calcular x_3

$$x_3 = \frac{s_3 - s_f}{s_{fg}}$$

$$x_3 = \frac{7,5046 \frac{kJ}{kg K} - 0,8320 \frac{kJ}{kg K}}{7,0752 \frac{kJ}{kg K}}$$

$$x_3 = 0,9431 \frac{kJ}{kg K}$$

Estado 3

$$P_3 = 20 \text{ kPa}$$

$$T_3 = T_{sat} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

Figura 62

T. agua saturada, 20 kPa

Tabla A-5												
Agua saturada. Tabla de presiones												
Pres., <i>P</i> kPa	Temp. sat., <i>T</i> _{sat} °C	Volumen específico, <i>m</i> ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., <i>v</i> _f	Vapor sat., <i>v</i> _g	Líqu. sat., <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Vapor sat., <i>u</i> _g	Líqu. sat., <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Vapor sat., <i>h</i> _g	Líqu. sat., <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Vapor sat., <i>s</i> _g
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

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

$$v_f = 0,001017 \frac{m^3}{kg}$$

$$v_{fg} = 7,647083 \frac{m^3}{kg}$$

$$h_f = 251,42 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{fg} = 2357,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_3 = h_f + x_3 * h_{fg}$$

$$h_3 = 251,42 \frac{kJ}{kg} + \left(0,9431 * 2357,5 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$h_3 = 2474,759 \frac{kJ}{kg}$$

$$v_3 = v_f + x_3 * v_{fg}$$

$$v_3 = 0,001017 \frac{m^3}{kg} + \left(0,9431 * 7,647083 \frac{m^3}{kg} \right)$$

$$v_3 = 7,213 \frac{m^3}{kg}$$

Estado 4

$$P_4 = 20 \text{ kPa}$$

Figura 63

T. agua saturada 20 kPa

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		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
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

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

$$T_{sat} = 60,06 \text{ °C}$$

$$v_f = 0,001017 \frac{m^3}{kg}$$

$$h_f = 251,42 \frac{kJ}{kg}$$

$$s_f = 0,8320 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$x_4 = 0 \text{ (Líqu. saturado)}$$

Estado 1

$$P_1 = 133 \text{ kPa}$$

$$s_1 = s_4 = 0,8320 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Figura 64

T. agua saturada, 133 kPa

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		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
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
101.335	99.67	0.001043	1.6734	418.05	2097.0	2506.0	418.05	2256.5	2675.6	1.3050	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

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

Se procede a interpolar

Tabla 29

Interpolación para hallar sf y sg

P [kPa]	sf [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]	sg [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]
---------	--------------------------------	--------------------------------

125	1,3741	7,2841
133	sf	sg
150	1,4337	7,2231

$$s_f = 1,3932 \frac{kJ}{kg K}$$

$$s_g = 7,2646 \frac{kJ}{kg K}$$

Comparar $s_1 < s_f$

$$s_1 < s_f$$

$$0,8320 \frac{kJ}{kg K} < 1,3932 \frac{kJ}{kg K}$$

\therefore Es Líquido comprimido

Obtener h_1 y v_1

$$P_1 = 133 \text{ kPa}$$

Figura 65

T. agua líquida comprimida para hallar v_1 y h_1

Tabla A-7									
Agua líquida comprimida									
T	v	u	h	s	v	u	h	s	
°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K	
$P = 5 \text{ MPa (263.94 °C)}$					$P = 10 \text{ MPa (311.00 °C)}$				
Sat.	0.0012862	1148.1	1154.5	2.9207	0.0014522	1393.3	1407.9	3.3603	
0	0.0009977	0.04	5.03	0.0001	0.0009952	0.12	10.07	0.0003	
20	0.0009996	83.61	88.61	0.2954	0.0009973	83.31	93.28	0.2943	
40	0.0010057	166.92	171.95	0.5705	0.0010035	166.33	176.37	0.5685	
60	0.0010149	250.29	255.36	0.8287	0.0010127	249.43	259.55	0.8260	
80	0.0010267	333.82	338.96	1.0723	0.0010244	332.69	342.94	1.0691	
100	0.0010410	417.65	422.85	1.3034	0.0010385	416.23	426.62	1.2996	

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

Se procede a interpolar a presión de 5 MPa

Tabla 30

Interpolación para hallar v_{11} y h_{11}

$T [^{\circ}C]$	$v [\frac{m^3}{kg}]$	$h [\frac{kJ}{kg}]$
60	0,0010149	255,36
60,06	v_{11}	h_{11}
80	0,0010267	333,82

$$v_{11} = 0,0010149354 \frac{m^3}{kg}$$

$$h_{11} = 255,5954 \frac{kJ}{kg}$$

Se procede a interpolar a presión de 10 MPa

Tabla 31

Interpolación para hallar v_{12} y h_{12}

$T [^{\circ}C]$	$v [\frac{m^3}{kg}]$	$h [\frac{kJ}{kg}]$
60	0,0010127	259,55
60,06	v_{12}	h_{12}
80	0,0010244	342,94

$$v_{12} = 0,0010127351 \frac{m^3}{kg}$$

$$h_{12} = 259,8 \frac{kJ}{kg}$$

Se procede a interpolar a presión de 133 kPa

Tabla 32

Interpolación para hallar v_1 y h_1

$P [kPa]$	$v [\frac{m^3}{kg}]$	$h [\frac{kJ}{kg}]$
133	v_1	h_1
5000	0,0010149354	255,5954
10000	0,0010127351	259,8

$$v_1 = 0,0010171 \frac{m^3}{kg}$$

$$h_1 = 251,51 \frac{kJ}{kg}$$

Proceso 1 – 2 (Expansión Isobárica) – (Caldera)

1ra Ley:

$$q_{12} = q_{entrada} = \Delta h_{12} + W_{12}$$

$$q_{entrada} = h_2 - h_1$$

$$q_{entrada} = 2774,12 \frac{kJ}{kg} - 251,51 \frac{kJ}{kg}$$

$$q_{entrada} = 2522,61 \frac{kJ}{kg}$$

Proceso 2 – 3 (Expansión Isoentrópica) – (Turbina)

$$q_{23} = \Delta h_{23} + W_{23}$$

$$-\Delta h_{23} = W_{23}$$

$$w_{Turbina} = -(h_3 - h_2)$$

$$w_{Turbina} = -\left(2474,759 \frac{kJ}{kg} - 2774,12 \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$w_{Turbina} = 299,361 \frac{kJ}{kg}$$

Proceso 3 – 4 (Compresión Isobárica) – (Condensador)

$$q_{34} = q_{salida} = \Delta h_{34} + W_{34}$$

$$q_{salida} = h_4 - h_3$$

$$q_{salida} = 251,42 \frac{kJ}{kg} - 2474,759 \frac{kJ}{kg}$$

$$q_{salida} = -2223,339 \frac{kJ}{kg}$$

Proceso 4 – 1 (Compresión Isoentrópica) – (Bomba)

$$q_{41} = \Delta h_{41} + W_{41}$$

$$-\Delta h_{41} = W_{41}$$

$$w_{Bomba} = -(h_1 - h_4)$$

$$w_{Bomba} = -\left(251,51 \frac{kJ}{kg} - 251,42 \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$w_{Bomba} = -0,09 \frac{kJ}{kg}$$

a) Trabajo Neto

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

$$w_{neto} = 2522,61 \frac{kJ}{kg} - 2223,339 \frac{kJ}{kg}$$

$$w_{neto} = 299,271 \frac{kJ}{kg}$$

b) Eficiencia

$$\eta = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}}$$

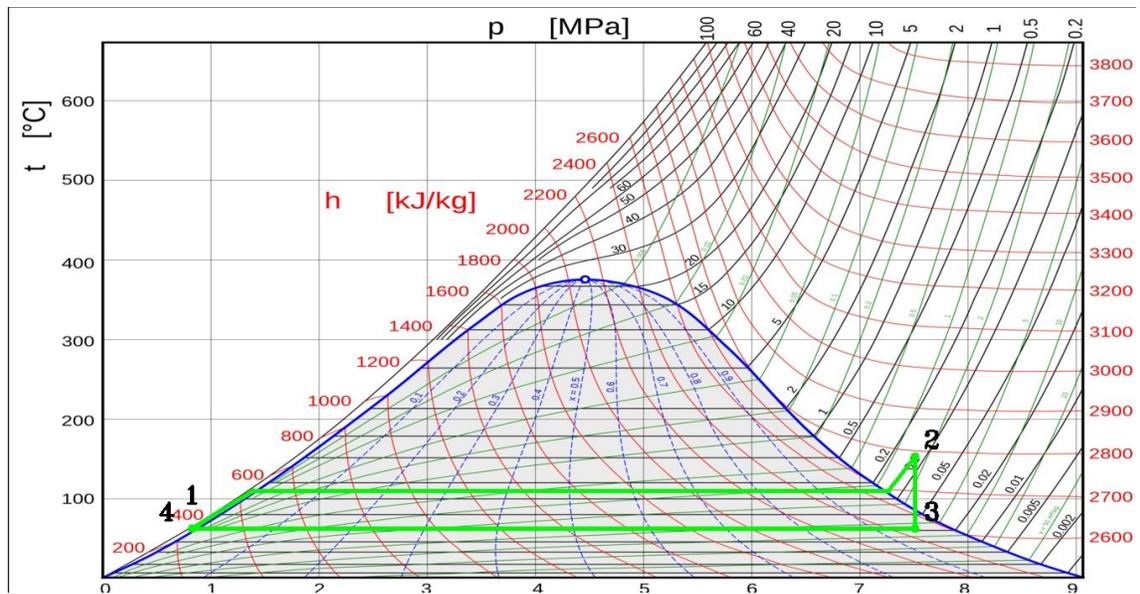
$$\eta = \frac{299,271 \frac{kJ}{kg}}{2522,61 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\eta = 0,11864 * 100\%$$

