



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN GENERADOR DE VAPOR PIRO TUBULAR HORIZONTAL DE
ESPALDA HÚMEDA DE 100 BHP DE POTENCIA PARA LA EMPRESA ELECON

Trabajo de titulación previo a la obtención
del título de Ingeniero Mecánico

AUTOR: PABLO SANTIAGO CAMPOVERDE CARRILLO

TUTOR: ING. FRAN ZHOVANI REINOSO AVECILLAS, MSc.

Cuenca - Ecuador

2022

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Pablo Santiago Campoverde Carrillo con documento de identificación N° 0106506124 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 18 de abril del 2022

Atentamente,



Pablo Santiago Campoverde Carrillo

0106506124

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Yo, Pablo Santiago Campoverde Carrillo con documento de identificación N° 0106506124, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del Proyecto Técnico: “Diseño de un generador de vapor piro tubular horizontal de espalda húmeda de 100 BHP de potencia para la empresa ELECON”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 18 de abril del 2022

Atentamente,



Pablo Santiago Campoverde Carrillo

0106506124

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Fran Zhovani Reinoso Avecillas con documento de identificación N° 0102257425, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO DE UN GENERADOR DE VAPOR PIRO TUBULAR HORIZONTAL DE ESPALDA HÚMEDA DE 100 BHP DE POTENCIA PARA LA EMPRESA ELECON, realizado por Pablo Santiago Campoverde Carrillo con documento de identificación N° 0106506124, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 18 de abril del 2022

Atentamente,



Ing. Fran Zhovani Reinoso Avecillas, MSc.

0102257425

DEDICATORIA

Al culminar una meta más en mi vida, dedico este Trabajo de Titulación primero a Dios por permitirme llegar a este gran momento en mi vida, a mis queridos padres: Pablo y María Augusta, por su amor, paciencia y apoyo incondicional a lo largo de mi carrera

A mi hermana Paula por siempre estar dispuesta a ayudarme y apoyarme en cualquier momento y de manera muy especial.

A mi hermana Daniela por haberme dado las fuerzas necesarias para no rendirme y poder culminar mi carrera.

Pablo Santiago Campoverde Carrillo.

AGRADECIMIENTOS

Expreso mis agradecimientos a todas las personas que han participado directa e indirectamente en la realización de este proyecto, de manera muy especial a mi padre Pablo Campoverde y mi tío Patricio Campoverde por todos sus conocimientos aportados para el desarrollo del presente proyecto.

Finalmente agradezco a mi director de proyecto Ing. Fran Reinoso por su paciencia y sus consejos que me ayudaron a resolver los inconvenientes que se presentaron a lo largo de este proyecto.

Pablo Santiago Campoverde Carrillo.

RESUMEN

En el presente proyecto técnico, se realiza el diseño de un generador de vapor piro tubular horizontal de espalda húmeda de 100 BHP de potencia para la empresa ELECON de la ciudad de Cuenca – Ecuador. Para el efecto, se realizó una revisión bibliográfica con la finalidad de identificar las principales características técnicas de las calderas de espalda húmeda, y los requerimientos constructivos establecidos por la Norma ASME para el diseño de generadores de vapor. Con esta información se procede a realizar el diseño térmico mecánico de la caldera piro tubular de espalda húmeda, finalmente, se determinaron los costos unitarios para establecer el importe del diseño y construcción del generador. Los resultados del proceso de diseño revelan que el flujo másico de vapor que genera la caldera es de 1387 kg/h y el área de la transferencia de calor de 47 m^2 , cumpliendo con lo especificado en la norma aplicada.

Palabras clave: *Generador de Vapor, Piro tubular, Espalda húmeda,*

ABSTRACT

In the present technical project, the design of a 100 BHP wet back horizontal pyro-tubular steam generator is carried out for the ELECON company in the city of Cuenca - Ecuador. For this purpose, a literature review was carried out to identify the main technical characteristics of wet back boilers, and the construction requirements established by the ASME Standard for the design of steam generators. With this information, the mechanical thermal design of the pyro-tubular wet back cauldron is carried out, finally, the unit costs were determined to determine the amount of the design and construction of the generator. The results of the design process reveal that the mass flow of steam generated by the boiler is 1387 kg/h and the heat transfer area is 47 m^2 , complying with what is specified in the applied standard.

Keywords: *Steam generator, Tubular pyro, Wet back,*

INDICE DE CONTENIDO

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN II	
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA	III
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	IV
DEDICATORIA.....	V
AGRADECIMIENTOS	VI
RESUMEN.....	VII
ABSTRACT	VIII
INDICE DE FIGURAS.....	XIII
INDICE DE TABLAS	XV
INDICE DE ANEXOS.....	XVII
1. Introducción	18
1.1. Antecedentes.....	18
1.2. Justificación	20
1.3. Objetivos	22
1.3.1. Objetivo General	22
1.3.2. Objetivos específicos.....	22
2. Marco teórico referencial	23
2.1. Generalidades de los generadores de vapor	23
2.1.1. Tipo de generadores de vapor	24
2.1.2. Partes principales de un generador de vapor	24
2.2. Generadores de vapor piro tubulares de espalda húmeda	25
2.2.1. Partes principales del generador de vapor piro tubular de espalda húmeda.....	26

2.2.2. Materiales de construcción.....	28
2.2.3. Clasificación en función del combustible utilizado	29
2.2.4. Aplicaciones de las calderas piro tubulares.....	29
2.3. Controles y accesorios para el funcionamiento de las calderas piro tubulares	30
2.4. Combustible utilizado en calderas.....	32
2.5. Combustión en las calderas piro tubulares	33
2.5.1. Principio de funcionamiento de las calderas piro tubulares	33
2.5.2. Tipos de combustión	34
2.6. Normativa utilizada para el diseño y construcción de generadores de vapor.	35
2.6.1. Norma ASME para calderas y recipientes a presión.....	35
2.7. Criterios de diseño mecánico con base en la mantenibilidad para calderas.....	37
3. Diseño del generador de vapor.....	39
3.1. Datos de partida para el diseño térmico del generador.	39
3.2. Diseño térmico del generador de vapor.....	39
3.1.1. Balance térmico del generador de vapor	40
3.1.2. Selección del combustible para el generador de vapor	42
3.1.3. Cálculo estequiométrico del combustible diésel N°2.....	42
3.1.4. Cálculo de la temperatura de la flama adiabática.....	45
3.1.5. Cálculo del flujo másico del combustible	47
3.1.6. Cálculos de la transferencia de calor dentro del generador de vapor.....	49
3.1.7. Cálculo del aislante térmico para el generador de vapor	82
3.2. Diseño mecánico del generador de vapor.....	104
3.2.1. Cálculo de la presión de diseño para la caldera	104
3.2.2. Selección de materiales para la caldera que están sometidas a presión	105

3.2.3.	Diseño mecánico del tanque hogar de la caldera	105
3.2.4.	Diseño mecánico de la cámara de combustión interna de la caldera	108
3.2.5.	Diseño mecánico de los tubos de la caldera	117
3.2.6.	Diseño mecánico del tanque coraza de la caldera	119
3.2.7.	Diseño de las placas tubulares.....	122
3.2.8.	Diseño de los acoples de conexión para la caldera	127
3.2.9.	Diseño de la chimenea de la caldera	130
3.2.10.	Diseño de juntas soldadas y expandidas.....	131
3.2.11.	Junta soldada del tanque coraza.....	131
3.2.12.	Junta soldada del tanque hogar	132
3.2.13.	Junta soldada del tanque hogar y la cámara de combustión interna.....	132
3.2.14.	Junta soldada del tanque hogar y placa tubular	133
3.2.15.	Junta soldada del tanque coraza y placa tubular.....	133
3.2.16.	Junta soldada de la placa tubular y riostras	134
3.2.17.	Unión expandida entre los tubos y las placas tubulares de la caldera.	134
3.3.	Exámenes y pruebas necesarias para la fabricación de la caldera según la ASME.....	135
3.3.1.	Examen volumétrico de juntas soldadas	135
3.3.2.	Pruebas no destructivas en soldaduras	135
3.3.3.	Pruebas para certificación de la caldera	138
3.4.	Control de calidad para la fabricación de la caldera de 100 BHP	139
3.5.	Instrumentos de control y equipos auxiliares	141
3.5.1.	Selección de válvula de distribución de vapor	141
3.5.2.	Selección de válvula de purga.....	141
3.5.3.	Selección de válvula de alivio.....	141

3.5.4.	Selección de control de presión.....	142
3.5.5.	Selección de control de nivel de agua	142
3.5.6.	Selección de manómetro indicador de presión.....	142
3.5.7.	Selección de la bomba de agua para la alimentación de la caldera.	143
3.5.8.	Selección del quemador a diésel para la caldera	144
4.	Estudio de los costos unitarios del proyecto	147
5.	Conclusiones y recomendaciones.....	168
5.1.	Conclusiones	168
5.2.	Recomendaciones.....	169
6.	Bibliografía.....	170
7.	Anexos.....	176

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Partes principales de un generador de vapor	25
Figura 2. Partes principales de una caldera piro tubular de espalda húmeda.....	27
Figura 3. Esquema de caldera piro tubular en chapa metálica	28
Figura 4. Esquema de la distribución de las placas y tubos con la cámara interna de combustión.	53
Figura 5. Distribución de las resistencias térmicas dentro del tanque hogar de la caldera.	54
Figura 6. Resistencias térmicas generadas en los tubos de la caldera.....	73
Figura 7. Partes importantes de la caldera que se debe de colocar aislamiento.....	82
Figura 8. Red de resistencias generadas en la tapa de la caldera.	86
Figura 9. Red de resistencias generadas en la cámara del quemador de la caldera.	94
Figura 10. Diseño del tanque hogar de la caldera	106
Figura 11. Esfuerzo máximo generado en el tanque hogar de la caldera.....	107
Figura 12. Deformación máxima generada en el tanque hogar de la caldera.	108
Figura 13. Cámara De Combustión Interna de la Caldera.	109
Figura 14. Placa posterior interna de la cámara de combustión de la Caldera.....	110
Figura 15. Placa tubular frontal interna de la cámara de combustión.....	111
Figura 16. Tanque interno de la cámara de combustión de la caldera.	112
Figura 17. Esfuerzo máximo generado en la placa posterior interna de la cámara de combustión.	114
Figura 18. Deformación máxima generada en la placa posterior interna de la cámara	114
Figura 19. Esfuerzo máximo generado en la placa frontal interna de la cámara de combustión.	115
Figura 20. Deformación máxima en la placa frontal interna de la cámara de combustión.....	116
Figura 21. Esfuerzo máximo generado en los tubos de la caldera.	118
Figura 22. Deformación máxima generada en los tubos de la caldera.....	118
Figura 23. Esfuerzo máximo generado en el tanque coraza de la caldera.	121
Figura 24. Deformación máxima generada en el tanque coraza de la caldera.	121
Figura 25. Identificación del paso máximo permitido en las placas tubulares.	123
Figura 26. Ubicación de las riostras en la placa tubular de la caldera.	123

Figura 27. Esfuerzo máximo generado en la placa tubular frontal de la caldera.	124
Figura 28. Deformación máxima generada en la placa tubular frontal de la caldera.....	125
Figura 29. Esfuerzo máximo generado en la placa tubular posterior de la caldera.	126
Figura 30. Deformación máxima generada en la placa tubular posterior de la caldera.	126
Figura 31. Disposición de la junta soldada del tanque coraza de la caldera.	131
Figura 32. Disposición de la junta soldadura del tanque hogar de la caldera.	132
Figura 33. Disposición de la junta soldada entre el tanque hogar y la cámara de combustión..	132
Figura 34. Disposición de la junta soldada del tanque hogar y placa tubular.....	133
Figura 35. Disposición de la junta entre el tanque coraza y placa tubular.....	133
Figura 36. Disposición de la junta soldada de las riostras	134
Figura 37. Disposición de junta expandida entre los tubos y la placa tubular.	134
Figura 38. Formulario P-2 para el control de calidad de la construcción de calderas.	139
Figura 39. Esquema final de la caldera de 100BHP.....	146

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Partes principales de una caldera piro tubular de espalda húmeda	27
Tabla 2. Tipo de calderas piro tubulares en función del combustible usado.....	29
Tabla 3. Aplicaciones de las calderas piro tubulares de espalda húmeda	29
Tabla 4. Controles y accesorios para operar calderas piro tubulares	30
Tabla 5. Características técnicas de los combustibles	32
Tabla 6. Tipos de combustión en calderas	34
Tabla 7. Secciones de la Norma ASME	35
Tabla 8. Partes de la Sección I de la Norma ASME utilizadas para el diseño de la caldera	36
Tabla 9. Partes utilizadas de la sección 5 de la Norma ASME	37
Tabla 10. Datos de partida para el diseño del generador de vapor.....	39
Tabla 11. Valores de las entalpías de los productos de la combustión con técnica iterativa	47
Tabla 12 Espacio ocupado por los componentes en las placas.	50
Tabla 13 Resultado del proceso de dimensionamiento de las placas, tubos de la caldera.	50
Tabla 14. Propiedades de los componentes de la caldera.....	105
Tabla 15. Datos de partida para el diseño del tanque hogar de la caldera.....	105
Tabla 16. Resultados obtenidos de la simulación del tanque hogar de la caldera.....	108
Tabla 17. Datos de partida para el tanque de la cámara de combustión.....	112
Tabla 18. Resultados obtenidos de la simulación de la placa posterior interna de la cámara	115
Tabla 19. Resultados obtenidos de la simulación de la placa frontal interna.....	116
Tabla 20. Datos de partida para los tubos de la caldera.	117
Tabla 21 Resultados obtenidos del análisis de los tubos de la caldera.....	119
Tabla 22. Datos de partida para el tanque coraza de la caldera.....	120
Tabla 23 Resultados obtenidos en el análisis mecánico del tanque coraza de la caldera.....	122
Tabla 24 Resultados obtenidos de la simulación mecánica de la placa tubular frontal.	125
Tabla 25. Resultados obtenidos de la simulación de la placa tubular posterior.	127
Tabla 26. Presiones de operación y velocidades de salida de vapor	127
Tabla 27 Características de la bomba seleccionada para la caldera.	144
Tabla 28 Costos unitarios del subconjunto tanque de presión.	147
Tabla 29 Costos unitarios de la cámara del quemador y la cámara posterior de la caldera.	149