$$\eta = 11,864\%$$

Figura 66

Diagrama ciclo Rankine ideal calculado

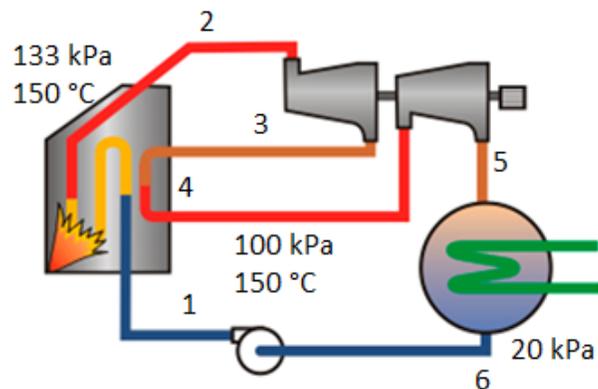


Cálculo de vaporización ulterior (con sobrecalentamiento)

Presión que llega al generador 133 kPa

Figura 67

Ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento



Datos

$$P_1 = P_2 = 133 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_3 = P_4 = 100 \text{ kPa}$$

$$P_5 = P_6 = 20 \text{ kPa}$$

$$T_4 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

Consideraciones

- **Ideal:** Internamente reversible y adiabático ($s_1 = s_6$; $s_2 = s_3$ y $s_4 = s_5$)
- Salida del condensador es líquido saturado

Aumento de una turbina, Recalentamiento

Uso 1era ley de la Termodinámica, Intercambiador de calor

$$P = d_e$$

$$\text{Sale- entra (Caldera, condensador)} \begin{cases} q_{ent1} = h_2 - h_1 \\ q_{ent2} = h_4 - h_3 \\ q_{sal} = h_6 - h_5 \end{cases}$$

Bombas, turbinas

$$\text{Adiabáticas } Q = 0$$

$$\text{Entra- Sale} \begin{cases} W_{TAP} = h_2 - h_3 \\ W_{TBP} = h_4 - h_5 \\ W_B = h_6 - h_1 \end{cases}$$

$$h_1 = h_6 + v t_6 (P_1 - P_6) = h_6 + v t_6 (P_{cd} - p_{con})$$

$h_2 \rightarrow$ Tabla vapor sobrecalentado con P_2 Y T_2 ; P_{2C} P_{od}

$$h_3 \rightarrow \begin{cases} \text{Mezcla } h_3 = h_f + x_3 h_{fs} \text{ (Tabla saturado a } P_3 = P_4) \\ \text{Vapor sobrecalentado} \rightarrow \text{Tabla vapor sobrecalentado con } P_3 \text{ y } s_3 \text{ (Interpolación)} \end{cases}$$

$$h_4 \rightarrow \text{Tabla vapor sobrecalentado con } P_4 \text{ y } P_4 = P_3$$

$$h_5 = h_f + x_s h_{fg}; h_f \text{ y } h_{fg} \text{ (Tabla agua saturado a } P_5 = P_{con})$$

$$h_c = h_f \text{ (Tabla agua saturado } P_5 = P_{cont})$$

Estado 2 (Vapor sobrecalentado)

$$P_2 = 133 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

Figura 68

T. Vapor de agua sobrecalentado 150 °C

Tabla A-6									
Vapor de agua sobrecalentado									
T	v	u	h	s					
°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg · K					
P = 0.10 MPa (99.61 °C)									
Sat.†	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589					
50					P = 0.20 MPa (120.21 °C)				
100	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611	Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270
150	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148	150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810
200	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356	200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081
	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346	250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

Se procederá a realizar una interpolación para hallar h2

Tabla 33

Interpolación para hallar h2

P [kPa]	h [kJ/kg]
100	2776,6
133	h2
200	2769,1

$$h_2 = 2774,12 \frac{kJ}{kg}$$

Estado 4 (Vapor sobrecalentado)

$$P_4 = 133 \text{ kPa}$$

$$T_4 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

Figura 69

T. Vapor de agua sobrecalentado 150 °C

Tabla A-6					
Vapor de agua sobrecalentado					
<i>T</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>	
<i>°C</i>	<i>m³/kg</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kJ/kg · K</i>	
<i>P</i> = 0.10 MPa (99.61 °C)					
Sat.†	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589	
50					
100	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611	
150	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148	
200	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356	
	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346	

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

$$h_4 = 2776,6 \frac{kJ}{kg}$$

Estado 6 (Agua sobrecalentada)

$$P_6 = 20 \text{ kPa}$$

Figura 70

T. Agua saturada 20 kPa

Tabla A-5													
Agua saturada. Tabla de presiones													
Pres., <i>P</i> kPa	Temp. <i>T</i> _{sat} °C	Volumen específico, <i>m</i> ³ /kg			Energía interna, <i>kJ</i> /kg			Entalpía, <i>kJ</i> /kg			Entropía, <i>kJ</i> /kg · K		
		Liq. sat., <i>v</i> _l	Vapor sat., <i>v</i> _g	Liq. sat., <i>u</i> _l	Evap., <i>u</i> _{fg}	Vapor sat., <i>u</i> _g	Liq. sat., <i>h</i> _l	Evap., <i>h</i> _{fg}	Vapor sat., <i>h</i> _g	Liq. sat., <i>s</i> _l	Evap., <i>s</i> _{fg}	Vapor sat., <i>s</i> _g	
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	

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

$$h_6 = 251,42 \frac{kJ}{kg}$$

Estado 1

$$h_1 = h_6 + v f_6 (P_1 - P_6) = h_6 + v f_6 (P_{cd} - P_{con})$$

$$h_1 = 251,42 \frac{kJ}{kg} + 0,001017 \frac{m^3}{kg} (133 - 20) \frac{kN}{m^2}$$

$$h_1 = 251,53 \frac{kJ}{kg}$$

Estado 3

Definir el estado 3:

- Proceso 2-3: Isoentrópico $S_3 = S_2 = 7,5046 \text{ kJ/kg K}$

Con $P_3 = P_4 = 100 \text{ kPa}$; $S_3 = 7,5046 \text{ kJ/kg K}$ (Tabla vapor saturado)

Figura 71

T. Agua saturada 100 kPa

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		
		Líqu. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líqu. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líqu. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líqu. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
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	0.001027	3.2172	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

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

$$S_f = 1,3028 \frac{kJ}{kg}$$

$$S_g = 7,3589 \frac{kJ}{kg}$$

Comparar $S_3 > S_g \leftarrow$ Vapor sobrecalentado

Interpolando tabla vapor sobrecalentado

Figura 72

T. Vapor de agua saturada sobrecalentado 100-150 °C

Tabla A-6				
Vapor de agua sobrecalentado				
T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
P = 0.10 MPa (99.61 °C)				
Sat. [†]	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50				
100	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

Tabla 34

Interpolación para hallar h3

s [kJ/kg K]	h [kJ/kg]
7,3611	2675,8
7,5046	H3
7,6148	2776,6

$$h_3 = 2732,82 \frac{kJ}{kg}$$

Estado 5 (Mezcla)

Proceso 4-5: Isoentrópico $S_5 = S_4 = 7,6148 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

Con $P_5 = 20kPa$

Figura 73

T. Agua saturada 20 kPa

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		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
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

Nota. Tomado de (Cengel, 2015)

$$s_f = 0,8320 \frac{kJ}{kg} \quad h_f = 251,42 \frac{kJ}{kg}$$

$$s_g = 7,9073 \frac{kJ}{kg} \quad h_{fg} = 2357,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$s_5 = s_f + x_5 * s_{fg}$$

$$x_5 = \frac{s_5 - s_f}{s_{fg}}$$

$$x_5 = \frac{7,6148 - 0,8320}{7,9073}$$

$$x_5 = 0,8578$$

$$h_5 = h_f + x_5 * h_{fg}$$

$$h_5 = 251,42 + 0,8578(2357,5)$$

$$h_5 = 2273,78 \frac{kJ}{kg}$$

Trabajo de la bomba

$$W_B = h_6 - h_1$$

$$W_B = 251,42 - 251,51$$

$$W_B = -0,09 \text{ kJ/kg}$$

Trabajo de la Turbina alta presión

$$W_{TRN} = h_2 - h_3$$

$$W_{TRN} = 2774,12 - 2732,82$$

$$W_{TRN} = 41,3 \text{ kJ/kg}$$

Trabajo de la turbina de baja presión

$$W_{TBP} = h_4 - h_5$$

$$W_{TBP} = 2776,6 - 2474,759$$

$$W_{TBP} = 301,841 \text{ kJ/kg}$$

Calor 1 y 2 en la caldera

$$Q_{entr_2} = h_4 - h_3$$

$$Q_{entr_2} = 2776,6 - 2732,82$$

$$Q_{entr_2} = 43,78 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{entr_1} = h_2 - h_1$$

$$Q_{entr_1} = 2774,12 - 251,51$$

$$Q_{entr_1} = 2522,61 \text{ kJ/kg}$$

Calor en el condensador

$$Q_{sal} = h_6 - h_5$$

$$Q_{sal} = 251,42 - 2474,759$$

$$Q_{sal} = -2223,339 \text{ kJ/kg}$$

Trabajo neto

$$W_n = Q_{entr_1} + Q_{entr_2} - Q_{sal}$$

$$W_n = 2522,61 + 43,78 - 2223,339$$

$$W_n = 343,051 \text{ kJ/kg}$$

$$W_n = \omega_{TAP} + \omega_{TBP} - \omega_B$$

$$\eta_{ter} = \frac{W_n}{Q_{entr}}$$

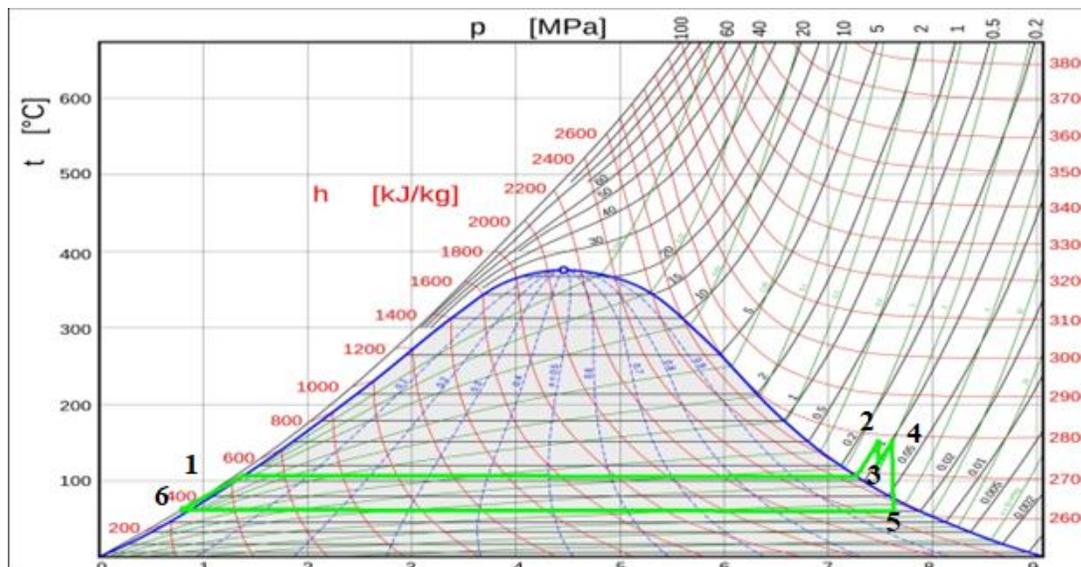
$$\eta_{ter} = \frac{343,051 \text{ kJ/kg}}{2522,61 \text{ kJ/kg}}$$

$$\eta_{ter} = 0,136$$

$$\eta_{ter} = 13,6\%$$

Figura 74

Diagrama ciclo Rankine sobrecalentado calculado



Configuración de variables para el Ciclo Rankine real en el sistema

En el proceso de análisis de un conjunto de 40 muestras. La selección de las 5 más relevantes con el criterio 1 de temperaturas altas con presiones altas en la caldera visualizadas en las configuraciones 1 y 2. Un criterio 2 de temperaturas bajas con presiones bajas observadas en las configuraciones 3 y 4. Un criterio 3 con temperatura y presión medias en el caldero en la configuración 5. La elección de estas cinco es para discernir la trascendencia dentro de la información disponible.

Configuración 1

Temperatura de caldera: $T_2 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de caldera: 800 kPa

Presión de entrada del generador: $P_1 = P_2 = 600 \text{ kPa}$

Presión de salida del generador: $P_3 = 20 \text{ kPa}$

Tabla 35

Configuración 1 puntos calculados del ciclo Rankine

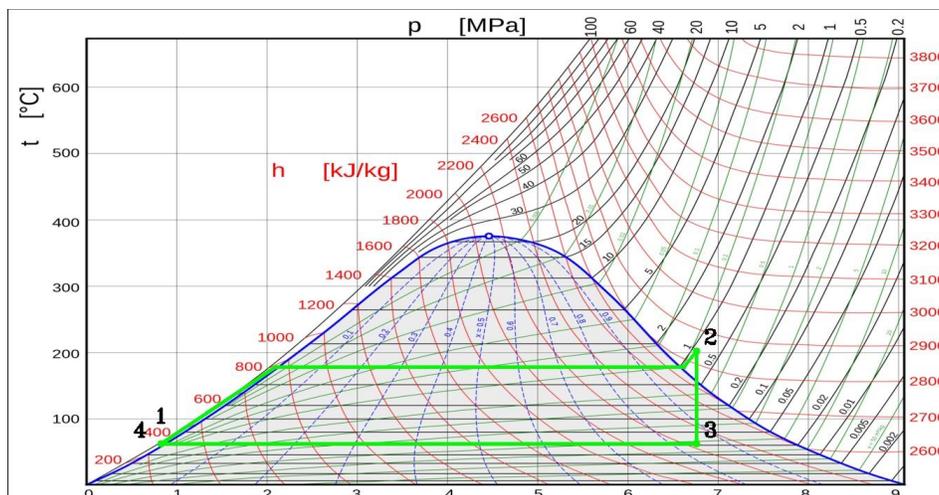
Punto	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Volumen [m ³ /kg]	Entalpia [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg.K]	Calidad [-]
1	600	60,08	0,0010169	251,98	0,8320	No aplica
2	600	200	0,35212	2850,6	6,9683	No aplica
3	20	60,06	6,633	2296,062	6,9683	0,8673
4	20	60,06	0,001017	251,42	0,8320	0

Eficiencia= 21,318 %

Voltaje en el generador= 18 v

Figura 75

Diagrama ciclo Rankine configuración 1



La configuración 1, se tiene los valores máximos de presión y temperatura en especial del caldero. El caldero (2) juega un papel fundamental en la eficiencia y seguridad del sistema en su conjunto. Los valores de presión de 900 kPa y temperatura 200 °C alcanzados son meticulosamente regulados para estar dentro de los límites permisibles del sistema, lo que garantiza un funcionamiento óptimo y evita riesgos operativos según lo calculado. En la bomba (1) se evalúa principalmente la presión que es igual en todos los casos a 20 kPa y el agua en estado líquido a 20 °C para tratar los valores más altos permisibles. La bomba se encarga de aumentar la presión del fluido de trabajo, lo que se traduce en un aumento en la entalpía del siguiente punto que sería el caldero. En el generador (3), se analizan principalmente la presión máxima que trabaja a la entrada es de 900 kPa, la temperatura entraría a 200 °C promedio, la entalpía se tiene de 2296,062 kJ/kg y la entropía 6,9683 kJ/kg·K. En el condensador (4), las propiedades clave a analizar son la presión que sale del generador 600 kPa, la temperatura que sale del generador es de aproximadamente 100 °C promedio. En este componente, el fluido de trabajo se enfría y condensa, liberando calor al medio intermitente. Aquí, se examina cómo disminuye la entalpía y la temperatura a medida que el fluido cede calor, y cómo aumenta

la entropía debido a la transferencia de energía térmica del fluido hacia el entorno. Estos valores máximos se podrían usar en la central térmica de vapor si los componentes plásticos como los empaques resistieran mayor presión ya que los cálculos de diseño de la caldera y las cualidades del generador si permiten. El análisis incluye evaluar el incremento de la temperatura y la entalpía a lo largo del proceso de calentamiento, junto con la eficiencia del generador en función de las pérdidas de calor. Se tiene la relación de la eficiencia térmica y la calidad en el generador. Los valores obtenidos en la configuración 1 teniendo una eficiencia de 21,318% con una calidad de la mezcla de agua en el generador de 0,8673.