Tabla 30 Costos unitarios de la base de la caldera.	151
Tabla 31 Costos unitarios de la corona de la caldera.	152
Tabla 32 Costos unitarios de la tapa frontal de la caldera.	154
Tabla 33 Costos unitarios de la tapa posterior de la caldera.	156
Tabla 34 Costos unitarios de las bisagras cortas de la caldera.	157
Tabla 35 Costos unitarios de las tapas internas de la caldera.	159
Tabla 36 Costos unitarios para el forrado de la caldera.	161
Tabla 37 Costos unitarios para el pintado y sellado de la caldera.	162
Tabla 38 Costos unitarios de los equipos y accesorios para el armado final de la caldera.	164
Tabla 39 Análisis de costos totales de la caldera de 100BHP.	167
Tabla 40 Comparación de costos de calderas de 100BHP espalda húmeda.	167

INDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Ficha técnica del control de nivel de agua	176
Anexo 2. Ficha técnica de presostato de trabajo	177
Anexo 3. Ficha técnica de presostato de seguridad	178
Anexo 4. Ficha técnica de manómetro.....	179
Anexo 5. Ficha técnica de válvula de seguridad.....	180
Anexo 6. Ficha técnica de bomba de alimentación de agua	181
Anexo 7. Ficha técnica de quemador de combustible.....	182
Anexo 8. Ficha técnica de combustible Diesel N°2.....	183
Anexo 9. Valores específicos del agua a diferentes temperaturas	184
Anexo 10. Flujo de vapor vs Temperatura y presión de partida para la caldera.....	185
Anexo 11. Tipos de combustible utilizado por la empresa ELECON para la construcción de calderas.....	185
Anexo 12. Criterios de ponderación para selección de un combustible para caldera.	186
Anexo 13. Pesos moleculares de diferentes productos para la combustión.....	186
Anexo 14. Propiedades termodinámicas del gas nitrógeno (N_2)	187
Anexo 15. Carta de emisividad de los gases H_2O y CO_2 a una presión total de 1 atm	188
Anexo 16. Fórmulas para obtener la longitud media del haz L.	188
Anexo 17. Factor de corrección $\Delta\varepsilon$ para gases de combustión.....	189
Anexo 18. Propiedades de gases a 1atm y a diferentes temperaturas	190
Anexo 19. Rugosidades equivalentes para diferentes materiales	191
Anexo 20. Diagrama de Moody.....	192
Anexo 21. Tabla de propiedades del aire a 1atm de presión y a diferentes temperaturas	193
Anexo 22. Diagrama para la determinación del factor A	194
Anexo 23. Diagrama para la determinación del factor B.....	195
Anexo 24. Ubicación recomendada de riostras para las placas tubulares de calderas.....	196
Anexo 25. Formas aceptables de fijación de los tubos en las placas tubulares	196
Anexo 26. Ficha técnica de válvula de vapor.	197
Anexo 27. Características de las válvulas de alivio de presión.	198

1. Introducción

En la presente investigación se realiza el dimensionado térmico, hidráulico y mecánico de un generador de vapor piro tubular de espalada húmeda de 100 BHP de potencia para la empresa ELECON en la ciudad de Cuenca – Ecuador. Para realizar este diseño, se tomó en consideración los lineamientos y disposiciones de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) por sus siglas en inglés que establece las reglas de construcción de calderas de potencia, especifica los materiales aceptados de construcción y establece una guía de recomendaciones para el diseño de recipientes a presión. Para el desarrollo de este proyecto, se dispone de toda la información técnica y la infraestructura de la empresa ELECON.

Este proyecto, surge de la necesidad de plantear una propuesta de diseño mecánico y térmico de calderas piro tubulares de espalada húmeda considerando el contexto ecuatoriano, debido a que, en el medio local, existe una falta de conocimiento en el diseño ingenieril de este tipo de equipos, lo que exige que la industria local deba importar estos equipos incrementando el costo de adquisición y puesta en marcha.

El documento del proyecto de titulación se estructuró en cuatro fases de trabajo. En la primera fase, se realiza una revisión bibliográfica que nos permitirá conceptualizar todo lo referente a los generadores de vapor. Seguidamente, en la segunda fase se enfoca en el diseño de la parte térmica y mecánica para el generador de vapor siguiendo los lineamientos establecidos por la norma ASME. Por otro lado, en la tercera fase se lleva a cabo el estudio de los costos unitarios para el diseño y la construcción del generador de vapor. Finalmente, se procederá a elaborar los planos constructivos para el generador de vapor de 100 BHP piro tubular de espalda húmeda.

1.1. Antecedentes

Un generador de vapor es un recipiente cerrado en el cual, por diversos procesos térmicos se calienta agua, aceite y otras sustancias con el fin de generar energía térmica en forma de vapor (Muñoz & Menéndez, 2021). Estos dispositivos, desde la antigüedad hasta los tiempos modernos, han sido consideradas como una pieza fundamental para el desarrollo de prácticamente todas las empresas industriales en el mundo, cuyo desarrollo está estrechamente ligado con la revolución industrial y el mejoramiento de la calidad de vida de los seres humanos (Mediaceja et al., 2020).

Un claro ejemplo de lo mencionado, es la aplicación de estos dispositivos en plantas generadoras de electricidad y en locomotoras para trenes, que permitió a la sociedad desarrollarse hasta la revolución tecnológica que se vive en la actualidad (Lostanau, 2017).

Inicialmente, los generadores de vapor trabajaban a presiones poco menores a la atmosférica, ya que su fabricación inició con el uso de remaches que no lograban soportar presiones altas, sin embargo, con la invención de las calderas tubulares, se pudo superar el problema de la presión y utilizar estos dispositivos en aplicaciones que requerían de mayor generación de energía. Pese a esto, en la década de los setenta, se redujo considerablemente la utilización de estos generadores tubulares debido a los numerosos accidentes que se producían por el incremento de la presión (Jiménez Borges, 2016). Sin embargo, en la actualidad, todos los procesos de construcción, operación y regulación de este tipo de generadores de vapor mejoraron de manera significativa a partir del establecimiento de normas internacionales que corrigen los problemas de alta presión, a su vez, estas normas causaron que las industrias vuelvan a trabajar con este tipo de generadores de vapor para la realización de sus diferentes procesos de fabricación o producción, por ejemplo: el procesamiento de embutidos, procesamiento de leche, en la esterilización de instrumentos en hospitales, el teñido de telas, etc (Landi, 2020).

Los autores Muñoz Chalén & Menéndez Chávez (2021), mencionan que además de los problemas técnicos relacionados con la seguridad y la operación durante la construcción de este tipo de generadores de vapor, también se deben considerar la eficiencia energética que poseen, puesto que los generadores pueden llegar a representar un porcentaje mayoritario de los costos de operación de una industria, por lo tanto, la correcta selección de un generador de vapor, es de vital importancia para reducir los gastos por consumo de combustible y mantenimiento. En el mismo orden de ideas, tan solo en Ecuador, se estima que más de la mitad de la energía consumida por parte de la industria local es obtenida por la generación de vapor por parte de las calderas, en otras palabras, los costos más elevados dentro de las fábricas ecuatorianas, son los combustibles utilizados para la generación de vapor (Punina & Arcos, 2014).

Respecto a la eficiencia energética en los generadores de vapor tubulares, existen versiones de estos dispositivos que pueden mejorar su eficiencia, como es el caso de las calderas piro tubulares de espalda húmeda, que son dispositivos que poseen sus camas de retorno y la parte

posterior rodeada por una cámara de agua, que reduce las pérdidas de calor al exterior y mejorar la transferencia de energía a comparación de los generadores de espalda seca, que permite el paso de energía calórica a través de sus paredes al exterior, reduciendo su eficiencia (Restrepo, 2021). Pese a todo lo anteriormente mencionado, uno de los mayores inconvenientes de utilizar generadores de vapor de espalda húmeda en la industria ecuatoriana, es que este tipo de calderas se encuentran mayormente en el extranjero, lo que significa que tienen un costo de inversión inicial considerablemente más elevado a comparación de una que sea fabricada nacionalmente, lo que insta a la industria local, a seguir usando equipos con eficiencia térmica reducida y con costos de operación elevados por concepto consumo de combustibles.

La empresa ELECON, se dedica a la fabricación de generadores de vapor de tipo piro tubular de espalda seca utilizadas para diferentes aplicaciones de las industrias en donde requieren contar con vapor. Esta empresa, cuenta con toda la infraestructura necesaria para la fabricación de generadores de vapor de hasta 200 BHP de potencia y presiones máximas de operación de hasta 8 bar. Asimismo, hasta la fecha, la empresa ELECON fabrica sus calderas sin tomar en cuenta las consideraciones establecidas por la norma ASME, por lo cual, las calderas que produce esta fábrica no cuentan con certificados de esta asociación que garantice su funcionalidad y calidad constructiva. Por otro lado, en los últimos años, los clientes de esta empresa han mostrado un gran interés por adquirir generadores de vapor de tipo espalda húmeda que sean construidos de manera local para disminuir los costos de operación en las diferentes factorías, por lo cual, ha surgido la necesidad de contar con el diseño de esta nueva línea de generadores. Ante la problemática anteriormente mencionada, se plantea la siguiente pregunta de investigación:

¿Es posible diseñar un generador de vapor piro tubular de espalda húmeda de 100 BHP de potencia conforme a especificaciones de la normativa internacional?

1.2. Justificación

En la actualidad, el campo de la ingeniería y las nuevas corrientes industriales, están enfocados a la reducción de costos de producción, a través del uso y fabricación de componentes y equipos cada vez más eficientes, especialmente, de aquellos instrumentales como los generadores de vapor, que utilizan combustibles para operar y que pueden incrementar significativamente el costo de

producción de una industria (González et al., 2012). Actualmente, existen generadores de vapor piro-tubulares de espalda húmeda que están probadas científicamente que su eficiencia térmica es superior a los generadores de vapor piro-tubulares de espalda seca. Sin embargo, este tipo de equipos no son comunes en la industria local de Ecuador y deben ser importados, lo que incrementa sustancialmente el precio de adquisición y su puesta en marcha, por lo cual, una propuesta de diseño de este tipo de generadores contextualizado en el ámbito ecuatoriano, reduciría estos costos y les permitiría a las industrias adquirir equipos más baratos y eficientes (ACR, 2021)

Del mismo modo, con base en este trabajo de titulación, se obtendrá una guía de diseño de generadores de vapor de espalda húmeda siguiendo los lineamientos de la normativa ASME, de esta manera, será posible diseñar y construir calderas de este tipo en nuestro país con lo que se reducirá los costos de fabricación y podrán ser más accesibles para las diferentes industrias del país. También, con el desarrollo de este proyecto, se entregará toda la información relacionada al diseño térmico y mecánico del generador, así como los planos constructivos y el estudio de los costos unitarios para su fabricación.

Toda la información incluida en este proyecto de titulación podrá ser utilizado para ofrecer una nueva línea de generadores de vapor de alta eficiencia y satisfacer las necesidades de la industria nacional, que hoy en día está en busca de mejorar sus equipos para poder aumentar su producción y a la vez disminuir sus costos operacionales. Por otro lado, como motivación personal, al realizar este proyecto, me permitirá conocer más sobre los generadores de vapor y poder ganar más experiencia para dedicarme como vida profesional, al diseño y construcción de generadores de vapor. De igual manera al llevar a cabo este proyecto, me permitirá concluir con los requisitos necesarios para poder obtener el título como Ingeniero Mecánico, además demostrar el manejo integral de los conocimientos adquiridos a lo largo de la formación profesional recibida en la Universidad.

1.3. Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un generador de vapor piro tubular horizontal de espalda húmeda de 100 BHP de potencia para la empresa ELECON, siguiendo los lineamientos que establece la norma ASME.

1.3.2. Objetivos específicos

- Revisar las características técnicas y normativas de construcción de los generadores de vapor piro tubulares de espalda húmeda.
- Realizar el diseño térmico y mecánico del generador de vapor piro tubular de espalda húmeda conforme a lo establecido por la norma ASME.
- Desarrollar un estudio de los costos unitarios del diseño y la construcción del generador de vapor piro tubular de espalda húmeda.

2. Marco teórico referencial

En este capítulo se presentan la información relacionada con las generalidades de los generadores de vapor, clasificación, partes principales, materiales de construcción, tipos de combustibles, principios de funcionamiento y la normativa (ASME), relacionada con el diseño térmico y mecánico.

2.1. Generalidades de los generadores de vapor

El principio de funcionamiento de un generador de vapor o también llamado caldera, está compuesto por varias fases y depende del tipo de generador de vapor, sin embargo, se puede resumir en 4 pasos (Pando et al., 2020):

- Refrigeración: se introduce agua a la caldera hasta un nivel de trabajo óptimo para que se refrigere el circuito de gases dejando espacio para la cámara de vapor
- Combustión: en esta fase se realiza la combustión de los combustibles (gaseosos, sólidos o líquidos) que inicia la transmisión de calor mediante radiación y convección
- Circulación: los gases circulan por los tubos realizando una transferencia de calor por convección provocando que el líquido hierva produciendo vapor
- Liberación: los gases se acumulan en la cámara de vapor y son liberados a través de una válvula

Por otro lado, Chopade (2018) menciona que, el calor que se transfiere al agua no solo lo hace por contacto directo entre la llama y el cuerpo que contiene el agua del generador de vapor (conducción), por el contrario, también se produce otros dos tipos de transferencia: el primero, es un intercambio de calor por radiación desde la llama producida por los combustibles hacia las paredes del tanque hogar de la caldera, y la segunda, se produce por convección, ya que los humos producidos en la combustión, son enviados a altas temperaturas por todas las partes metálicas que están bañadas de agua dentro del generador.