Configuración 2

Temperatura de caldera: $T_2 = 180 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de caldera: 700 kPa

Presión de entrada del generador: $P_1 = P_2 = 500 \text{ kPa}$

Presión de salida del generador: $P_3 = 20 \text{ kPa}$

Tabla 36

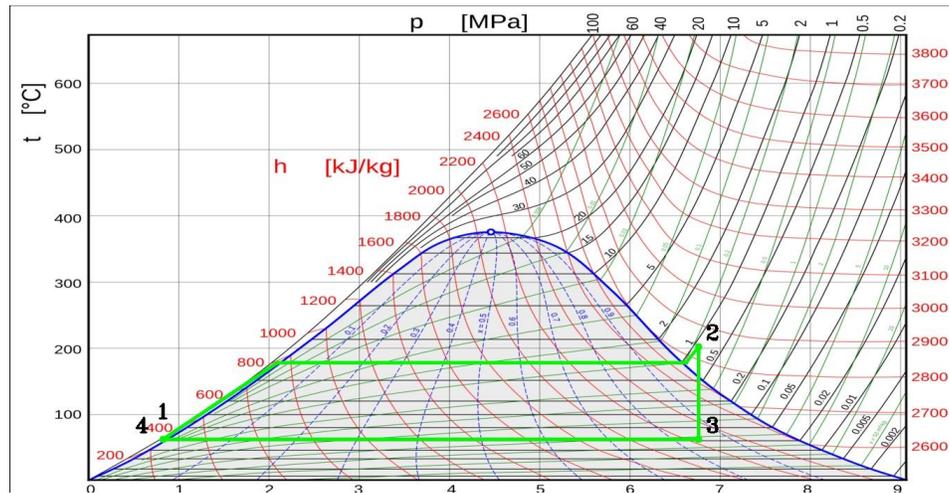
Configuración 2 puntos calculados del ciclo Rankine

Punto	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Volumen [m³/kg]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg.K]	Calidad [-]
1	500	60,07	0,001017	251,88	0,8320	No aplica
2	500	180	0,40419	2811,08	6,9612	No aplica
3	20	60,06	6,626	2293,705	6,9612	0,8663
4	20	60,06	0,001017	251,42	0,8320	0

Eficiencia= 20,198 %

Voltaje en el generador= 15 v

Figura 76
Diagrama ciclo Rankine configuración 2



En la configuración 2 se tiene valores altos de presión y temperatura para el generador. El caldero (2) los valores de presión de 700 kPa y temperatura de 180 °C alcanzados son regulados para estar dentro de los valores permisibles dado en los cálculos del sistema para evitar desgaste en los componentes que conforman el ciclo termodinámico. En la bomba (1) se evalúa principalmente la presión a 20 kPa y la entalpía del fluido el mismo valor de la configuración 1. La bomba se encarga de aumentar la presión del fluido de trabajo. En el generador (3), se analizan principalmente la presión que entraría de 500 kPa, la temperatura a 180°C, la entalpía se tiene de 2293,705 kJ/kg y la entropía 6,9612 kJ/kg*K. El análisis incluye evaluar el incremento de la temperatura y la entalpía a lo largo del proceso de calentamiento, junto con el cálculo de la eficiencia del generador en función de las pérdidas de calor.

En el condensador (4), las propiedades clave a analizar son la presión a 20 kPa, la temperatura que sale del generador es de aproximadamente 90 °C promedio. Aquí, se examina cómo disminuye la entalpía y la temperatura a medida que el fluido cede calor, y cómo aumenta la entropía debido a la transferencia de energía térmica del fluido hacia el entorno. Estos valores altos se podrían usar en la central térmica de vapor si los componentes plásticos como los empaques resistieran mayor presión ya que los cálculos de diseño de la caldera y las

calidades del generador si permiten. Se tiene la relación de la eficiencia térmica y la calidad en el generador. Los valores obtenidos en la configuración 2 teniendo una eficiencia de 20,198 % con una calidad de la mezcla en el generador de 0,8663.

Configuración 3

Temperatura de caldera: $T_2 = 140 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de caldera: 400 kPa

Presión de entrada del generador: $P_1 = P_2 = 200 \text{ kPa}$

Presión de salida del generador: $P_3 = 20 \text{ kPa}$

Tabla 37

Configuración 3 puntos calculados del ciclo Rankine

Punto	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Volumen [m³/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg.K]	Calidad [-]
1	200	60,09	0,0010171	251,57	0,8320	No aplica
2	200	140	0,93499	2748,02	7,2293	No aplica
3	20	60,06	6,916	2383,053	7,2293	0,9042
4	20	60,06	0,001017	251,42	0,8320	0

Eficiencia= 14,613 %

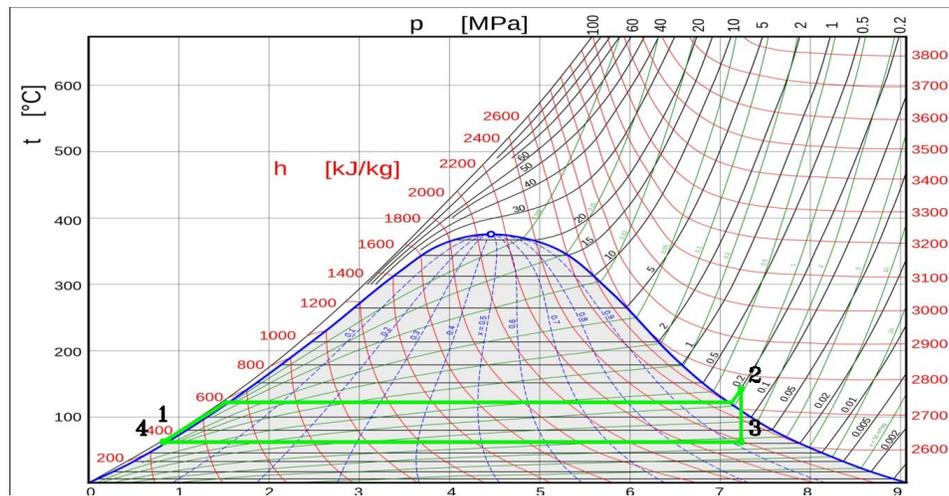
Voltaje en el generador= 3 v

La configuración 3, las pruebas al definir y analizar con detalle los valores bajos de presión y temperatura en todos los puntos críticos del sistema, otorgando una atención especial al caldero y al generador. El análisis comenzando con la bomba (1), se evaluarían los valores bajos de presión a 20 kPa y temperatura de 20 °C necesarios para lograr una compresión adecuada del fluido de trabajo. En el caldero (2), se buscaría determinar los valores bajos de presión de 400 kPa y temperatura de 140 °C que permiten un intercambio térmico eficiente

para la generación de vapor. La prueba se enfocaría en cómo estos valores bajos influyen en la calidad del vapor producido y en la capacidad de la turbina (3) para extraer energía del sistema.

Figura 77

Diagrama ciclo Rankine configuración 3



El generador sería objeto de una evaluación similar, buscando establecer los valores bajos de presión de entrada a 200 kPa y temperatura de 70°C para mantener la eficiencia de la conversión de energía térmica a energía eléctrica. En relación con el compresor (4), se analizaría cómo los valores pequeños de presión y temperatura influyen en el proceso de compresión. Además, en el generador, se examinaría la calidad de la mezcla de 0,9042 y cómo los valores bajos afectan la eficiencia del sistema de 14,613%.

Configuración 4

Temperatura de caldera: $T_2 = 120\text{ °C}$

Presión de caldera: 300 kPa

Presión de entrada del generador: $P_1 = P_2 = 100\text{ kPa}$

Presión de salida del generador: P3= 20 kPa

Tabla 38

Configuración 4 puntos calculados del ciclo Rankine

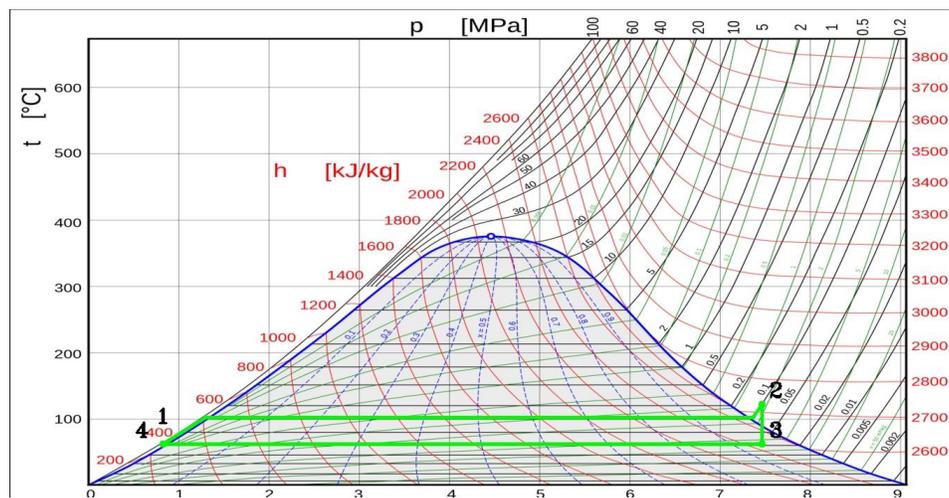
Punto	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Volumen [m ³ /kg]	Entalpia [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg.K]	Calidad [-]
1	100	60,05	0,0010172	251,47	0,8320	No aplica
2	100	120	1,79222	2716,12	7,4626	No aplica
3	20	60,06	7,167	2460,615	7,4626	0,9371
4	20	60,06	0,001017	251,42	0,8320	0

Eficiencia= 10,365 %

Voltaje en el generador= 3 v

Figura 78

Diagrama ciclo Rankine configuración 4



En la configuración 4 se recalca la importancia de definir y analizar con detalle los valores mínimos de presión y temperatura en todos los puntos críticos del sistema. El análisis de cada componente sería llevado a cabo comenzando con la bomba (1), se evaluarían los valores mínimos de presión y temperatura que son los mismos descritos en la configuración 3 necesarios para lograr una compresión adecuada del fluido de trabajo. En el caldero (2), se

buscaría determinar los valores mínimos de presión a 300 kPa y temperatura 120 °C que permitan un intercambio térmico eficiente para la generación de vapor. El análisis se enfocaría en cómo estos valores mínimos influyen en la calidad del vapor producido y en la capacidad de la turbina (3) para extraer energía del sistema. El generador sería objeto de una evaluación similar, buscando establecer los valores mínimos de presión de entrada de 100 kPa y temperatura de 120 °C. Además, se prestaría atención a la calidad de la mezcla en el generador, considerando cómo los valores mínimos de temperatura y presión afectan la composición del generador. En relación con el compresor (4), se analizaría cómo los valores mínimos de presión y temperatura influyen en el proceso de compresión. El enfoque del análisis se ampliaría al considerar la eficiencia general del sistema, evaluando cómo los valores mínimos de presión y temperatura afectan la eficiencia global del ciclo que es de 10,365 %. Además, en el generador, se examinaría la calidad de la mezcla de 0,9371 y cómo los valores mínimos de presión y temperatura influyen en la composición del vapor generado y en su capacidad para generar trabajo en la turbina.

Configuración 5

Temperatura de caldera: $T_2 = 150$ °C

Presión de caldera: 325 kPa

Presión de entrada del generador: $P_1 = P_2 = 133$ kPa

Presión de salida del generador: $P_3 = 20$ kPa

Eficiencia= 11,864 %

Voltaje en el generador= 4 v

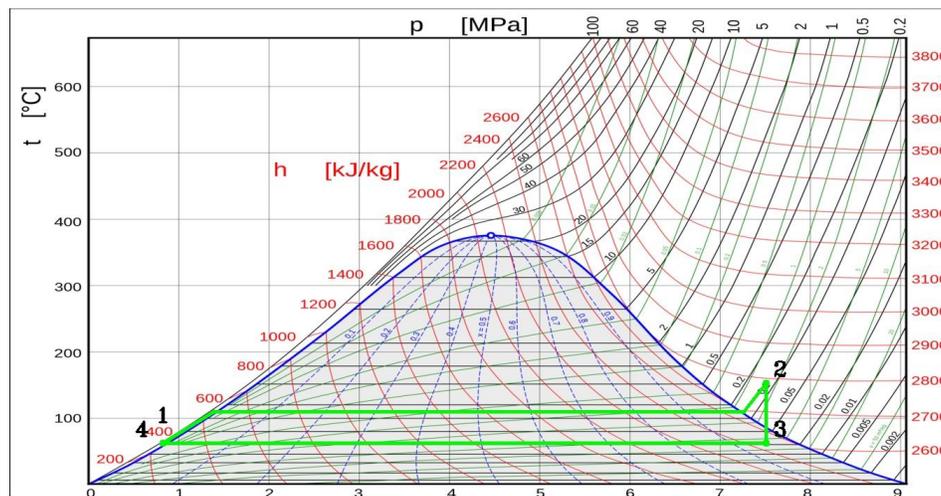
Tabla 39

Configuración 5 puntos calculados del ciclo Rankine

Punto	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Volumen [m ³ /kg]	Entalpia [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg.K]	Calidad [-]
1	133	60,06	0,0010171	251,51	0,8320	No aplica
2	133	150	1,61434	2774,12	7,5046	No aplica
3	20	60,06	7,213	2474,759	7,5046	0,9431
4	20	60,06	0,001017	251,42	0,8320	0

Figura 79

Diagrama ciclo Rankine configuración 5



En la Configuración 5 se centraría en cómo estos valores influyen en la eficiencia, el rendimiento y los valores óptimos del sistema en su conjunto, logrando una compresión ideal y la posibilidad de ajustes precisos para optimizar el funcionamiento del ciclo Rankine. Se destaca la importancia de establecer y analizar los valores adecuados de presión y temperatura en todos los puntos críticos del sistema. En el proceso de análisis de cada punto, comenzando con la bomba (1), se evaluarían detenidamente los niveles de presión y temperatura requeridos para garantizar una compresión efectiva del fluido de trabajo. Se consideraría de la bomba en función de cómo se logra la presión deseada de 20 kPa. En el caso del caldero (2), se

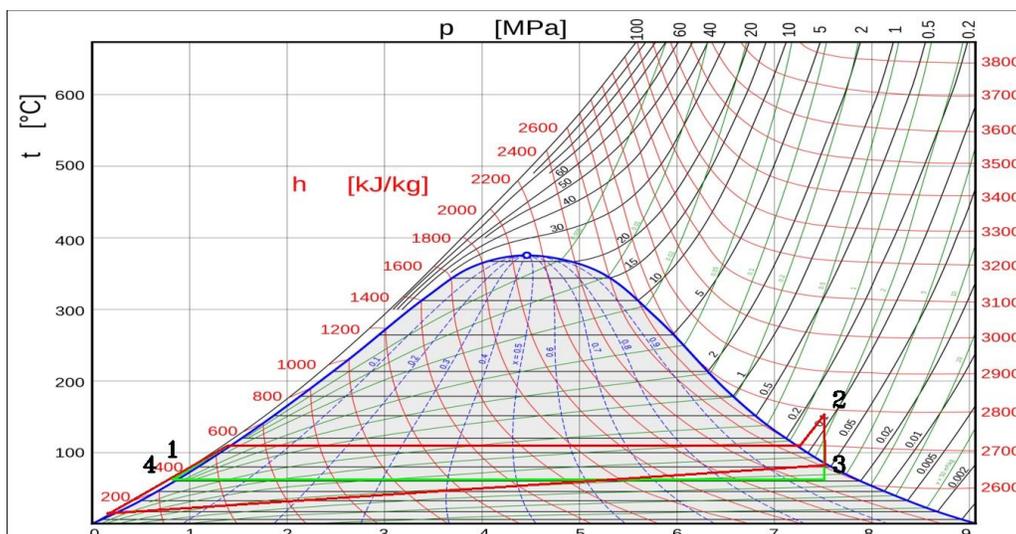
enfocaría en alcanzar los valores óptimos de presión 400 kPa y temperatura 150 °C para asegurar una transferencia de calor efectiva y una eficiencia máxima en la conversión de energía térmica. El análisis se centraría en cómo estos valores reducen la calidad del vapor generado y su capacidad para impulsar la turbina (3) con la máxima eficiencia. El generador también sería objeto de análisis minucioso, considerando los valores óptimos de presión de entrada a 133 kPa y temperatura a 150 °C, para lograr la máxima eficiencia en la conversión de energía térmica en energía eléctrica. En lo que respecta al compresor (4), se investigaría la presión y temperatura óptimas para asegurar que el fluido de trabajo comprimido alcance las condiciones ideales para el proceso subsiguiente. Los valores obtenidos en la configuración 5, teniendo una eficiencia de 11,864% con una calidad de la mezcla en el generador de 0,9431.

Estos valores de presión y temperatura representan las condiciones ideales permitidas para el funcionamiento eficiente y seguro de la central térmica de vapor.

Comparación entre el ciclo ideal calculado y la configuración óptima (5)

Figura 80

D.C.R. Comparación entre el C.I. calculado y la configuración 5



Desde el punto 1 hasta el punto 2 se lleva a cabo el proceso de la caldera, donde se establece un trayecto definido. En el punto 2, tanto en el escenario ideal como en el real, se observa una constancia notable; la temperatura se mantiene a 150 °C y la presión a 133 kPa.

La transición desde el punto 2 hasta el punto 3 marca la evolución en el generador, y aquí es donde se presentan diferencias. En la versión ideal, se plantea una temperatura de 60 °C y una presión de 20 kPa. Sin embargo, en la gráfica de los valores reales, la temperatura se eleva a 80 °C y la presión a 50 kPa. Estos cambios tienen su fundamento en las especificaciones técnicas del generador, en particular, en el diámetro de la turbina utilizada en el proceso.

El tránsito desde el punto 3 hasta el punto 4 engloba la operación del condensador, y nuevamente se hace evidente las diferencias. Siguiendo la idealización, se propone una temperatura de 60 °C y una presión de 20 kPa. Pese a que, en el caso real, los valores cambian sustancialmente, marcando una temperatura de 12 °C y una presión de 1 kPa. Estos desvíos se explican por el diseño de sistema empleado: el sistema es abierto, sin una conexión entre la salida del condensador y la bomba de agua, permitiendo que el vapor condensado se dirija hacia un contenedor separado.

El trayecto desde el punto 4 de regreso al punto 1 constituye la función de la bomba. En el punto 1, también se aprecian discrepancias entre la idealización y la realidad. Según el escenario ideal, la temperatura se mantendría a 60 °C y la presión a 20 kPa. Sin embargo, en la gráfica del caso real, la temperatura disminuye a 12 °C y la presión desciende a 1 kPa. La explicación reside en la naturaleza abierta del sistema, donde se utiliza una bomba de agua para llenar la caldera desde un recipiente, iniciando así el ciclo nuevamente.