2.1.1. Tipo de generadores de vapor

Según la Asociación Chilena de Seguridad (ASHS) los generadores de vapor se pueden clasificar de diversas formas de acuerdo a su posición, tipo de instalación, forma, presión, volumen, utilización entre otros, sin embargo, para fines de esta investigación se tomará la clasificación respecto a su forma de transferencia de calor que describe a continuación (ACHS, 2021):

- Cilíndrica sencilla de hogar exterior
- Con tubo de hogar, puede ser liso o corrugado
- Con dos tubos hogares que pueden ser lisos o corrugados
- Con tubo Galloway, usados comúnmente en calderas horizontales o verticales
- Con tubos múltiples de humo, también llamados Piro tubulares
- Con tubos múltiples de agua, también llamados Acuatubulares
- Con tubo múltiples de agua y tubo múltiples de humo también llamados acuapirotubulares o mixtas

2.1.2. Partes principales de un generador de vapor

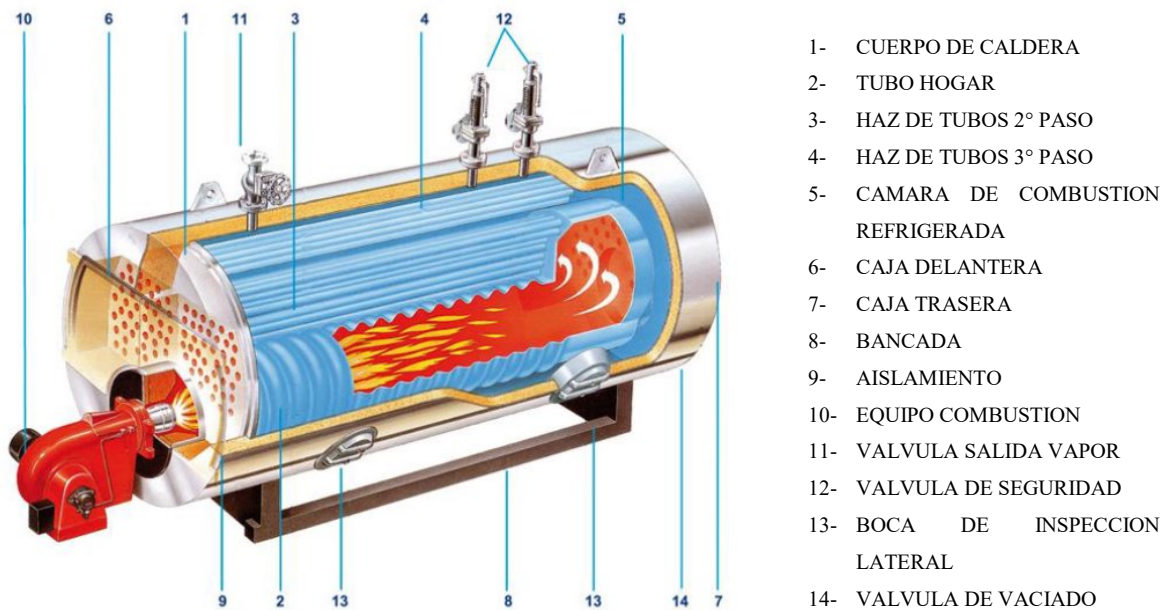
Se pueden identificar partes comunes entre estas clasificaciones que se mencionan a continuación (M. Sanz & Patiño, 2018):

- Puerta hogar; espacio donde se produce la combustión
- Emparrillado; piezas metálicas en forma de rejillas que sirven de soporte para el combustible sólido, y mejora la fluencia del aire al hogar
- Cenicero; recoge las cenizas que puedan generarse durante la combustión
- Altar; muro de ladrillo refractario o mampostería que cubre el generador de vapor y evita pérdidas de calor
- Conductos de humo; estructura que permite una libre circulación de gases producidos por la combustión de combustibles
- Caja de humo; espacio que contiene o acumula los gases antes de ser vaciados por la chimenea
- Chimenea; conducto de salida de gases de la combustión hacia el exterior

- Puertas de explosión; compuerta metálica que sirve para liberar el exceso de presión dentro de la caldera
- Cámara de agua; se denomina así al volumen de agua que ocupa el líquido humificante en el generador durante su funcionamiento
- Cámara de vapor: espacio del generador de vapor destinado al almacenaje de vapor generado por la caldera

A continuación, en la figura 1 se muestra una representación gráfica de un generador de vapor junto a sus partes principales:

Figura 1. Partes principales de un generador de vapor



Nota: Adaptado de (Barrera et al., 2018)

2.2. Generadores de vapor piro tubulares de espalda húmeda

Los primeros generadores de vapor piro tubulares, aparecieron hace menos de un siglo y se caracterizaron porque trabajaban bajo un principio simple de recipientes a presión, que no contaban con sistemas de control o regulación de presiones. Su fabricación, estuvo basada en procesos de remachado de chapas y su fuente de calor se basaba en la quema de combustible sólido como el carbón o la leña (Galvis Rizo, 2008). Sin embargo, con el avance de la tecnología y con la aparición de nuevas necesidades en el campo industrial se tuvieron que hacer varios rediseños a estos

dispositivos pues, las industrias requerían nuevos parámetros de funcionamiento para las calderas, las cuales consistían en elevar la presión y temperatura de trabajo, pese a lo mencionado, en la actualidad, las generadores piro tubulares están diseñadas en su mayoría para trabajar a baja presión, es decir, entre 60 a 250 psi (Amajón & Mojicar, 2016).

El principio de funcionamiento de las calderas piro tubulares consiste en generar gases de combustión a través de un quemador u hogar que pasan por el interior de una estructura tubular que constituyen el haz tubular del generador en la cual, tiene lugar un intercambio de energía calórica por conducción y convección entre los gases de los tubos y el agua que rodea esta estructura, del mismo modo, los gases fríos o también llamados de escape, resultantes de este de la combustión del combustible son evacuado a través de una chimenea situada en la zona posterior del dispositivo. Por otro lado, el vapor de agua producido por el intercambio de calor entre la estructura tubular y el líquido son acumulados hasta una presión establecida (Lapido et al., 2015) Por otro lado, las calderas piro tubulares por su forma de construcción se pueden clasificar de la siguiente manera :

- Calderas con el Hogar exterior
- Calderas Escocesa (Hogar interior)
- Locomóvil
- Caldera Mixta
- Caldera de Tambores

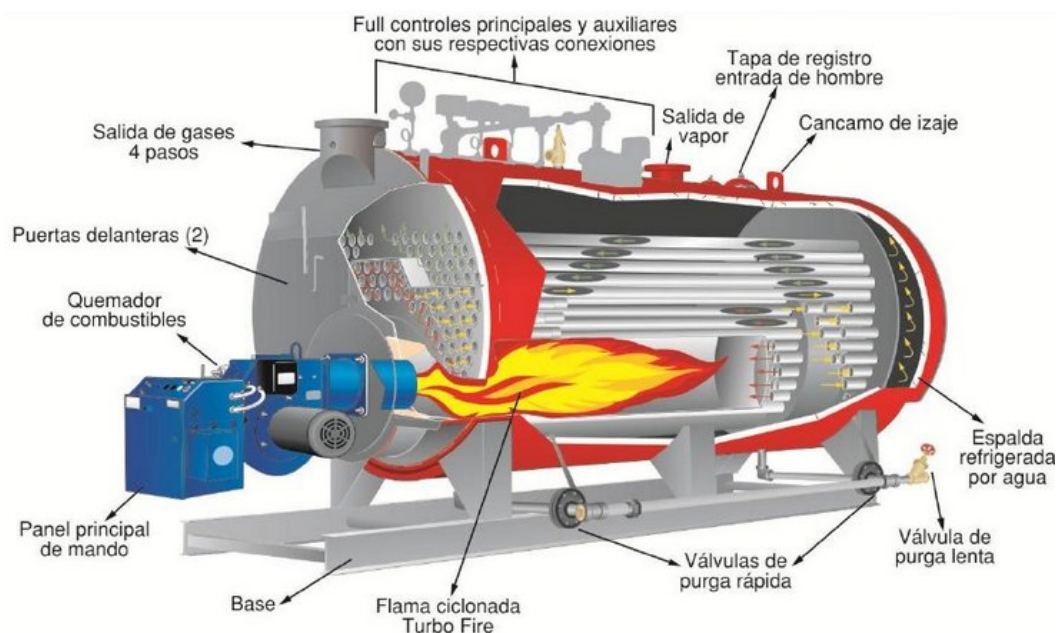
En la actualidad las calderas tipo escocesas o también conocidas como calderas de hogar interior han desplazado a todos los otros tipos de calderas nombradas anteriormente, esto se debe a la eficiencia que tienen estas calderas.

2.2.1. Partes principales del generador de vapor piro tubular de espalda húmeda

Las calderas piro tubulares están formadas por un cuerpo cilindro hermético, ya sea horizontal o vertical, en el que se incorpora interiormente un paquete de tubos llamados haz de tubos en donde se producirá la transferencia de calor hacia la cámara de agua y se llevara a cabo

la producción de vapor de agua que se acumulará dentro de la cámara de vapor. Una representación gráfica del cuerpo principal de un generador piro tubular de espalada húmeda se muestra a continuación en la figura 2.

Figura 2. Partes principales de una caldera piro tubular de espalada húmeda



Nota: Adaptado de (Zevallos et al.,2021).

En la tabla 1, se detallarán las partes estructurales principales que conforman a las calderas piro tubulares. Todo el contenido interpretado, es una adaptación de la información presentada por (ACHS, 2021) y Lapido et al., (2015):

Tabla 1. Partes principales de una caldera piro tubular de espalada húmeda

Parte	Descripción
Cámara de agua	Es el volumen de la caldera que está ocupado por el agua y contiene como límite superior un cierto nivel mínimo del que no debe de descender durante su funcionamiento, del mismo modo, entre mayor sea el volumen de agua dentro de la caldera, más estable será la presión de trabajo.
Cámara de vapor	Es el espacio que queda sobre el nivel superior máximo de agua, en el cual, se almacena el vapor generado por la caldera, del mismo modo, cuanto más variable sea el consumo de vapor, mayor dimensión deberá tener la cámara de vapor.
Haz de tubos	Dentro del haz de tubos circulan los humos y gases calientes generados por la combustión del quemador de la caldera, de esta forma, se aprovecha el calor

	entregado por parte de estos para calentar al agua que los rodea y así producir el vapor.
Hogar	El hogar o también conocido como tanque hogar de la caldera, es el espacio en donde se produce la combustión, es considerado como el primer paso de la caldera, en el cual, la mayor parte del calor que se genera por la combustión es transferida hacia el agua para la producción de vapor.
Placas tubulares	Las placas tubulares se pueden conceptualizar como un mamparo perforado de con un patrón específico para aceptar tuberías con el mismo diámetro, estas placas, se encargan de limitar el volumen de la cámara de agua y la cámara de vapor.
Casco o coraza	El casco o coraza de la caldera constituye la envoltura cilíndrica de todo el mecanismo, donde abarca al tanque hogar, haz de tubos y placas tubulares. Del mismo modo, es la parte más visible y robusta de todo el generador de vapor.

Nota: Adaptado de (Bahamondes & Oswald, 2021) y (Lapido et al., 2015)

2.2.2. Materiales de construcción

Las calderas piro tubulares de espalda húmeda son comúnmente fabricadas con planchas de acero que se conforman para posteriormente ser soldadas. Estas calderas son más baratas que las de hierro fundido, aunque tienen una menor duración y soportan en menor grado las condensaciones sulfurosas, del mismo modo, este tipo de caldera, son muy propensas a sufrir fisuras por el agua que se ocupa en la caldera (Molina & Núñez, 2021). Una representación se muestra en la figura 3.

Figura 3. Esquema de caldera piro tubular en chapa metálica



Nota: Elaboración propia.

2.2.3. Clasificación en función del combustible utilizado

En la actualidad, existen varios modelos de calderas piro tubulares de espalda húmeda que utilizan diferentes tipos de combustibles según el contexto del área de trabajo donde será instalado. En virtud de lo mencionado, a continuación, en la tabla 2 se mencionan los más comunes:

Tabla 2. Tipo de calderas piro tubulares en función del combustible usado

Tipo de combustible	Descripción	Tipo de industria que los usa	Construcción
Combustible sólido	Calderas para quemar leña, carbón y biomasa	Fábricas que trabajan con madera o carbón	Necesitan de una cámara amplia con parrilla para poder depositar ahí el material que será utilizado como combustible.
Combustible líquido	Combustibles comerciales (diésel, bunker)	Usados generalmente en industrias que requieren alta eficiencia y poder calorífico	Construcción más sencilla respecto a las versiones de combustible sólido
Combustible gaseoso	GLP	Usados generalmente en industrias que requieren alta eficiencia y poder calorífico	Construcción similar a la versión de combustible líquido

Nota: Adaptado de (Jara & Marcelo, 2005), (Arroyo & Reina, 2016) y (Mardones et al., 2017).

2.2.4. Aplicaciones de las calderas piro tubulares

Las aplicaciones de las calderas piro tubulares, a nivel nacional, tienen un campo amplio en los cuales necesitan utilizar el vapor como una fuente de energía, a continuación, en la tabla 3, se mencionan algunos de los sectores donde se ocupan los generadores de vapor junto a las presiones y temperaturas de trabajo utilizados:

Tabla 3. Aplicaciones de las calderas piro tubulares de espalda húmeda

Industria	Presión de trabajo	Temperatura de trabajo	Potencia
Textil	60 - 100 Psi	140 – 170 °C	10 - 150BHP
Alimenticia	30 – 100 Psi	135 – 170 °C	5 – 300 BHP

Petrolera	30 – 150 Psi	135 – 185 °C	100 – 1000 BHP
Hospitalaria	30 – 100 Psi	135 – 170 °C	100 – 300 BHP

Nota: Adaptado de (Izurieta Sisalema, 2016), (VYC Industrial, 2021), (Cruz et al., 2014) y (Alvarez, 2014).

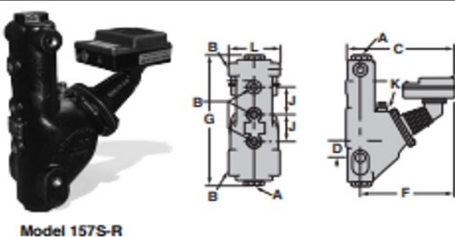



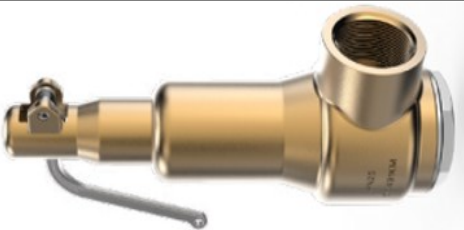
2.3. Controles y accesorios para el funcionamiento de las calderas piro tubulares



Para asegurar un correcto funcionamiento de las calderas piro tubulares se debe tener en consideración que existen algunos factores sobre estos dispositivos que se pueden controlar para mejorar su eficiencia, y aprovechar toda su capacidad para generar vapor, factores como (M. Sanz & Patiño, 2018):

- Nivel de agua; el nivel de agua de la caldera siempre deberá mantener un volumen mínimo de trabajo para asegurar un óptimo funcionamiento y proteger a los materiales de un sobrecalentamiento (recomendable de 4 a 5 cm sobre la última fila de tubos)
- Presión interna; es necesario que la presión de trabajo de la caldera no supere el límite soportado por los materiales de construcción para asegurar la integridad física del dispositivo
- Combustión; es imperativo que la reacción de la combustión dentro del hogar sea de manera controlada para evitar un exceso de generación de gases
- Seguridad; es importante que contar con sistemas de seguridad en caso de generarse una sobrepresión y otros sistemas alternos que se activen en caso de que los sistemas de seguridad primarios fallen.