El diseño demuestra su eficacia al haber logrado una exitosa concordancia con el punto 3 del caso real, el cual se encuentra dentro la curva de la campana del diagrama de los estados

del agua. Además, se destaca que la variación en la entropía es meramente del 0.1% con respecto al estado ideal, solidez del diseño en relación con las expectativas.

Estación central térmica de vapor

Una vez recopilados los valores reales durante las pruebas. Cualquier discrepancia detectada será objeto de un análisis, buscando comprender sus causas subyacentes.

Etapa de bomba

En esta etapa, se procederá a activar la electroválvula ubicada en la entrada de la bomba de agua, manteniéndola operativa durante un período de 20 segundos. Una vez transcurrido este lapso, se activará la bomba de agua por 20 segundos adicionales. Este procedimiento garantiza un llenado adecuado de la caldera, los valores están presentes en la Tabla 40.

Tabla 40

Etapa bomba

Tiempo (s)	Volumen (lt)
20	0
24	1,05
28	1,95
32	2,90
36	3,80
40	4,75
42	4,75

Etapa de Caldero

Una vez que la caldera ha sido debidamente llenada con agua, se procede a la activación de las resistencias para iniciar el proceso de calentamiento. El objetivo es alcanzar una presión de 325 kPa y una temperatura de 150 °C, valores considerados apropiados para la

operación. Este proceso de calentamiento está diseñado para completarse en un período de 12 minutos, durante los cuales se llevará a cabo la transformación del agua en vapor bajo las condiciones específicas requeridas. En la Tabla 41 tenemos los parámetros de temperatura y presión medidos.

Tabla 41

Etapa de caldero

Tiempo (minutos)	Temperatura (°C)	Presión (kPa)
2	21	-20
4	27	-10
6	35	0
8	50	50
10	85	100
11	112	250
12	140	350
13	151	290
14	148	347

Etapa de Generador

Durante esta etapa del proceso, una vez que el agua dentro de la caldera ha alcanzado la temperatura y presión adecuadas, se procede a activar la electroválvula de salida de la caldera. Esta acción tiene como objetivo regular la presión de entrada al generador, estableciéndola en 133 kPa. Además, se mantiene este proceso en funcionamiento durante un período de 15 minutos. Esta serie de acciones asegura la operación controlada, manteniendo las condiciones necesarias para el ciclo de generación de vapor. En la Tabla 42 para los valores de volumen y presión a comparar los calculados vs los reales.

Tabla 42

Etapa de generador

Tiempo (minuto)	Voltaje C.D. (v)
12	2,52

Tiempo (minuto)	Voltaje C.D. (v)
15	3,70
18	4,35
21	3,63
24	3,79
27	4,20

Etapa de Condensador

Durante el proceso de funcionamiento del condensador, este se activa al culminar el llenado completo de agua en la caldera. Este proceso sincronizado ocurre durante el período de 12 minutos requerido para alcanzar las condiciones adecuadas de temperatura y presión en la caldera. A lo largo de este intervalo, el sistema de enfriamiento logra descender hasta alcanzar su temperatura mínima de -15 °C. Además, el condensador continúa en operación durante los 15 minutos en los que el generador estará en funcionamiento. En la Tabla 43 se obtiene valores de temperatura de la tubería para el condensador.

Tabla 43

Etapa de condensador

Tiempo (minutos)	Temperatura (°C)
2	14,7
6	5
10	0
14	79,8
18	58,7
22	55,4
27	75,3

Validación de Hipótesis

Hipótesis

La hipótesis planteada en este proyecto de tesis es:

El diseño e implementación de una estación central térmica de vapor permitirá realizar análisis del efecto de evaporación ulterior.

Variables de la investigación

Variables Independientes

Estación central térmica de vapor.

Variables Dependientes

Efecto de evaporación ulterior.

(Gavidia, 2019), El método estadístico del Chi-cuadrado (χ^2) es muy útil para comprobar la existencia de la relación entre las variables dependientes e independientes de la hipótesis, relacionando la diferencia entre el conjunto de frecuencias observadas (f_o) en la muestra y el conjunto de frecuencias teóricas y esperadas (f_e) de la misma.

Es necesario establecer una hipótesis Nula H_0 y una hipótesis de trabajo H_1

- Hipótesis Nula H_0 : La obtención de mezcla en vapor saturado no permite la generación de energía eléctrica en la estación térmica con mayor eficiencia.
- Hipótesis de trabajo H_1 : La obtención de mezcla en vapor saturado permite la generación de energía eléctrica en la estación térmica con mayor eficiencia.

Parámetros de estudio para validar la hipótesis son:

- Las muestras (configuraciones) seleccionadas a experimentar: $m = 40$.
- Eficiencia de la central térmica de vapor
- Calidad de la mezcla de agua en el generador

Posteriormente se realiza una evaluación de funcionamiento con los valores configurados para las pruebas, en donde se espera obtener valores adecuados para el funcionamiento de la central térmica.

Comprobación de hipótesis

En la Tabla 44, se detalla los valores de voltaje, eficiencia y calidad en la mezcla, obtenidos de cada configuración para validación de hipótesis.

Tabla 44

Tabla variables de Chi cuadrado

Valores generados	Ciclo Rankine		Total
	Voltaje < 3 [v]	Voltaje >= 3 [v]	
Eficiencia < 15 %	11	15	26
15 % < Eficiencia	1	13	14
Total	12	28	40

El número de grados de libertad (n), se calcula mediante la ecuación (28).

$$n = (\#f - 1) * (\#c - 1)$$

Donde:

$\#f$ = Números de filas

$\#c$ = Números de columnas

$$n = (2 - 1) * (2 - 1)$$

$$n = 1$$

Para la comprobación de esta hipótesis se trabaja con un nivel de confianza del 99%, cuyo nivel de significancia es de 0,01.

De acuerdo con la tabla del Chi-cuadrado crítico Figura 78, da un valor de

Figura 81

T. de la distribución Chi-cuadrado 1 G.D.L. Confianza 99 %

df	$\chi^2_{.995}$	$\chi^2_{.990}$	$\chi^2_{.975}$	$\chi^2_{.950}$	$\chi^2_{.900}$	$\chi^2_{.100}$	$\chi^2_{.050}$	$\chi^2_{.025}$	$\chi^2_{.010}$	$\chi^2_{.005}$
1	0.000	0.000	0.001	0.004	0.016	2.706	3.841	5.024	6.635	7.879
2	0.010	0.020	0.051	0.103	0.211	4.605	5.991	7.378	9.210	10.597
3	0.072	0.115	0.216	0.352	0.584	6.251	7.815	9.348	11.345	12.838
4	0.207	0.297	0.484	0.711	1.064	7.779	9.488	11.143	13.277	14.860
5	0.412	0.554	0.831	1.145	1.610	9.236	11.070	12.833	15.086	16.750
6	0.676	0.872	1.237	1.635	2.204	10.645	12.592	14.449	16.812	18.548
7	0.989	1.239	1.690	2.167	2.833	12.017	14.067	16.013	18.475	20.278

Nota. Tomado de (Gavidia, 2019)

$$x^2 \text{crítico} = 6,635$$

A continuación, se procede a formular la hipótesis nula (H_0) y la hipótesis de trabajo (H_1).

H_0 (Nula): Parámetros Independientes ($x^2 \text{calculado} < x^2 \text{crítico}$)

H_1 (Alternativa): Parámetros no Independientes ($x^2 \text{calculado} > x^2 \text{crítico}$)

Posteriormente se realiza la tabla de contingencia Tabla 45 aplicando la siguiente ecuación.

$$x^2 \text{calculado} = \sum \frac{(f_o - f_e)^2}{f_e}$$

Donde:

f_o : Frecuencia del valor observado

f_e : Frecuencia del valor esperado

Procedemos a calcular los valores de las frecuencias de valor esperado.

Tabla 45*Chi cuadrado calculado*

Alternativas	f_o	$f_e =$ <u>$v.fila * v.columna$</u> total	f_e	$\frac{(f_o - f_e)^2}{f_e}$
Se exhibe una eficiencia que se sitúa por debajo del 15%, presentando un voltaje que no supera los 3 voltios	11	$\frac{12 * 26}{40}$	7,8	1,31282051
Se exhibe una eficiencia que se sitúa por debajo del 15%, presentando un voltaje es igual o mayor a 3 voltios	15	$\frac{28 * 26}{40}$	9,8	2,75918367
Se exhibe una eficiencia superior al 15%, presentando un voltaje que no supera los 3 voltios	1	$\frac{12 * 14}{40}$	4,2	2,43809524
Se exhibe una eficiencia superior al 15%, al mismo tiempo que su voltaje es igual o mayor a 3 voltios.	13	$\frac{28 * 14}{40}$	9,8	1,04489796
Total			7,5549	

$$x^2 \text{ calculado} = 7,5549$$

Parámetros no Independientes

$$x^2 \text{ calculado} > x^2 \text{ crítico}$$

$$7,5549 > 6,635$$

Se procede a la comprobación de Chi-cuadrada con el valor calculado, siendo mayor el valor calculado, lo que significa que se rechaza la hipótesis nula y se acepta la hipótesis alternativa, representa que mediante la obtención de mezcla en vapor saturado permite la generación de energía eléctrica en la estación térmica con mayor eficiencia.

Análisis de resultados

En la comparativa entre el Ciclo Rankine Ideal y el Real en el Punto 3, se observaron 15 muestras con un voltaje de 3 voltios o superior y una eficiencia por debajo del 15%. Se constató

que la variación de entropía no excedió el 1%, mientras que la variación de temperatura se mantuvo dentro de un rango inferior al 33%.

Se identificaron 13 muestras con un voltaje igual o superior a 3 voltios y una eficiencia superior al 15% en el contexto de la comparación entre el Ciclo Rankine Ideal y el Real en el Punto 3. Se constató que la variación en la entropía se mantuvo por debajo del 3%, mientras que la variación en la temperatura se encontró dentro de un margen inferior al 37%.

En el rango de valores de entropía comprendidos entre 6.7 y 7.6 kJ/kg·K, y con una temperatura que varía de 150 a 200 °C, se establece que la calidad de la mezcla de vapor se encuentra en el margen de 86% a 95%. Es evidente que el generador está operando de manera adecuada. La hipótesis alternativa que dice “La obtención de mezcla en vapor saturado permite la generación de energía eléctrica en la estación térmica con mayor eficiencia”, el análisis es válido al haberse realizado varias configuraciones funcionales.

Se observaron 11 muestras con un voltaje inferior a 3 voltios y una eficiencia por debajo del 15%, la comparación entre el Ciclo Rankine Ideal y el Real en el Punto 3. Se constató que las variaciones en la entropía, temperatura y presión se mantuvieron por debajo del 2%, 20% y 5%, respectivamente.

Se identificó 1 muestra con un voltaje inferior a 3 voltios y una eficiencia superior al 15%, al realizar la comparación entre el Ciclo Rankine Ideal y el Real en el Punto 3. Se constató que las variaciones en la entropía, temperatura y presión se mantuvieron por debajo del 5%, 40% y 10%, respectivamente.

En el rango de valores de entropía que abarca de 7.1 a 7.5 kJ/kg·K, junto con una temperatura que varía de 100 a 140 °C y una presión que oscila entre 100 y 120 kPa, se deduce que la calidad de la mezcla de vapor se encuentra en un intervalo de 60% a 80%. Estos hallazgos indican que el generador no está operando de manera adecuada, ya que una

cantidad significativa de líquido está ingresando a la turbina, lo cual afecta su funcionamiento correcto. La hipótesis nula que dice “La obtención de mezcla en vapor saturado no permite la generación de energía eléctrica en la estación térmica con mayor eficiencia”, el análisis es válido al haberse realizado varias configuraciones no funcionales.

En la Tabla 46 se presenta los criterios críticos en el ciclo al momento de evaluar a través de un análisis ulterior los ciclos, en donde se obtiene una relación de la eficiencia térmica.

Tabla 46

Análisis en la eficiencia térmica y la calidad de la mezcla en el generador

	Ciclo Rankine	Ciclo Rankine Sobrecalentado
Eficiencia térmica (%)	11,864	13,6
Calidad a la salida del generador	0,908	0,9431

La forma como se vio en los cálculos fue sobrecalentar la temperatura del generador a la misma presión ideal por las cualidades ideales. Ya que al incrementar la temperatura del generador aumenta la eficiencia térmica. Con este método se puede aumentar la calidad de la mezcla en el generador. Tener en cuenta que cuando la temperatura supera los 620°C afectaría al generador metalúrgicamente o dependerá del material de construcción del generador.

Capítulo V

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones.

- En un lapso de 12 minutos, la presión en el interior de la caldera se incrementa a 325 kPa, mientras que la temperatura interna alcanza los 150 °C. Estas condiciones son cruciales para la generación de vapor de agua sobrecalentado que posteriormente ingresa al generador.
- Al llevar a cabo la regulación de la presión interna de la caldera dentro del intervalo comprendido entre 300 kPa y 350 kPa, junto con el mantenimiento de una temperatura de 150 °C, se logra asegurar una presión de salida constante de 133 kPa.
- Manteniendo la temperatura interna de la caldera a 150 °C y estableciendo una presión de entrada de 133 kPa al generador, se logra alcanzar una calidad de la mezcla del vapor del 94.31%. Esta condición permite la generación de 4 voltios de energía de manera eficiente y efectiva.
- En el punto de salida del generador, el vapor de agua exhibe una temperatura de 85 °C y una presión de 20 kPa. Para llevar a cabo el proceso de condensación de manera efectiva, se requiere que el condensador mantenga una temperatura de -15 °C. Este enfriamiento es esencial para que la fase de condensación se logre la transformación del vapor en líquido.
- Un lapso de 12 minutos resulta ampliamente adecuado para que el condensador alcance su temperatura mínima requerida de -15 °C, la cual es crucial para iniciar el proceso de condensación de manera efectiva.
- La introducción de 5 litros de agua en la caldera marca el inicio del proceso. A través de este abastecimiento, se establece la posibilidad de generar energía eléctrica de manera continua durante un periodo de 2 horas.

- La central térmica de vapor, bajo la especificación de una presión interna en la caldera de 325 kPa, una temperatura interna de la caldera de 150 °C, una presión de entrada al generador de 133 kPa y una presión de salida del generador de 20 kPa, logra operar con una eficiencia térmica medida en un 11.864%. Esta medida de eficiencia refleja la relación entre la energía térmica convertida de manera óptima y la energía en el generador de 4 watt resultante dentro del sistema.
- La supervisión del HMI se lleva a cabo mediante el acceso a la página "Central Térmica: Sistema". En esta página, es posible visualizar los datos recopilados por los sensores, proporcionando una visión detallada de las mediciones realizadas.
- La validación del control a través del HMI se efectúa mediante la observación en el monitor de la representación gráfica del Ciclo Rankine Ideal vs Real. Esta gráfica se genera instantáneamente al presionar el botón "graficar", ofreciendo una representación visual del estado y el rendimiento del ciclo en ese momento.

Recomendaciones

- En el proceso de encendido de la central térmica de vapor, es fundamental que la bomba de agua se encuentre en modo de paro hasta que la unidad Raspberry esté completamente encendida. Durante este período, los relés detectarán señales digitales falsas, lo cual podría ocasionar la activación inadvertida de la bomba de agua y provocar la entrada de aire no deseado en el sistema, lo que a su vez requeriría llevar a cabo el procedimiento de cebado para restablecer las condiciones adecuadas de operación.
- Cuando se proceda a ejecutar el programa, es esencial que la bomba de agua se mantenga en estado de inactividad. Esto debe hacerse hasta que se establezca una comunicación serial confiable entre la Raspberry y el Arduino. De lo contrario, los relés podrían interpretar señales digitales erróneas, lo que podría dar lugar a la activación involuntaria de la bomba de agua. En consecuencia, podría ingresar aire no deseado en el sistema, lo que requeriría la implementación del proceso de cebado para restablecer las condiciones operativas óptimas.
- Previo al inicio del ciclo de operación de la central térmica de vapor, es esencial llevar a cabo una verificación del funcionamiento de los actuadores y sensores. Esta verificación se realiza en el modo de "Test" del HMI, con el propósito de asegurar que todos los componentes estén funcionando de manera correcta. Este paso es fundamental para garantizar un arranque y para prevenir posibles problemas durante el ciclo operativo completo.
- Realice una verificación para determinar si la bomba de agua requiere ser cebada. Este proceso involucra retirar el resorte y la cámara de la válvula check, seguido de la activación de la electroválvula que suministra agua a la bomba. Debido a la diferencia de altura, se observará el flujo de agua hacia la caldera. Si no se detecta flujo de

caudal, es un indicativo de que puede haber aire acumulado en la bomba de agua. En tal caso, sería necesario llevar a cabo el proceso de cebado para restablecer un flujo de agua adecuado en la bomba.

- Antes de dar inicio al ciclo operativo de la central térmica de vapor, es imperativo llevar a cabo una serie de verificaciones cruciales. En primer lugar, asegurarse de que el recipiente de entrada contenga al menos 5.5 litros de agua. Además, verificar que el nivel de temperatura en el sistema de refrigeración se ajuste a 7. En última instancia, es importante desconectar el termómetro análogo para facilitar un llenado de agua en la caldera que sea adecuado. Estas precauciones combinadas garantizan un arranque y funcionamiento óptimos del sistema, manteniendo tanto la eficacia como la seguridad en el proceso.
- Al concluir el proceso de llenado de agua en la caldera, es fundamental recordar volver a acoplar el termómetro análogo. Este paso es esencial para asegurar que se acumule gradualmente la presión adecuada dentro de la caldera. El acoplamiento del termómetro análogo contribuye a un control más estable del sistema y a un funcionamiento seguro.