Para controlar y asegurar el correcto funcionamiento de todos los factores anteriormente mencionados, se pueden utilizar diversos sistemas y accesorios que permitan tener un mayor control del funcionamiento de las calderas. Algunos de estos accesorios se mencionan a continuación:

Tabla 4. Controles y accesorios para operar calderas piro tubulares

Tipo de control	Descripción	Ficha técnica
Nivel de agua	Interrumpe la corriente eléctrica que llega al quemador si el agua en el sistema cae por debajo del nivel seguro mínimo que establece el fabricante de la caldera (ver Anexo 1)	 <p>Model 157S-R</p>
Presostato de trabajo	Cuando la caldera ha alcanzado la presión máxima deseada, el presostato se encarga de apagar el quemador y cuando la caldera comienza a perder presión, el presostato envía una señal para volver a encender al quemador (ver Anexo 2)	
Presostato de seguridad	Cuando se rebasa la presión máxima normal establecida de trabajo para la caldera, el presostato de seguridad se activa apagando al quemador y encendiendo una alarma que indica que ha ocurrido un fallo de sobre presión dentro de la caldera (ver Anexo 3)	
Manómetro	Encargado del control de la presión interna dentro del generador de vapor. (ver Anexo 4)	
Válvulas de seguridad	Está diseñada para abrir de manera instantánea el exceso de vapor que se puede producir dentro de la caldera (ver Anexo 5)	

Bomba de alimentación	Proporciona caudal a altas presiones, la misma debe ser capaz de vencer la presión de operación de la caldera (ver Anexo 6)	
Quemador	Realiza el proceso de combustión, a través de un proceso físico-químico en los que un elemento combustible se combina con otro elemento comburente (ver Anexo 7)	

Nota: Adaptado de (Electro Industria, 2021), (Maldonado et al., 2017), (Rodríguez, 2012), (Miranda, 2018), (Sepulveda & Ramírez, 2011), (Machado, 2020) y (Energy Management Agency, 2013).

2.4. Combustible utilizado en calderas

Las calderas piro tubulares pueden ocupar combustibles en estado sólidos, líquidos o gaseosos. A continuación, se describirán los combustibles más utilizados de acuerdo a su estado. (ver tabla 5).

Tabla 5. Características técnicas de los combustibles

Combustible	Características físico - químicas	Descripción
Carbón	Composición	75 – 80% carbón, 5-10% cenizas, 60% oxígeno, 0,5% Hidrógeno
	Estructura	Orgánico no homogéneo
	Poder calorífico	27.900 - 30.200 kJ/kg
	Estado	Sólido
	Densidad	0,2 – 0,75 g/cm ³
	Punto de inflamación	330°C
	Viscosidad	N/A
Diésel N° 2	Composición	C ₁₂ H ₂₆
	Estructura	Hidrocarburo
	Poder calorífico	41.800 kJ/kg
	Estado	Líquido
	Densidad	0,87 – 0,95 g/cm ³

	Punto de inflamación	52°C
	Temperatura de auto ignición	254 – 285°C
	Límites de explosividad (% en volumen de aire)	0,6 – 6,5
Bunker (Diésel N°6)	Composición	Mezcla indeterminada de C ₁₂ H ₂₆ , azufre y sedimentos derivados de la refinación del petróleo
	Estructura	Hidrocarburo
	Poder calorífico	39.700 KJ/Kg
	Estado	Líquido
	Densidad	0,96 g/cm ³
	Punto de inflamación	62 – 174°C
	Temperatura de auto ignición	407°C
	Coefficiente de reparto octano/agua	2,7 – 7,1 aproximadamente
Gas Licuado de Petróleo (GLP)	Composición	Mezclas de propanos y butanos
	Estructura	Hidrocarburo
	Poder calorífico	50.625 kJ/kg
	Estado	Gas
	Densidad	0,560 g/cm ³
	Densidad de vapor	1,5 – 2 (aire: 1)
	Punto de inflamación	-96,8 a -75,9°C
	Temperatura de auto ignición	400 °C
	Punto inicial de ebullición	-26,48 a -0,34°C

Nota: Adaptado de (ECOCARBON, 2008), (Organización Internacional del Trabajo, 2018) y (REPSOL, 2016)

2.5. Combustión en las calderas piro tubulares

Antes de abordar los procesos de combustión en las calderas piro tubulares, es necesario definir cuál es el principio de funcionamiento de estos equipos:

2.5.1. Principio de funcionamiento de las calderas piro tubulares.

La principal función de una caldera es la transferencia de energía entre los productos de combustión generados en el quemador hacia el agua que se convertirá en vapor. Entonces es posible afirmar que el funcionamiento de una caldera se basa principalmente la transferencia de calor desde los gases de la combustión que pasan por la parte interna de los tubos, hacia el agua

que se encuentra alrededor de los tubos mencionados anteriormente. Por otro lado, existen tres tipos de intercambio de calor que se generan dentro de la caldera al momento de comenzar su funcionamiento, estos se mostraran a continuación (Lapido et al., 2015) :

- Transferencia de calor por convección forzada desde los gases de combustión hacia las paredes de tanque hogar y los tubos de la caldera.
- Transferencia de calor por conducción mediante las paredes del tanque hogar y los tubos.
- Transferencia de calor por radiación dentro del tanque hogar generada por la llama del quemador de la caldera.

2.5.2. Tipos de combustión

Al momento de realizar el análisis de la combustión, se debe de tener en cuenta que existen tres tipos de combustión, a continuación, en la tabla 6 se detallan cada una de ellas:

Tabla 6. Tipos de combustión en calderas

Tipo de combustión	Descripción
Combustión completa	Los combustibles se queman hasta el máximo grado posible de oxidación.
Combustión incompleta	El combustible no se oxida completamente, se forma sustancias que todavía pueden seguir oxidándose
Combustión teórica o estequiométrica	Se realiza con la cantidad teórica de oxígeno estrictamente necesario para producir oxidación total del combustible sin que se produzca los inquemados.
Combustión con exceso de aire	Se lleva a cabo con una cantidad de aire superior a la estequiométrica. Esta combustión tiende a no producir inquemados.
Combustión con falta de aire	El aire disponible es menor que el necesario para que se produzca la oxidación total del combustible, por lo tanto, se generan los inquemados

Nota: Adaptado de (Villaflor et al., 2008), (Sierterm UEM, 2021), (Rivera et al., 2020), (Cacua & Herrera, 2013), (Brizuela & Romano, 2003).

2.6. Normativa utilizada para el diseño y construcción de generadores de vapor.

La norma correspondiente para el diseño, control y construcción de los generadores de vapor, es la norma ASME, la cual tiene un código que establecen reglas para el diseño y construcción de los generadores de vapor. Este código a su vez se divide en 10 diferentes secciones que abarcan todos los parámetros necesarios para la realización del diseño y construcción de un generador de vapor. A continuación, en la tabla 7 se muestran las 10 secciones de la norma:

Tabla 7. Secciones de la Norma ASME

norma	Descripción
I	Requisitos generales para todos los métodos de construcción
II	Especificación de materiales aceptados para la fabricación de las calderas de potencia.
III	Reglas para la construcción de componentes de instalaciones nucleares
IV	Reglas para la construcción de calderas de calefacción
V	Exámenes no destructivos
VI	Reglas recomendadas para el cuidado y operación de calderas de calefacción
VII	Guías recomendadas para el cuidado de las calderas de potencia.
VIII	Reglas para la construcción de recipientes a presión.
IX	Calificación de soldadura y soldadura brazing.
X	Recipientes a presión de plástico reforzado con fibra

Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

2.6.1. Norma ASME para calderas y recipientes a presión

La norma ASME para Calderas y Recipientes a Presión, brinda reglas para la construcción de calderas, recipientes a presión y componentes nucleares. Esto incluye requisitos para materiales, diseño, fabricación, examinación, inspección y estampado, del mismo modo, esta norma contiene requisitos obligatorios, prohibiciones específicas y una guía no obligatoria para las actividades de la construcción de calderas de presión. La norma no aborda todos los aspectos de estas actividades, y aquellos aspectos que no estén indicados específicamente no deberán considerarse como prohibidos (ASME, 2010). Pese a todo lo anterior mencionado, la norma ASME no es un manual y no pueden remplazar la educación, la experiencia y el uso de criterios de ingeniería.

Para fines de este proyecto, se utilizará mayormente la sección 1 de la norma ASME ya que en esta sección se establecen cuáles son los requerimientos generales para todos los métodos de

construcción y los materiales necesarios para la fabricación de recipientes a presión tales como: placas, fundiciones, materiales de soldadura, especificaciones del producto, temperatura de diseño, presión de diseño, espesores de cuerpos sometidos a presión, partes sometidas a presión prefabricadas o preformadas suministradas sin una marca de certificación, entre otras especificaciones inherentes al diseño de los generadores de vapor. En tabla 8 se muestra las partes utilizadas de esta sección:

Tabla 8. Partes de la Sección I de la Norma ASME utilizadas para el diseño de la caldera

Parte	Concepto	Descripción
PG	Requisitos generales para todos los métodos de construcción.	PG-6: Materiales para placas, tuberías, tanques y riostras.
		PG-16: Diseño de Tapas y cubiertas planas
		PG-32: Aberturas en los tanques y cabezales.
		PG-39: Métodos de fijación de tuberías en los tanques a presión.
		PG-44: Localización de riostras.
		PG-67: Requisitos para las tuberías y accesorios de la caldera.
		PG-75: Métodos de fabricación para calderas.
PW	Requisitos para calderas fabricadas por soldadura.	PG-90: Inspección y pruebas en calderas.
		PW-9: Diseño de juntas soldadas.
		PW-15: Requisitos mínimos para las soldaduras de fijación.
		PW-19: Riostras soldadas.
		PW-27 Procesos de soldaduras aceptadas.
		PW-33: Tolerancias de alineación de cuerpos.
PFT	Requisitos para calderas pirotubulares	PW-51: Exámenes radiográficos, ultrasonido y pruebas de presión.
		PFT-9 Requisitos de espesores mínimos.
		PFT-11 Fijación de tapas y placas tubulares.
		PFT-13 Placas tubulares de la cámara de combustión.
		PFT-15 Hogares Lisis y Corrugados.
		PFT-20 Fijación de Hogares.
		PFT-20 Fijación de Hogares.
		PFT-26 Área soportadas por riostras.
		PFT-45 Requisitos para tanques de presión.
PFT-51 Máxima presión admisible.		

Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

Otro apartado que se utilizó de la norma ASME es la sección V que aborda los exámenes no destructivos que se pueden aplicar para la construcción de recipientes a presión. En esta sección se pueden identificar apéndices como: (ver tabla 9)

Tabla 9. Partes utilizadas de la sección V de la Norma ASME

Parte	Concepto	Descripción
T-220		Requerimientos generales
T-260	Examinación radiográfica	Calibración
T-270		Examinación
T-280		Evaluación
T-440		Requerimientos para misceláneas
T-450	Métodos de examinación por ultrasonido	Técnicas
T-460		Calibración
T-470		Examinación
T-480		Evaluación
T-630		Equipamientos
T-640	Examinación por líquidos penetrantes	Requerimientos para misceláneas
T-650		Técnica
T-660		Calibración
T-670		Examinación
T-680		Evaluación

Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

2.7. Criterios de diseño mecánico con base en la mantenibilidad para calderas.

Al momento de realizar el diseño de un generador de vapor, se debe de tomar en cuenta diversos criterios de ingeniería para asegurar un correcto funcionamiento de los equipos. Estos criterios, están enfocados a la parte de la mantenibilidad del generador de vapor, el cual, debe de representar una relativa facilidad, sostenibilidad economía y una correcta proyección de tiempo o recursos con los que un generador de vapor es devuelto a su condición operativa, cuando una acción de mantenimiento es realizada (Sanz et al., 2011). Del mismo modo, los criterios de diseño en base a la mantenibilidad de un equipo, se puede tomar como una medida de ponderación de la dificultad para la realización del mantenimiento de un equipo (Sols, 2000). Por otro lado, Sanmartin & Quezada Tocto (2014) mencionan que se puede definir a la mantenibilidad como una disciplina científica que estudia la complejidad, los factores y los recursos relacionados con las actividades que debe realizar el usuario para mantener en funcionalidad un equipo.

Respecto a lo anteriormente mencionado, para poder aplicar la mantenibilidad al momento de diseñar un generador de vapor, se debe cuantificarla y expresarla numéricamente, de esta manera, se pueden pasar en medidas cuantitativas que ayudarán a definir la mantenibilidad como un atributo cuantificado de un elemento a ser diseñado. Estas cuantificaciones se pueden expresar en términos como (Garrido, 2010):

- Tiempo empleado en mantenimiento
- Frecuencia de mantenimiento
- Costo de mantenimiento

En el mismo orden de ideas, de las tres maneras anteriormente mencionadas de cuantificar la mantenibilidad teórica posibles de una caldera, el enfoque basado en el tiempo empleado en mantenimiento es el más usado en la actualidad, puesto que, para realizar el diseño de un generador de vapor y garantizar una fiabilidad en su funcionamiento, hay que garantizar que se generen la menor cantidad de fallos y aumentar la capacidad de mantenibilidad del equipo lo cual generara tiempos más cortos de mantenimiento y reduce los costos operacionales del generador de vapor (Larios, 2011).

3. Diseño del generador de vapor

En este capítulo se presentan todos los cálculos y principios que se tomaron para realizar el diseño térmico y mecánico de la caldera, del mismo modo, se tomó en consideración las disposiciones de la norma ASME para verificar si la propuesta cumple con los estándares mínimos de construcción. Asimismo, se establecieron los instrumentos de control y equipos auxiliares necesarios para la instalación del equipo.

3.1. Datos de partida para el diseño térmico del generador.

Para iniciar con el diseño térmico, se deben de establecer los datos de partida para el diseño del generador de vapor. Estos datos fueron obtenidos de la Tabla 3 y de las recomendaciones de la empresa ELECON, la cual sugiere los parámetros de trabajo para el generador de vapor. La presión de diseño se establecerá conforme a la norma ASME.

La finalidad de este proyecto, es comercializar la caldera de 100BHP de potencia en todo el país, por lo tanto, para la temperatura ambiente se tomará en cuenta las zonas más calientes del país.

Tabla 10. Datos de partida para el diseño del generador de vapor.

Datos	Valor
Presión de Diseño	150 $psi_g \approx 10,34 bar_g$
Presión de Trabajo	100 $psi_g \approx 6,89 bar_g$
Presión atmosférica (nivel del mar)	14.7 $psi_g \approx 1,01 bar_g$
Temperatura del vapor @114.7 $psia$	169.9 °C $\approx 443,05 K$
Temperatura de ingreso del agua al generador de vapor	65°C $\approx 338,15 K$
Temperatura ambiente (nivel del mar)	24 °C $\approx 297,15 K$

Nota: Elaboración propia.

3.2. Diseño térmico del generador de vapor

Una vez se tienen definidos los datos de partida para el diseño térmico del generador, se procedió a establecer las condiciones que pueden variar según el lugar donde se instale el generador de vapor, puesto que, las condiciones ambientales, el tipo de proceso al cual va a ser destinado y el régimen de trabajo que tendrá el equipo pueden afectar su normal funcionamiento. Por esta

razón, todos los datos descritos en la tabla 7, son parámetros adaptados al lugar donde se instalará la caldera (todos los datos fueron facilitados por la Empresa ELECON). Respecto a lo anterior mencionado, se puede indicar que, para el análisis térmico, las condiciones que más afectan al desempeño del generador de vapor son: la temperatura de agua de ingreso al generador de vapor y la presión de trabajo, es por ello, que para el análisis se tomaron en cuenta estos dos parámetros para poder realizar el balance termodinámico del equipo.

3.1.1. Balance térmico del generador de vapor

Para la formulación del diseño térmico del generador de vapor se utilizó lo establecido por el autor Cengel, J.C Eliser, C. Rubio Martínez y la norma ASME Sección I. Con base en la fórmula 1 se calcula el balance de energía del generador de vapor:

$$E_{entra} - E_{sale} = \Delta E_{sistema} \quad (1)$$

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$Q_{sensible} + Q_{latente} + Q_{sensible} = \dot{Q}_{sale}$$

$$(\dot{m} \cdot cp_{agua} \cdot \Delta T) + (\dot{m} \cdot h_{fg}) + (\dot{m} \cdot cp_{vapor\ agua} \cdot \Delta T) = P.T.C$$

Donde:

$$\dot{m} \rightarrow \text{Flujo másico del vapor} \left(\frac{kg}{h} \right)$$

$$cp_{agua} \rightarrow \text{calor específico del agua} \left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right)$$

$$\Delta T \rightarrow \text{Variación de temperatura del agua de suministro} (^\circ C)$$

$$h_{fg} \rightarrow \text{Entalpia de evaporación del agua} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

$$P.T.C \rightarrow \text{Potencia térmica del caldero} \left(\frac{kJ}{h} \right)$$

El cálculo para el flujo másico se muestra a continuación en la fórmula 2:

$$\dot{m} = \frac{P.T.C}{(c p_{agua} \cdot \Delta T) + h_{fg} + (c p_{vapor\ agua} \cdot \Delta T)} \quad (2)$$

Con el dato de la temperatura del agua de $65^{\circ}\text{C} \approx 338,15\text{ K}$ y del vapor de agua de $169.9^{\circ}\text{C} \approx 443,05\text{ K}$ en la tabla del anexo 9 para determinar los calores específicos y remplazar en la fórmula 2:

$$\dot{m} = \frac{3531613 \text{ kJ/h}}{\left(4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \cdot (100^{\circ}\text{C} - 65^{\circ}\text{C})\right) + 2257 \text{ kJ/kg} + \left(2.08 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \cdot (169.9^{\circ}\text{C} - 100^{\circ}\text{C})\right)}$$

$$\dot{m} = 1387 \text{ kg/h}$$

Se calcular el volumen másico del agua necesario para la generación de vapor de la caldera en base a la fórmula 3.

$$\dot{V}_{agua} = \frac{\dot{m}_{vapor}}{\rho_{agua}} \quad (3)$$

Donde:

$$\dot{m} \rightarrow \text{Flujo másico del vapor} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$$

$$\rho_{agua} \rightarrow \text{densidad del agua} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$$

$$\dot{V}_{agua} \rightarrow \text{Volumen másico del agua} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right)$$

Para determinar la diferencia de flujo de vapor que se generará al ingresar el agua a diferentes temperaturas con una presión de trabajo diferente para la caldera, se ocupa el gráfico presentado en el anexo 10, en el cual, se mantuvo el agua de ingreso a la caldera entre los $65^{\circ}\text{C} \approx 338.15\text{ K}$ hasta los $85^{\circ}\text{C} \approx 358,15\text{ K}$ de temperatura y se procedió remplazar el resultado en la fórmula 3:

$$\dot{V}_{agua} = \frac{1387 \frac{kg}{h}}{980 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{V}_{agua} = 1.41 \frac{m^3}{h}$$

3.1.2. Selección del combustible para el generador de vapor

Para la selección del combustible, se tomó como base, los datos de recopilados por la empresa ELECON (ver anexo 11) en el cual, se observó que la inclinación de los clientes está dirigida a utilizar el combustible diésel N°2 en los generadores de vapor, mismo que se detalla en el anexo 12, por lo tanto, esta será la mejor opción para el diseño.

3.1.3. Cálculo estequiométrico del combustible diésel N°2

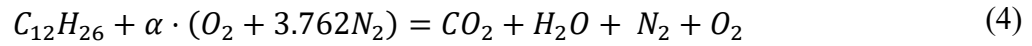
Se inicia con el análisis de las reacciones químicas del combustible diésel N°2 mediante el balance de masa, luego, se procede a calcular la temperatura adiabática de la llama del combustible para diseñar la cámara del hogar y combustión del generador de vapor. Las propiedades del combustible podemos encontrar en el anexo 8. Para resolver la reacción de combustión, se toma la composición química del diésel N°2 como: $C_{12}H_{26}$

Se consideró que la relación aire/combustible debe mantenerse a un nivel tan bajo como sea posible con el fin de ahorrar combustible. Para garantizar una combustión completa, se debe suministrar exceso de aire en cantidades que varían entre el 20% hasta el 50%, dependiendo de la capacidad de la caldera y su configuración (TESTO, 2021). Para realizar los cálculos, se consideraron los siguientes factores:

- Combustión completa
- 35 % de exceso de aire

Del mismo modo, se consideraron los pesos moleculares de los compuestos utilizados para la combustión, los cuales se presentan en el anexo 13. Una vez planteado los factores, se procede

con el arreglo de la ecuación estequiométrica de combustión del Diesel N°2 utilizando la fórmula 4.



Diésel + Aire = Productos de combustión.

Donde:

$C_{12}H_{26}$ → Do-decano

O_2 → Oxígeno

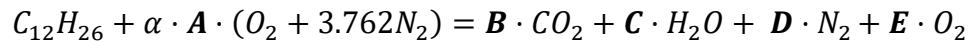
N_2 → Nitrógeno

CO_2 → Dióxido de carbono

H_2O → Agua

α → Exceso de aire

Una vez definido la ecuación, se procede a desarrollar el arreglo de la ecuación para el Diesel N°2. Todo este cálculo se muestra a continuación:



$$B = 12$$

$$C = \frac{26}{2} = 13$$

$$2 \cdot A = (2 \cdot B) + C$$

$$A = B + \frac{C}{2}$$

$$A = 12 + \frac{13}{2} = 18.5$$

$$A = 18.5 \cdot 1.35 = \mathbf{24.975} \text{ (Con exceso de aire del 35\%)}$$

$$A \cdot 3.76 \cdot 2 = 2 \cdot D$$

$$24.975 \cdot 3.76 \cdot 2 = 2 \cdot D$$

$$D = \mathbf{93.906}$$

$$2 \cdot A = 2 \cdot E$$

$$2 \cdot 24.975 = 2 \cdot E$$

$$E = \mathbf{24.975}$$

Realizando un arreglo del cálculo anterior, la ecuación estequiométrica del combustible Diesel N°2 desarrollada queda de la siguiente manera:



Se procede a calcular la relación aire-combustible por medio de la fórmula 5 mostrada a continuación:

$$Aire/Combustible = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} \quad (5)$$

$$Aire/Combustible = \frac{(N \cdot M)_{O_2} + (N \cdot M)_{N_2}}{(N \cdot M)_C + (N \cdot M)_H}$$

Donde:

M = Peso molecular

N = Número de moles

$$Aire/Combustible = \frac{(24.975 \text{ kmol} \cdot \frac{32 \text{ kg}}{\text{kmol}})_{O_2} + (93.906 \text{ kmol} \cdot \frac{28 \text{ kg}}{\text{kmol}})_{N_2}}{(12 \text{ kmol} \cdot \frac{12 \text{ kg}}{\text{kmol}})_C + (26 \text{ kmol} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{\text{kmol}})_H}$$

$$Aire/Combustible = \mathbf{20.17}$$

Con el resultado obtenido, se demuestra, que es necesario de 20.17 kg de aire por cada kg de Diesel N°2.

3.1.4. Cálculo de la temperatura de la flama adiabática

Para la temperatura máxima de la flama adiabática que alcanzará en el proceso de combustión se asume que no existe pérdida de calor hacia los alrededores, es decir: $Q = 0$, la temperatura de los productos alcanzara un máximo, conocido como la temperatura de flama adiabática o de combustión adiabática. La temperatura de flama adiabática de un proceso de combustión de flujo estacionario se determina al establecer $Q = 0$ y $W = 0$. Entonces, partiendo de esta definición se obtienen la fórmula 6.

$$H_{\text{Productos}} = H_{\text{Reactivos}} \quad (6)$$

$$\sum N_p (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

Donde:

$$\bar{h}^\circ_f \rightarrow \text{Entalpía de formación } \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\bar{h}^\circ \rightarrow \text{Entalpía de combustión } \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\bar{h} \rightarrow \text{Entalpía específica } \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Para la temperatura de la flama adiabática se usa una técnica iterativa, en la cual, se supone una temperatura para los gases de producto, y la $H_{\text{Productos}}$ se determina para esta temperatura. Los cálculos se presentan a continuación:

$$H_{\text{Reactivos}} = \sum N_r (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

$$H_{\text{Reactivos}} = 1 \cdot (-291010 + 0)$$

$$H_{\text{Reactivos}} = -291010 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$H_{\text{Productos}} = \sum N_p (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p$$

$$\begin{aligned}
&= 12 \cdot (-393520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364)_{CO_2} + \\
&13 \cdot (-241820 + \bar{h}_{H_2O} - 9904)_{H_2O} + \\
&93.906 \cdot (0 + \bar{h}_{N_2} - 8669)_{N_2} + \\
&24.975 \cdot (0 + \bar{h}_{O_2} - 8682)_{O_2}
\end{aligned}$$

$$H_{Productos} = -9137924.064 + 12\bar{h}_{CO_2} + 13\bar{h}_{H_2O} + 93.906\bar{h}_{N_2} + 24.975\bar{h}_{O_2}$$

$$H_{Productos} = H_{Reactivos}$$

$$-9137924.064 + 12\bar{h}_{CO_2} + 13\bar{h}_{H_2O} + 93.906\bar{h}_{N_2} + 24.975\bar{h}_{O_2} = -291010$$

$$12\bar{h}_{CO_2} + 13\bar{h}_{H_2O} + 93.906\bar{h}_{N_2} + 24.975\bar{h}_{O_2} = 8846914$$

Se realiza la suposición donde se considerarán todos los valores de las entalpías de los diferentes componentes de los productos como una sola entalpía de N_2 :

$$12\bar{h}_{CO_2} + 13\bar{h}_{H_2O} + 93.906\bar{h}_{N_2} + 24.975\bar{h}_{O_2} = 8846914$$

$$143.9\bar{h}_{N_2} = 8846914$$

$$\bar{h}_{N_2} = 61487.7$$

Ahora se procede a buscar en la tabla de las propiedades de gas ideal del nitrógeno del anexo 14 la temperatura de referencia. Ya que la tabla no tiene la temperatura exacta para el valor de 61487.87 kJ/kmol anteriormente calculado, se tiene que aplicar la interpolación para obtener el valor de la temperatura. El resultado de la se muestra a continuación:

$$A = 1923.7 \text{ K} \approx 1650.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Después, se aplica la técnica iterativa, es decir, en base a diferentes temperaturas, se encuentran valores de la sumatoria de entalpías de los productos que pueden ser mayores o menores a 8846914 para obtener la temperatura final de la flama dando como resultado lo siguiente:

Tabla 11. Valores de las entalpías de los productos de la combustión con técnica iterativa

<i>Producto</i>	N_P (A)	$\bar{h}_{@1780}$ ($\frac{kJ}{kmol}$) (B)	$\bar{h}_{@1800}$ ($\frac{kJ}{kmol}$) (B)
CO2	12	87612	88806
H2O	13	71523	72513
N2	93.906	56938	57651
O2	24.975	59624	60371
Sumatoria (A·B):		8817072.2	8929881.5

Nota: Elaboración propia.

Se realiza una interpolación para conocer la temperatura final de la flama adiabática dando como resultado lo siguiente:

$$A = 1785.3 \text{ K} \approx 1512 \text{ }^\circ\text{C}$$

Las temperaturas máximas que alcanzará la flama, son aproximadamente entre 200°C a 300°C inferiores a la temperatura de la llama adiabática (J.C.ELICER, 2018). Para los cálculos posteriores se utilizaron los datos presentados a continuación:

$$T_{flama \text{ adiabática}} = 1512 \text{ }^\circ\text{C} - 250 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{flama \text{ adiabática}} = 1262 \text{ }^\circ\text{C} \approx 1535,15 \text{ K}$$

3.1.5. Cálculo del flujo másico del combustible

Para el cálculo del flujo másico del combustible, se supuso que la eficiencia del generador de vapor será del 88% y una capacidad de generar $1387 \frac{kg}{h}$ de vapor con las condiciones de trabajo preestablecidas por la empresa ELECON. A continuación, se muestra el cálculo del flujo másico para el combustible Diesel N°2 utilizando la fórmula 2.

$$\dot{m}_{diesel} = \frac{P \cdot T \cdot C}{\eta \cdot PCI}$$

Donde:

$$\dot{m}_{diesel} \rightarrow \text{Flujo másico del diésel N}^\circ\text{2} \left(\frac{kg}{h} \right)$$

$P.T.C \rightarrow$ Potencia térmica de la caldera $\left(\frac{kJ}{h}\right)$

$\eta \rightarrow$ Eficiencia de la caldera $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

$PCI \rightarrow$ Poder calorífico inferior del combustible $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$$\dot{m}_{diesel} = \frac{3531613 \frac{kJ}{h}}{0.886 \cdot 41800 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{diesel} = 95.35 \frac{kg}{h}$$

Con el flujo másico de combustible calculado, se puede estimar el flujo volumétrico necesario para el funcionamiento del generador de vapor. (se ocupa fórmula 3)

$$\dot{V}_{diesel} = \frac{\dot{m}_{diesel}}{\rho_{diesel}}$$

Donde:

$\dot{V}_{diesel} \rightarrow$ Volumen másico de combustible diesel #2 $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

$\rho_{diesel} \rightarrow$ densidad del diesel $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$\dot{m}_{diesel} \rightarrow$ flujo másico del diesel $\left(\frac{kg}{h}\right)$

$$\dot{V}_{diesel} = \frac{95.35 \frac{kg}{h}}{850 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{V}_{diesel} = 0.112 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{V}_{diesel} = 29.6 \frac{gal}{h}$$

3.1.6. Cálculos de la transferencia de calor dentro del generador de vapor

A continuación, se presenta el planteamiento de las fórmulas que se deben utilizar para calcular la transferencia de calor que se genera dentro del equipo. Igualmente, todos los cálculos podrán ser desarrollados completamente cuando se conozcan ciertas medidas del generador de vapor. Estas medidas se obtendrán en la parte del diseño mecánico del equipo.

a) Cálculo de la superficie de transferencia de calor del generador de vapor

Para los cálculos, se tomaron en cuenta las superficies de transferencia de calor sugeridas por la norma ASME y los valores de superficie mínimos en base a la experiencia de otros equipos de las mismas características, en el cual, el consenso es de $5ft^2$ por cada BHP de potencia, este valor, es el designado por las grandes constructoras de calderas como York Shipley, Fulton o Power Master (Powermaster S.A., 2021). Por todo lo anterior expuesto, la superficie de calentamiento para el generador de vapor de 100BHP de potencia es la siguiente:

$$S_{CAL} = 5ft^2 \cdot BHP$$

$$S_{CAL} = 5ft^2 \cdot 100 BHP$$

$$S_{CAL} = 500ft^2 \approx 47m^2$$

A continuación, se inicia con el diseño de la placa tubular, cuyos detalles de los parámetros sobre espacios a ocupar por el tanque hogar y la cámara de vapor se muestran en la tabla 9, para su dimensionamiento.