Bibliografía

- García, J., Herrán , L., y Martínez, N. (2021). *Gestión de peligros y riesgos para tareas con exposición al calor del área de incineración de la empresa Veolia Mosquera*. Bogotá: Universidad Antonio Nariño.
- © Real Academia Española. (15 de noviembre de 2022). *Diccionario de la lengua española*.
ulterior: <https://dle.rae.es/ulterior>
- Acerind. (06 de Febrero de 2020). *Inoxidable*. Resistencia a la corrosión de los aceros
inoxidables: <https://inoxidable.com/corrosion.htm>
- Acosta Chanatásig, E. M. (2019). Casa de la calidad o QFD (Quality Function Deployment). En *diseño, construcción y automatización de un equipo para la obtención de muestras empleadas para el análisis metalográfico en el laboratorio de resistencia de materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Latacunga* (págs. 14-18).
Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Latacunga.
- Acosta, R., Hernández, A., y Martín, A. (2021). Satisfacción del profesorado y alumnado con el empleo de Metodologías de Aprendizaje Colaborativo mediada por las TIC: Dos estudios de casos. *SciELO*, 75-79.
- Acosta, S. (2011). Manual de control de infecciones y epidemiología hospitalaria. *Organización panamericana de la salud*, 361.
https://iris.paho.org/bitstream/handle/10665.2/51545/ControllnfecHospitalarias_spa.pdf?sequence
- Aiguapres. (26 de Abril de 2019). *Tipos de bombas de agua para el hogar que podrías necesitar*. <https://www.aiguapres.es/bombas-de-agua-para-hogar/>
- ASME. (2016). *CODIGO ASME SECCION VIII DIV. 1*. Washington, DC: ASME.

- Burghardt, D. (1996). *Ingeniería termodinámica*. México: Harla.
- Cabanzón Labat, J. (2018). *Diseño y cálculo de un intercambiador de calor*. Cantabria: Universidad de Cantabria.
- Cajamarca Corral, F. X. (Diseño y construcción de una caldera pirotubular horizontal de tres pasos). Alternativas por la posición relativa de los gases. En F. X. Cajamarca Corral, *Diseño y construcción de una caldera* (págs. 36-38). Latacunga: Escuela Superior Politécnica del Ejercito sede Latacunga.
- Camco USA. (2000). *Plumbing & Hardware Universal Replacement Parts*. Greensboro: Camco USA.
- Capera, C. (2021). Manual de usuario del robot móvil TURTLEBOT3 modelo BURGER. *ARMOS*, 5-7.
<https://repository.udistrital.edu.co/bitstream/handle/11349/24883/CaperaCuellarCamila2020.pdf?sequence=2&isAllowed=y#:~:text=El%20sensor%20laser%20LDS%2D01,su%20f%C3%A1cil%20conexi%C3%B3n%20y%20configuraci%C3%B3n.>
- Cengel, Y. A. (2015). Ciclo Rankine: el ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor. En Y. A. Cengel, *Termodinámica* (págs. 558-609). México: McGRAW-HILL.
- Chicala, C. (2015). Componentes de un sistema de adquisición o toma de datos. En *Adquisición de datos: medir para conocer y controlar* (pág. 6). México: Cengage Learning.
- Claret, A. (2007). *Fundamentos Básicos de la Termodinámica: Calor, Temperatura, Trabajo*. Universidad del Valle.
- Electro Silvania. (6 de Mayo de 2022). *Artículos Electricos*. Tipos y usos de resistencias. ¿Cómo seleccionar la resistencia eléctrica correcta?:

<https://www.electrosilvania.co/blog/tipos-y-usos-de-resistencias-%E2%80%8Bcomo-seleccionar-la-resistencia-electrica-correcta/>

Enel Green Power S.p.A. (10 de Diciembre de 2022). *Turbina hidroeléctrica*. Francis, Pelton y Kaplan. Tres nombres para tres formas diferentes de aprovechar la potencia de los ríos.: <https://www.enelgreenpower.com/es/learning-hub/energias-renovables/energia-hidroelectrica/turbina-hidroelectrica>

Enríquez, Francisco. (2016). *Scielo*, 191-200.

Evans. (2022). *(Mott, 2015)*. Jalisco: Evans.

Fundación Terram. (15 de Octubre de 2019). *Clasificación de las termoeléctricas*.

<https://www.terram.cl/carbon/termoelectricidad/clasificacion/>

García-Colin, L. (1998). *Leyes de la termodinámica*. México: UAM-Iztlapalapa.

Gavidia, U. F. (5 de Enero de 2019). *Comprobación de hipótesis*. <http://bit.ly/2S9dvk5>

Guillermo Bejarano, J. J. (2017). Modelamiento dinámico de un sistema de almacenamiento de frío vinculado a un ciclo de refrigeración. *XXXVIII Jornadas de Automática*, 539-546.

gunt HAMBURG. (2018). Centrales térmicas de vapor de GUNT. En G. G. GmbH., *Máquinas fluidomecánicas térmicas* (págs. 120-121). Hamburgo: Profisatz. Graphics.

Hoyos, B., y Mejía, M. (2020). *Fundamentos de Termodinámica Clásica*. Medellín: Universidad Nacional de Colombia.

Huaranga Camargo, R. (2020). *Diseño de un sistema de control para el monitoreo de la temperatura de un motor de bomba de agua de 0.75 kW*. Huancayo: Universidad Continental.

- Inmaculada, D., y Robles, A. (2014). *Centrales de Generación de Energía Eléctrica*. Cantabria: Creative Commons 3.0 BY-NC-SA.
<https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1160/course/section/1407/bloque-energia-IV.pdf>
- Jiménez, C. (2014). *Propuesta pedagógica para el uso de laboratorios virtuales como actividad complementaria en las asignaturas teórico-prácticas*. México: SciELO.
- Julio Martinez Naya S.A. (31 de Diciembre de 2018). *Conoce la importancia de las resistencias calefactoras y sus usos*. Tipos de resistencias calefactoras:
<https://www.juliomartineznaya.com/importancia-resistencias-calefactoras-usos/>
- Microcosm Engine. (9 de Agosto de 2023). *MicrocosmEngine.com*. New steam engine:
<http://www.microcosm-engine.com/new-steam-engine-c-20.html>
- Ministerio de trabajo y asuntos sociales de España. (2019). *NTP 510: Válvulas de seguridad: selección*. Madrid: Instituto nacional de seguridad e higiene en el trabajo de España.
- MotorGiga. (2022). *MotorGiga*. ICIIMG - Definición - Significado:
<https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/iciimg-definicion-significado/gmx-niv15-con194418.htm>
- Mott, R. (2015). Selección y aplicación de bombas. En R. Mott, *Mecánica de fluidos* (págs. 318-371). México: Pearson Educación.
- Navas, N. (2020). *Diseño y Construcción de una Maquina de Vapor de Newcomen*. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.
- Nidec Embraco. (2018). *Línea de compresores distribución y reventa*. Japón: Nidec Embraco.
- Ortiz Domínguez, C. (2017). *Enfriamiento por Evaporación de Agua en Recipientes Cerámicos Porosos para Conservación de Alimentos. Estudio Teórico y Experimental del*

Dispositivo Pot-In-Pot. Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales Universidad Politécnica de Madrid.

Pérez Sánchez, A., Pérez Sánchez, E., Sánchez, A. H., y Pazos Amayuela, L. (2019). Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona. *Nexo*, 61-74.

Raspberry Pi. (24 de Julio de 2023). *Especificaciones técnicas de Raspberry Pi 4*.

Especificaciones: <https://www.raspberrypi.com/products/raspberry-pi-4-model-b/specifications/>

RENOVETEC. (2022). *El ciclo agua-vapor en centrales CCP*. EL ESQUEMA DE CICLO AGUA-VAPOR: <http://www.centralestermosolares.com/el-ciclo-agua-vapor>

Rethinking the Future. (17 de Marzo de 2022). *Ventajas y desventajas de la energía termoeléctrica: Cuáles son*. <https://mintforpeople.com/noticias/ventajas-desventajas-energia-termoelectrica/>

Santos, D., y Albarracín, A. (2019). Interfaz Hombre Máquina (HMI). En D. Santos, y A.

Albarracín, *Diseño e implementación de una máquina automática de corte multimaterial a través de un sistema HMI y control de calidad mediante visión artificial para tuberías de hornos en la industria metálica Cotopaxi I.M.C.*” (págs. 22-23). Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas E.S.P.E. sede Latacunga.

Silvera Pinzón, H. E. (2021). *Equipo Prototipo Evaporador – Condensador Para Potabilización De Agua*. Bogotá: Escuela Colombiana de Ingeniería de Bogotá.

Solvay. (10 de Agosto de 2023). *Solkane*. Ciclo Rankine:

<https://www.solvay.com/en/brands/solkane>

studocu. (14 de Enero de 2023). *Los 5 Tipos de Máquinas de Vapor Principales*.

<https://www.studocu.com/co/document/universidad-de-medellin/politicas-sociales/las-5-tipos-de-maquinas-de-vapor-principales/8804149>

UNESCO. (2000). *Informe de la Reunión de Expertos sobre Laboratorios Virtuales*. París:
UNESCO.

Weather Spark. (21 de Julio de 2023). *El clima y el tiempo promedio en todo el año en Latacunga*. Temperatura del agua de Latacunga:

<https://es.weatherspark.com/y/20034/Clima-promedio-en-Latacunga-Ecuador-durante-todo-el-a%C3%B1o>

Anexos