Para este diseño, se tomó en consideración que el tanque hogar y la cámara de vapor de la caldera con respecto al espacio total que tendrá la placa tubular, oscila entre el 60 y el 80%, estos porcentajes, fueron obtenidos de calderas con características similares. Por último, para llevar a cabo el dimensionamiento, se usaron factores como; la disponibilidad y las dimensiones en bruto de los materiales que se ocupan para la construcción de calderas.

Tabla 12 Espacio ocupado por los componentes en las placas.

Componente	Espacio a ocupar (%)
Tanque Hogar (Cámara de combustión)	40 - 50
Cámara de Vapor	20 - 30

Nota: Adaptado de (ASME, 2010)

El cálculo para la superficie de calentamiento se presenta a continuación en la tabla 13.

Tabla 13 Resultado del proceso de dimensionamiento de las placas, tubos de la caldera.

CALDERAS DE ESPALDA HUMEDA						
Dimensionamiento de la caldera				Medidas:		
Componente	Medida			Tanque Hogar (mm)	Cámara de Vapor (mm)	
	<i>mm</i>	<i>m</i>	<i>in</i>	41,8%	21,3%	
Placa Tubular Externa 1	1555	1,555	61,2	650,0	331,2	
Placa Tubular Externa 2	1555	1,555	61,2			
DATOS DE PARTIDA		Potencia		Superficie Teórica	Superficie Teórica	
		BHP		m²	ft²	
		100		46,5	500	
CALCULO DE LA SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO						
PASO I (Cámara de combustión)	TANQUE HOGAR					
	Descripción	Medidas			Superficie de Calentamiento	
		<i>mm</i>	<i>m</i>	<i>in</i>	m²	ft²
	Diámetro Interior	650,0	0,65	25,590 6	4,70	50,55
	Espesor	15,87 5	0,015 9	0,63	CANTIDAD	1
	Diámetro Exterior	681,8	0,681 8	26,84	Superficie de Calentamiento FINAL	
	Longitud	2300	2,3	90,55	m²	ft²
	PORCENTAJE:			10,11	4,70	50,55
	TANQUE INTERNO CAMARA					
	Descripción	Medidas			Superficie de Calentamiento	
<i>mm</i>		<i>m</i>	<i>in</i>	m²	ft²	

	Diámetro Interior	1055,0	1,055	41,54	1,67	18,02	
	Espesor	15,875	0,0159	0,63	CANTIDAD	1	
	Diámetro Exterior	1086,8	1,0868	42,79	Superficie de Calentamiento FINAL		
	Longitud	505	0,505	19,88	<i>m2</i>	<i>ft2</i>	
	PORCENTAJE:			3,60	1,67	18,02	
	PLACA TUBULAR INTERNA 1						
	Descripción	Medidas			Superficie de Calentamiento		
		<i>mm</i>	<i>m</i>	<i>in</i>	<i>m2</i>	<i>ft2</i>	
	Diámetro	1055,0	1,055	41,54	0,87	9,41	
	PORCENTAJE:			1,88	CANTIDAD	1	
	SUMATORIA TOTAL DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO EN EL PASO 1						
	Superficie De Calentamiento				<i>m2</i>	<i>ft2</i>	
					7,24	77,98	
Porcentaje Total (%)				15,6			
PASO 2 (Haz de tubos)	TUBOS DE LA CALDERA						
	Descripción	Medidas			Superficie de Calentamiento		
		<i>mm</i>	<i>m</i>	<i>in</i>	<i>m2</i>	<i>ft2</i>	
	Diámetro Interior	45,0	0,045	1,77165	0,33	3,50	
	Espesor	2,9	0,0029	0,11417	CANTIDAD	54	
	Diámetro Exterior	50,8	0,0508	2	Superficie de Calentamiento FINAL		
	Longitud	2300	2,3	90,5512	<i>m2</i>	<i>ft2</i>	
PORCENTAJE:			37,80	17,56	189,00		
PASO 3 (Haz de tubos)	TUBOS DE LA CALDERA						
	Descripción	Medidas			Superficie de Calentamiento		
		<i>mm</i>	<i>m</i>	<i>in</i>	<i>m2</i>	<i>ft2</i>	
	Diámetro Interior	45,0	0,045	1,77165	0,42	4,50	
	Espesor	2,9	0,0029	0,11417	CANTIDAD	52	
	Diámetro Exterior	50,8	0,0508	2	Superficie de Calentamiento FINAL		
	Longitud	2960	2,96	116,535	<i>m2</i>	<i>ft2</i>	
PORCENTAJE:			46,84	21,76	234,22		

RESULTADOS OBTENIDOS			
SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO			PORCENTAJE
NUMERO DE PASOS	m2	ft2	%
PASO 1 (Cámara Combustión)	7,24	77,98	15,6
PASO 2 (Haz de tubos)	17,56	189,00	37,80
PASO 3 (Haz de tubos)	21,76	234,22	46,84
SUMATORIA FINAL	46,6	501,2	100

Nota: Elaboración propia.

b) Distribución de los tubos en la placa tubular

La Norma ASME Sección I PG-51.1, establece las fórmulas para calcular la eficiencia de los ligamentos la cual no debe ser menor a 30%. Por otra parte, para la determinar la distancia entre los centros de los tubos se realizó con la formula experimental que se ocupa en la fábrica ELECON de 1.25 a 1.75 por el diámetro exterior del tubo. Para el caso de la caldera de 100BHP se consideró un valor de 1.45 por el diámetro externo de 50.8mm. El arreglo de tubos habituales para las calderas son de tipo triangulares a 60°. Este tipo de arreglos, permite alojar la mayor cantidad de tubos dentro de la placa tubular, y de esta manera, reducir el tamaño de la placa tubular. Seguidamente, se procede a calcular la separacion entre tubos para la caldera y comprobar su eficiencia. (ver formula 7)

$$P' = P = 1.45 \cdot \phi_{tubo} \quad (7)$$

Para la caldera de 100BHP se utilizan tubos de $\phi_{exterior} = 50.8mm$ y se rempazan en la formula anterior para obtener el siguiente resultado.

$$P' = P = 1.45 \cdot 50.8$$

$$P' = P = 73.6mm \approx \mathbf{74mm}$$

Al obtener el valor de la separación entre tubos, se procede a comprobar su eficiencia según las fórmulas establecidas en la norma ASME Sección I (ASME, 2010): (ver fórmula 8)

$$Eficiencia \% = \frac{J+0.25-(1-0.01 \cdot E_{long}) \cdot \sqrt{0.75+J}}{0.00375+0.005J} \quad (8)$$

Donde:

$$J = \left(\frac{p'}{p}\right)^2$$

$$E_{long} = \frac{p - d}{p} * 100$$

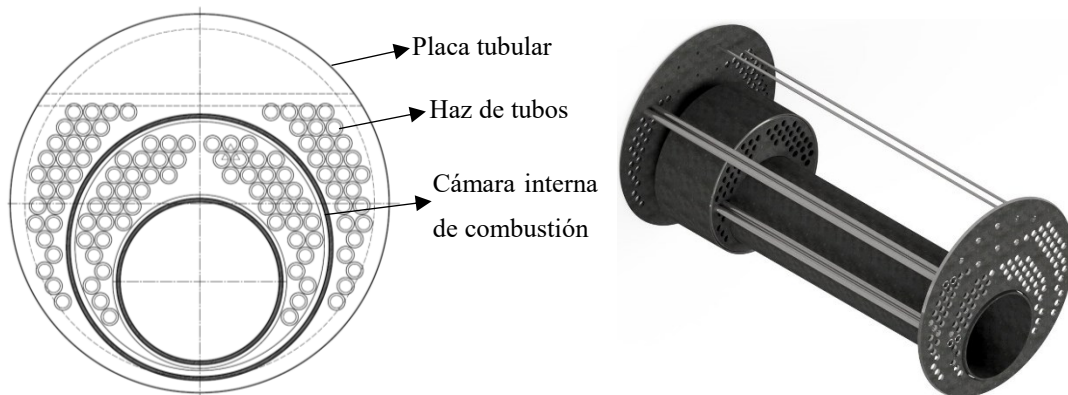
Se reemplaza la formula anterior y se obtienen los siguientes resultados

$$Eficiencia \% = \frac{1+0.25-(1-0.01*31.35)\cdot\sqrt{0.75+1}}{0.00375+0.005\cdot 1}$$

$$Eficiencia \% = 39.07$$

Como se puede observar en los calculos anteriores, la distancia que se va a utilizar para el arreglo de los tubos dentro de la caldera, cumple con la eficiencia que establece la norma ASME Sección I. Con estos datos, se procede a dibujar en el programa AUTOCAD la distribución final que va a tener la placa tubular para la caldera. Posteriormente se pasa al programa INVENTOR, para poder apreciar los componentes en una vista 3D. Lo anterior mencionado se presenta a continuación en la figura 4.

Figura 4. Esquema de la distribución de las placas y tubos con la cámara interna de combustión.



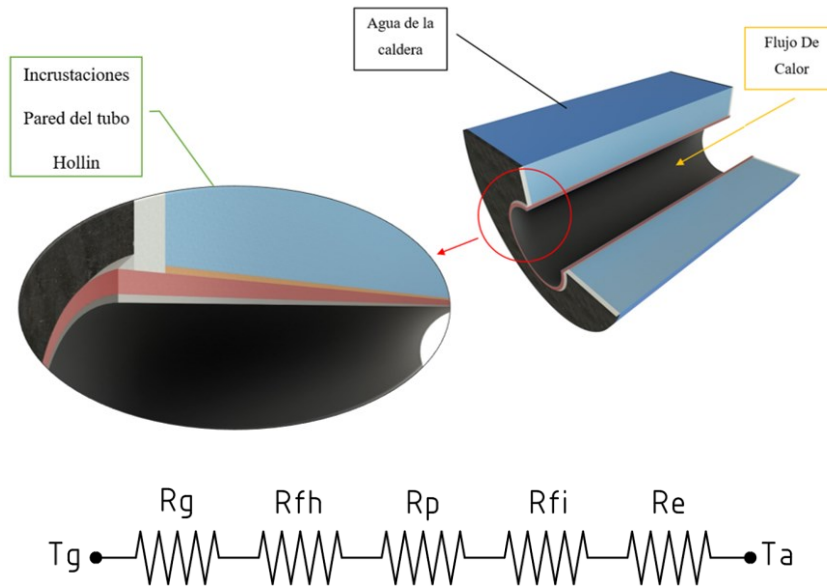
Nota: Elaboración propia.

c) Cálculo de la transferencia de calor dentro del tanque hogar de la caldera

Para realizar los cálculos de la transferencia de calor que se genera dentro del tanque hogar de la caldera, primero se debe establecer el modelo térmico donde se generan las diferentes

resistencias térmicas dentro del tanque. En la figura 5 se muestra la distribución de resistencias que se pueden encontrar en este dispositivo.

Figura 5. Distribución de las resistencias térmicas dentro del tanque hogar de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

El flujo de calor que se transfiere a través de los productos de combustión dentro del tanque hogar de la caldera, parte desde una temperatura T_g , la cual se obtiene en la combustión, que es equivalente a la temperatura de la flama adiabática que se obtuvo en acápite anterior. Seguidamente, la temperatura se transfiere hacia la pared de tanque hogar y luego pasa hacia el agua que está rodeando al tanque, cuyo T_a será igual a la temperatura de saturación a la presión de trabajo de la caldera. Al mismo tiempo, se muestra la disposición de las resistencias térmicas que deberá vencer el flujo de calor para poder transferir toda la energía generada por la combustión hacia el agua de la caldera y de esta manera, poder generar el vapor. A continuación, se detallan cada una de estas resistencias, y se plantean las fórmulas a utilizar para poder resolver esta red de resistencias generadas en la cámara de combustión.

d) Resistencia térmica por los gases de combustión R_g

Cuando una pared está rodeada por un gas, los efectos de la radiación deben ser considerados dentro del análisis. La razón de la transferencia de calor por radiación (Q_R), entre

una superficie de emisividad ε y un área A_{sint} que están a la temperatura T_s , y las superficies circundantes a una temperatura promedio T_g , se puede expresar utilizando la fórmula 9.

$$Q_R = \frac{T_g - T_s}{R_g} (W) \quad (9)$$

Donde Q_R es el calor que se libera por la radiación de los productos de combustión dentro del tanque hogar de la caldera. Se debe de considerar la transferencia de calor por radiación no luminosa (Q_{NL}) y luminosa (Q_L), para obtener el calor total liberado por la radiación se utilizará la fórmula 10.

$$Q_R = Q_{NL} + Q_L \quad (10)$$

Para realizar los cálculos, se hacen las siguientes consideraciones.

- La combustión es completa con un exceso de aire del 35% para el diésel N°2.
- Todos los gases de mezcla son ideales, para este análisis solo consideraremos que se genera una reacción completa de los gases H_2O y CO_2 para la combustión.
- Toda la superficie del tanque hogar son negras debido a la capa de hollín que se genera en la combustión.
- Solo se considerará la transferencia de calor por radiación, ya que la transferencia de calor por convección resulta muy pequeña en comparación a la radiación generada dentro del tanque hogar.
- La temperatura de los productos de combustión será igual a la temperatura de la flama adiabática.

La razón neta de la transferencia de calor por la radiación entre el gas y una superficie negra que lo rodea se calculara utilizando la fórmula 11.

$$Q_{NL} = A_{sint} \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_s^4) \quad (11)$$

Donde:

A_{sint} → Área superficial interna del tanque hogar

σ → Constante de Stefan – Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}$)

ε_g → Emisividad de la mezcla de gases H_2O y CO_2

T_g → Temperatura de los gases de combustión (K)

α_g → Absortividad de la mezcla de gases H_2O y CO_2

T_s → Temperatura de la superficie interna del tanque hogar de la caldera (K)

Para el cálculo de la emisividad de las mezclas de los gases de combustión, se ocupará la fórmula 12.

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \Delta\varepsilon \quad (12)$$

Donde:

ε_{H_2O} → Emisividad del vapor de agua

ε_{CO_2} → Emisividad del dióxido de carbono

$\Delta\varepsilon$ → Factor de corrección por traslape

Para determinar las emisividades de los gases H_2O y CO_2 , se utilizaron las cartas de Hottel, las cuales, se muestran en el anexo 15. Por otra parte, para utilizar las cartas de emisividad, se deben determinar las fracciones molares (y) del H_2O y CO_2 para encontrar las presiones parciales de los gases de combustión. Las fórmulas a aplicar son las siguientes:

$$\begin{aligned} P_{CO_2} &= y_{CO_2} \cdot P \\ P_{H_2O} &= y_{H_2O} \cdot P \end{aligned} \quad (13)$$

Para el cálculo de las fracciones molares de los gases de combustión, se usaron las siguiente formulas:

$$\begin{aligned} y_{gases} &= \frac{n_{moles \text{ del gas}}}{n_{moles \text{ totales}}} \\ n_{moles \text{ totales}} &= n_{CO_2} + n_{H_2O} \end{aligned} \quad (14)$$

Donde:

$$n_{CO_2} \rightarrow \text{Numero de moles del } CO_2 = 12$$

$$n_{H_2O} \rightarrow \text{Numero de moles del } H_2O = 13$$

Al resolver las fórmulas anteriores, se obtiene los siguientes resultados:

$$n_{\text{moles totales}} = 12 + 13$$

$$n_{\text{moles totales}} = \mathbf{25}$$

$$y_{CO_2} = \frac{12}{25}$$

$$y_{CO_2} = \mathbf{0.48}$$

$$y_{H_2O} = \frac{13}{25}$$

$$y_{H_2O} = \mathbf{0.52}$$

Asimismo, se procede a calcular las presiones parciales de los gases de combustión, teniendo en cuenta que la presión P , será de 1 atm:

$$P_{CO_2} = y_{CO_2} \cdot P$$

$$P_{CO_2} = 0.48 \cdot 1 \text{ atm}$$

$$P_{CO_2} = \mathbf{0.48 \text{ atm} \approx 0.48 \text{ bar}}$$

$$P_{H_2O} = y_{H_2O} \cdot P$$

$$P_{H_2O} = 0.52 \cdot 1 \text{ atm}$$

$$P_{H_2O} = \mathbf{0.52 \text{ atm} \approx 0.52 \text{ bar}}$$

Para calcular la longitud media del haz de la cámara, se puede determinar a través del anexo 16 para obtener la longitud media acorde a la forma geométrica del volumen de los gases de combustión. Para este caso, se utiliza el factor de 0.95D, puesto que en el tanque hogar, el calor es irradiado hacia la superficie curva del mismo. La longitud media del haz para este planteamiento es el siguiente:

$$L = 0.95 \cdot \phi_{interior\ hogar} \quad (15)$$

$$L = 0.95 \cdot 0.651$$

$$L = 0.618m$$

Con estos datos, se procede a calcular las relaciones de $P_{CO_2} \cdot L$ y $P_{H_2O} \cdot L$, las cuales se expresan en la fórmula 16.

$$P_{CO_2} \cdot L = 0.48 \text{ atm} \cdot 0.618 \text{ m} = 0.29 \text{ m} \cdot \text{atm} \approx \mathbf{0.95 \text{ ft} \cdot \text{atm}} \quad (16)$$

$$P_{H_2O} \cdot L = 0.52 \text{ atm} \cdot 0.618 \text{ m} = 0.62 \text{ m} \cdot \text{atm} \approx \mathbf{1.05 \text{ ft} \cdot \text{atm}}$$

Con los datos anteriormente mostrados, se pueden obtener los valores de ε_{H_2O} y ε_{CO_2} del anexo 15. Del mismo modo, al considerar la temperatura de los gases obtenidas de la temperatura de la llama adiabática de $1262^\circ C \approx 1535 \text{ K}$ se obtienen los siguientes resultados:

$$\varepsilon_{H_2O} @ 1535 \text{ K} = \mathbf{0.18}$$

$$\varepsilon_{CO_2} @ 1535 \text{ K} = \mathbf{0.16}$$

Se procede a calcular $\Delta\varepsilon$. Para realizar los cálculos, se utilizan las gráficas establecidas por Hottle, para hallar el factor de corrección por traslape en una mezcla de combustión que contiene H_2O y CO_2 . Seguidamente, se procede a calcular utilizando la fórmula 17 la presión parcial que se genera a lo largo del has de radiación de los productos de combustión.

$$P_{CO_2} \cdot L + P_{H_2O} \cdot L \quad (17)$$

$$0.95 \text{ ft} \cdot \text{atm} + 1.05 \text{ ft} \cdot \text{atm} = \mathbf{2}$$

$$\frac{P_{H_2O}}{P_{CO_2} + P_{H_2O}}$$

$$\frac{1.05 \text{ ft} \cdot \text{atm}}{0.95 \text{ ft} \cdot \text{atm} + 1.05 \text{ ft} \cdot \text{atm}} = \mathbf{0.525 \text{ ft} \cdot \text{atm}}$$

Con estos dos valores, se determina el factor de trasplante con las gráficas presentadas en el anexo 17, el cual, tiene un valor de: $\Delta\varepsilon = 0.048$. Por otra parte, luego de considerar que la temperatura con la que se trabaja es de 1535K , se determina el valor de ε_g :

$$\begin{aligned}\varepsilon_g &= \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \Delta\varepsilon \\ \varepsilon_g &= 0.17 + 0.16 - 0.048\end{aligned}$$

$$\varepsilon_g = \mathbf{0.282}$$

Se procede a calcular la absorbida con los procedimientos recomendados por Hottel, el cual, plantea la fórmula 18.

$$\alpha_g = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \Delta\alpha \quad (18)$$

Donde $\Delta\alpha = \Delta\varepsilon$ y se determina con base en el anexo 17, a la temperatura de la llama adiabática. Del mismo modo, las absorbidades del H_2O y CO_2 se pueden determinar a partir de los diagramas del anexo 15, al aplicar la siguiente formulas.

$$\begin{aligned}\alpha_{CO_2} &= C_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_s}{T_g}\right)^{0.65} \cdot \varepsilon_{CO_2} \\ \alpha_{H_2O} &= C_{H_2O} \cdot \left(\frac{T_s}{T_g}\right)^{0.95} \cdot \varepsilon_{H_2O}\end{aligned} \quad (19)$$

Se continúa calculando ε_{CO_2} y ε_{H_2O} teniendo en cuenta la T_s , por lo tanto, se utilizará la fórmula 20.

$$\begin{aligned}P_{CO_2} \cdot L \cdot \frac{T_s}{T_g} \\ P_{H_2O} \cdot L \cdot \frac{T_s}{T_g}\end{aligned} \quad (20)$$

Para continuar con los cálculos anteriores, se toma un valor de referencia inicial para T_s , que podrá ser comprobado al final:

$$P_{CO_2} \cdot L \cdot \frac{T_s}{T_g} = 0.29 \cdot 0.618 \cdot \frac{800K}{1535 K} = 0.093m \cdot atm \approx \mathbf{0.305 ft \cdot atm}$$

$$P_{H_2O} \cdot L \cdot \frac{T_s}{T_g}$$

$$0.32 \cdot 0.618 \cdot \frac{800K}{1535 K} = 0.103m \cdot atm \approx \mathbf{0.337 ft \cdot atm}$$

Se procede a determinar el valor de ϵ_{CO_2} y ϵ_{H_2O} del anexo 15, los cuales, se expresan de la siguiente manera:

$$\epsilon_{CO_2} @ 1535 K = \mathbf{0.10}$$

$$\epsilon_{H_2O} @ 1535 K = \mathbf{0.15}$$

Con estos valores, se puede calcular la absorbida de cada uno de los gases de la mezcla de combustión:

$$\alpha_{CO_2} = 1 \cdot \left(\frac{800}{1535}\right)^{0.65} \cdot 0.10 = \mathbf{0.0654}$$

$$\alpha_{H_2O} = 1 \cdot \left(\frac{800}{1535}\right)^{0.45} \cdot 0.15 = \mathbf{0.1118}$$

Se calcular $\Delta\alpha = \Delta\epsilon$ a partir del anexo 17, siempre que se considere la temperatura de la superficie interna del tanque hogar, es decir los 800 K:

$$\Delta\alpha = \mathbf{0.026}$$

Una vez que se obtienen todos los datos, se procede a calcular el valor final de la absorbida de los gases de combustión (α_g).

$$\alpha_g = 0.0654 + 0.1118 - 0.026 = \mathbf{0.151}$$

Con el valor anteriormente determinado, se procede a calcular utilizando la fórmula 11 la razón de transferencia de calor no-luminosa por la radiación dentro del tanque hogar de la caldera.

$$Q_{NL} = A_{sint} \cdot \sigma \cdot (\epsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_s^4)$$

$$Q_{NL} = 4.704m^2 \cdot 5.67 \times 10^{-8} W/m^2 K \cdot (0.282 \cdot 1535^4 K - 0.151 \cdot 800^4 K)$$

$$\mathbf{Q_{NL} = 401032.604 W}$$

Para calcular la transferencia de calor luminosa por radiación, se parte de la fórmula 21. La fórmula para calcular Q_L , entre dos superficies que se encuentran a diferentes temperaturas, el factor de visión es 1, al ser una forma geométrica conocida. Para realizar los cálculos, es importante tener en cuenta las siguientes suposiciones:

- La temperatura de los productos de combustión será igual a la temperatura de la flama adiabática.
- Se considerará como un cilindro, a la forma de la flama que se generará por los productos de combustión.
- El diámetro de la flama de los productos de combustión, será igual al 60% del diámetro interior del tanque hogar.
- La longitud de la flama de los productos de combustión, será igual al 60% del largo total del tanque hogar.

Continuadamente, se procede a plantear la fórmula 21 para calcular la transferencia de calor por radiación luminosa.

$$Q_L = A_{flama} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_L \cdot (T_g^4 - T_s^4) \quad (21)$$

Donde:

A_{flama} → Área superficial de la flama de los productos de combustión.

σ → Constante de Stefan – Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}$)

ε_L → Emisividad luminosa.

T_g → Temperatura de los gases de combustión (K).

T_s → Temperatura de la superficie interna del tanque hogar de la caldera (K).

Para el cálculo de la emisividad luminosa, se utiliza la fórmula 22:

$$\varepsilon_L = 1 - \exp(-(ky \cdot r + kc) \cdot P \cdot Le) \quad (22)$$

Donde:

ky, kc → Coeficientes de absorción radiante debido a los gases triatómicos.

$r \rightarrow$ Es la sumatoria de las fracciones molares de los gases triatómicos = 1

$Le \rightarrow$ Longitud media efectiva del haz

$P \rightarrow$ Presión del sistema = 0.101 bar (presión atmosférica)

Para determinar los valores de los coeficientes de absorción radiante, se aplican las siguientes formulas:

$$ky = \left[\frac{7.8 + 16 \cdot y_{H_2O}}{3.16 \sqrt{P_{H_2O} + P_{CO_2} \cdot L}} \right] \cdot \left[1 - 0.37 \cdot \frac{T_g}{1000} \right] \quad (23)$$

Donde:

$y_{H_2O} \rightarrow$ Fracción molar del $H_2O = 0.52$

$P_{H_2O} \rightarrow$ Presión parcial del gas $H_2O = 0.52 \text{ atm} \approx 0.52 \text{ bar}$

$P_{CO_2} \rightarrow$ Presión parcial del gas $CO_2 = 0.48 \text{ atm} \approx 0.48 \text{ bar}$

$L \rightarrow$ Longitud de la flama = $0.3 \cdot L_{hogar}$ (m)

$T_g \rightarrow$ Temperatura de la flama adiabática (K)

Resolviendo la ecuación anterior, tenemos el siguiente resultado para ky .

$$ky = 2.20$$

Ahora, se plantea la fórmula 24 para resolver kc mostrada continuación:

$$kc = 2 - ((EA - 1) \cdot (0.00016 \cdot T_g - 0.5)) \cdot \frac{F_{molar C}}{F_{molar H}} \quad (24)$$

Donde:

$EA \rightarrow$ Exceso de aire para la combustión del diésel $N^{\circ}2 = 35\%$

$T_g \rightarrow$ Temperatura de la flama adiabática (K)

$F_{molar C} \rightarrow$ Fracción molar del Carbono = 12

$F_{molar H} \rightarrow$ Fracción molar del Hidrogeno = 26

Al resolver la ecuación anterior, se obtiene el siguiente resultado para kc .

$$kc = 1.92$$

Se calcula Le utilizando la fórmula 15 para la flama de la combustión, este cálculo, se realiza del mismo modo que se obtuvo en el proceso del cálculo para la transferencia de calor no-luminosa:

$$L_e = 0.95 \cdot \phi_{flama}$$

$$\phi_{flama} = 0.3 \cdot 0.651$$

$$L_e = 0.95 \cdot 0.1953$$

$$L_e = 0.1855$$

Con los datos obtenidos, se calcula el valor para ε_L .

$$\varepsilon_L = 0.1$$

Del mismo modo, se procede a calcular utilizando la fórmula 25 el área superficial de la flama de los productos de combustión:

$$A_{flama} = \pi \cdot \phi_{flama} \cdot L \quad (25)$$

$$A_{flama} = \pi \cdot 0.1953 \cdot (2.3 \cdot 0.3)$$

$$A_{flama} = 0.423 \text{ m}^2$$

Con los datos obtenidos, se calcula ocupando la fórmula 11 la transferencia de calor por radiación luminosa dentro del tanque hogar de la caldera:

$$Q_L = 0.423 \cdot 5.67 \times 10^{-8} \cdot 0.1 \cdot (1535^4 - 800^4)$$

$$Q_L = 12343.35 \text{ W}$$

Con los datos obtenidos de Q_{NL} y Q_L , se procede a calcular Q_R (calor que se liberara por la radiación de los productos de combustión dentro del tanque hogar de la caldera) utilizando la fórmula 10.

$$Q_R = Q_{NL} + Q_L$$

$$Q_R = 413375.95 \text{ W}$$

Con este dato, se calcula la resistencia que tiene que vencer el flujo de calor para atravesar los gases de combustión, asimismo, se parte de la fórmula 26.

$$R_g = \frac{T_g - T_s}{Q_R} \quad (26)$$

$$R_g = \frac{1535 \text{ K} - 800 \text{ K}}{413375.95 \text{ W}}$$

$$R_g = 0.001778042 \text{ K/W}$$

e) Resistencia térmica generada por el hollín y las incrustaciones R_{fh} y R_{fi} .

Dentro de una caldera, se puede encontrar dos resistencias: la primera se debe al ensuciamiento de las paredes internas de los tubos debido al hollín (R_{fh}) y la otra resistencia, se forma en la parte exterior de los tubos, causada por incrustaciones (R_{fi}). A continuación, se plantea la fórmula 27 para calcular las resistencias que se generan dentro del tanque hogar de la caldera.

$$R_{fh} = \frac{R1}{A_{interna \text{ del hogar}}} \quad (27)$$

$$R_{fi} = \frac{R2}{A_{externa \text{ del hogar}}}$$

Donde:

$A_{interna \text{ del hogar}}$ → Área superficial interna del tanque hogar (m^2)

$A_{externa \text{ del hogar}}$ → Área superficial externa del tanque hogar (m^2)

$R1$ → factor de incrustación representativo debido al hollín generado por los gases de combustión = $0.00026 \text{ m}^2 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$ (Shah & Sekulić, 2003).

$R2 \rightarrow$ factor de incrustación representativo debido a las incrustaciones generadas por el agua que ingresa a la caldera = $0.00018 \text{ m}^2 \cdot \frac{K}{W}$ (Shah & Sekulić, 2003).

Con todas las consideraciones anteriormente planteadas, se procede a aplicar las fórmulas para calcular las resistencias por ensuciamiento e incrustaciones.

$$R_{fh} = \frac{R1}{\pi \cdot \phi_{interior} \cdot L}$$

$$R_{fh} = \frac{0.00026 \text{ m}^2 \cdot \frac{K}{W}}{\pi \cdot 0.651 \text{ m} \cdot 2.3 \text{ m}}$$

$$R_{fh} = 0.0000552731 \frac{K}{W}$$

$$R_{fi} = \frac{R2}{\pi \cdot \phi_{exterior} \cdot L}$$

$$R_{fi} = \frac{0.00018 \text{ m}^2 \cdot \frac{K}{W}}{\pi \cdot 0.683 \text{ m} \cdot 2.3 \text{ m}}$$

$$R_{fi} = 0,000036495 \frac{K}{W}$$

f) Resistencia térmica debido a la conducción R_p .

Como menciona Rubio et al., (2016): “La resistencia de conducción, es la capacidad que tiene el material del tanque hogar de la caldera, a oponerse a la conducción de calor, y se debe de determinar por la ley de Fourie” (pág. 12). Por lo tanto, se aplica la fórmula 28:

$$R_p = \frac{\ln \left[\frac{\phi_{exterior}}{\phi_{interior}} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k_{acero} \cdot L} \quad (28)$$

Donde:

$\phi_{exterior} \rightarrow$ Diámetro exterior del tanque hogar de la caldera (m).

$\phi_{interior} \rightarrow$ Diámetro interior del tanque hogar de la caldera (m).

k_{acero} → Conductividad térmica del material para el tanque hogar = $48 \frac{W}{m} \cdot K$ (Çengel, Yunus A., 2012).

L → Longitud del tanque hogar de la caldera (m).

Para calcular la resistencia por conducción dentro del tanque hogar, se utiliza la fórmula 28. Por otro lado, tanto para el diámetro exterior como el tipo de material a utilizar para el tanque hogar, se calcularon en el capítulo del diseño mecánico.

$$R_p = \frac{\ln \left[\frac{0.683 \text{ m}}{0.651 \text{ m}} \right]}{2 \cdot \pi \cdot \left(48 \frac{W}{m} \cdot K \right) \cdot 2.3 \text{ m}}$$

$$R_p = 0,000068332 \frac{K}{W}$$

g) Resistencia térmica debido a la ebullición R_e .

El tipo de ebullición que se genera dentro de la caldera, es de tipo nucleada, debido a la forma en la que se generan las burbujas cuando el agua está en estado estacionario o estancada. Se utilizará la fórmula 29 para el cálculo de la resistencia por ebullición nucleada.

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_{exterior}} \quad (29)$$

Donde:

h_e → Coeficiente de convección equivalente para la ebullición nucleada ($\frac{W}{m^2} \cdot K$).

$A_{exterior}$ → Área superficial exterior del tanque hogar (m).

Aplicamos la fórmula 30 para hallar el valor de h_e .

$$h_e = \frac{\dot{q}}{T_{s2} - T_{sat}} \quad (30)$$

Donde:

\dot{q} → Flujo de calor en la ebullición nucleada ($\frac{W}{m^2}$).

T_{s2} → Temperatura de la superficie exterior del tanque hogar de la caldera (K).

T_{sat} → Temperatura de saturación a la presión de trabajo de la caldera (K).

Para calcular el flujo de calor por ebullición nucleada, aplicaremos la fórmula 31.

$$\dot{q}_{nucleada} = \mu_l \cdot h_{fg} \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \cdot \left[\frac{c_p \cdot (T_{s2} - T_{sat})}{C_{sf} \cdot h_{fg} \cdot Pr_l^n} \right]^3 \quad (31)$$

Donde:

μ_l → Viscosidad del líquido (kg/m·s).

h_{fg} → Entalpía de vaporización (J/kg).

g → Aceleración gravitacional (m/s²).

ρ_l → Densidad del líquido a la presión de operación (kg/m³).

ρ_v → Densidad del vapor a la presión de operación (kg/m³).

σ → Tensión superficial de la interfase liquido-vapor (N/m).

C_{pl} → Calor específico del líquido a la presión de operación (J/kg·K).

T_{s2} → Temperatura de la superficie exterior del tanque hogar de la caldera (K).

T_{sat} → Temperatura de saturación a la presión de trabajo de la caldera (K).

C_{sf} → Constante experimental dependiente de la combinación superficie-fluido.

Pr_l → Numero de Prandtl del líquido.

n → Constante universal que depende del fluido.

Con todos los datos anteriormente planteados, se procede a realizar los cálculos para encontrar la resistencia por ebullición. Todos los valores para las diferentes variables que se presenta en las fórmulas, fueron obtenidos del libro de Transferencia De Calor De Çengel (2012).

$$\dot{q}_{nucleada} = 0,00016 \cdot 2050000 \cdot \left[\frac{9.81 \cdot (897.7 - 4.119)}{0.455} \right]^{1/2} \cdot \left[\frac{4370 \cdot (510 - 443)}{0.013 \cdot 2050000 \cdot 1.03^1} \right]^3$$

$$\dot{q}_{nucleada} = 55250347.88 \frac{W}{m^2}$$

Con el valor del flujo de calor obtenido, se procede a encontrar el coeficiente de convección equivalente para la ebullición nucleada utilizando la fórmula 30.

$$h_e = \frac{55250347.88}{800 - 443}$$

$$h_e = 824632.057 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Por último, procedemos a encontrar la resistencia final por la ebullición nucleada utilizando la fórmula 29.

$$R_e = \frac{1}{824632.057 \cdot 4.932}$$

$$R_e = 0.000002458 \frac{K}{W}$$

Con todos los valores obtenidos de las resistencias que se presentan en la transferencia de calor desde el hogar de la caldera, hacia el agua, se puede encontrar la resistencia total del sistema ocupando la fórmula 32.

$$R_{total} = R_g + R_{fh} + R_p + R_{fi} + R_e \quad (32)$$

$$R_{total} = 0.001778 + 0.0000552731 + 0,000068332 + 0,000036495 + 0.000002458$$

$$R_{total} = 0.001938 \frac{K}{W}$$

Con el valor obtenido de la resistencia total se puede calcular el calor total liberado por la radiación de los productos de combustión dentro del tanque hogar de la caldera. utilizando la fórmula 9.

$$Q_{TR} = \frac{T_g - T_s}{R_{total}}$$

$$Q_{TR} = \frac{1535 - 800}{0.001938}$$

$$Q_{TR} = \mathbf{379181.07\ W}$$

Para comprobar las temperaturas de la superficie interna y externa a la cual estará trabajando la caldera durante el proceso de generación de vapor, se aplica un proceso análogo al flujo de corrientes en circuitos resistivos (C. R. Rubio Ramirez et al., 2016), para este proceso se utilizara la fórmula 33.

$$T_{interna\ hogar} = T_{pc} - Q_{TR} \cdot R_g \quad (33)$$

$$T_{interna\ hogar} = \mathbf{860\ K = 586.85^\circ C}$$

La fórmula 34 se utilizará para determinar la temperatura de operación del tanque hogar de la caldera.

$$T_{operación\ hogar} = \frac{T_{interna\ hogar} + T_{sat\ agua}}{2} \quad (34)$$

$$T_{operación\ hogar} = \frac{860 + 443}{2}$$

$$T_{operación\ hogar} = \mathbf{651.5\ K = 378.3^\circ C = 713^\circ F}$$

h) Cálculo de la transferencia de calor dentro del segundo paso de la caldera

Para realizar este cálculo se plantea el balance de energía para encontrar las temperaturas finales de cada volumen de control. Del mismo modo, las condiciones para llevar a cabo este balance se presentan a continuación:

- El quemador es adiabático.
- La combustión es completa con el exceso de aire utilizado para el diésel N°2.
- Se considera el proceso en estado estacionario.

- La temperatura de los gases de combustión dentro del hogar, es igual a la temperatura de la flama adiabática.

Seguidamente, se dividió en dos volúmenes de control para realizar los cálculos se ocupará la fórmula 1.

$$E_{entra} - E_{sale} = \Delta E_{sistema}$$

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$Q_{pc} - Q_{TR} = Q_{pc}$$

$$(\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc} \cdot T_{pc}) - Q_{TR} - (\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc} \cdot T_{pc+1}) = 0$$

Donde:

\dot{m}_{pc} → Flujo másico de los productos de combustión $\left(\frac{kg}{h}\right)$.

cp_{pc} → Calor específico de los productos de combustión $\left(\frac{kJ}{kg} \cdot K\right)$.

T_{pc} → Temperatura de los productos de combustión (K).

Q_{TR} → Flujo total de calor liberado por la radiación (W).

Ahora, se despeja la ecuación para encontrar el valor final de T_{pc+1} :

$$T_{pc+1} = \frac{(\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc} \cdot T_{pc}) - Q_{TR}}{\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc}} \quad (35)$$

Con esta ecuación, se puede encontrar la temperatura final de cada volumen de control que se va a analizar y conocer los calores específicos de los productos de combustión, así como también su flujo másico. Para encontrar esos valores, se aplican la fórmula 36.

$$C_{pc} = C_{pfCO2} + C_{pfH2O} + C_{pfN2} + C_{pfO2} \quad (36)$$

Los valores de C_{pfCO2} , C_{pfH2O} , C_{pfN2} y C_{pfO2} son las propiedades individuales de cada uno de los productos de combustión y se evalúan utilizando la fórmula 37.

$$C_{pfCO_2} = F_{CO_2} \cdot C_{pcCO_2} \quad (37)$$

$$C_{pfH_2O} = F_{H_2O} \cdot C_{pcH_2O}$$

$$C_{pfN_2} = F_{N_2} \cdot C_{pcN_2}$$

$$C_{pfO_2} = F_{O_2} \cdot C_{pcO_2}$$

Por otro lado, los valores de F_{CO_2} , F_{H_2O} , F_{N_2} y F_{O_2} , son las fracciones molares de cada compuesto y se deben de calcular utilizando la fórmula 38.

$$F_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_{totales}} \quad (38)$$

$$F_{H_2O} = \frac{N_{H_2O}}{N_{totales}}$$

$$F_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_{totales}}$$

$$F_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_{totales}}$$

De igual forma, los valores de los calores específicos y demás propiedades de los diferentes compuestos de los productos de la combustión, se tomaron del anexo 18. Estos valores deben ser evaluados a la temperatura promedio de los gases. Ahora se procede a desarrollar las ecuaciones planteadas para encontrar las temperaturas de salida en los dos volúmenes de control que se van a realizar.

$$F_{CO_2} = \frac{12}{143.875} = \mathbf{0.083405}$$

$$F_{H_2O} = \frac{13}{143.875} = \mathbf{0.90356212}$$

$$F_{N_2} = \frac{93.906}{143.875} = \mathbf{0.6526915}$$

$$F_{O_2} = \frac{24.975}{143.875} = \mathbf{0.1735588}$$

Se procede a calcular los calores específicos de cada compuesto de los productos de la combustión.

$$C_{pfCO_2} = 0.083405 \cdot 1.11 = \mathbf{0.0925}$$

$$C_{pfH_2O} = 0.90356212 \cdot 1.90 = \mathbf{0.171}$$

$$C_{pfN_2} = 0.6526915 \cdot 1.07 = \mathbf{0.698}$$

$$C_{pfO_2} = 0.1735588 \cdot 0.90 = \mathbf{0.156}$$

$$C_{pc} = 0.10292 + 0.16914 + 0.76169 + 0.18921$$

$$C_{pc} = \mathbf{1.118 \frac{kJ}{kg \cdot K}}$$

En concordancia a lo anterior, se procede a encontrar el flujo másico de los productos de la combustión ocupando la fórmula 39.

$$\dot{m}_{pc} = \dot{m}_{diesel} + \dot{m}_{aire} \quad (39)$$

$$\dot{m}_{pc} = \left(\frac{P.T.C}{n \cdot PCI} \right) + \left(\frac{P.T.C}{n \cdot PCI} \cdot Aire/Combustible \right)$$

$$\dot{m}_{pc} = \left(\frac{3531613 \frac{kJ}{h}}{0.886 \cdot 41800 \frac{kJ}{kg}} \right) + \left(\frac{3531613 \frac{kJ}{h}}{0.886 \cdot 41800 \frac{kJ}{kg}} \cdot 20.17 \right)$$

$$\dot{m}_{pc} = \mathbf{1901.61 \frac{kg}{h}}$$

Con los valores obtenidos, se procede a realizar el cálculo utilizando la fórmula 40, las temperaturas finales en los dos volúmenes de control a analizar.

$$T_{pc+1} = \frac{(\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc} \cdot T_{pc}) - Q_{TR}}{\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc}} \quad (40)$$

$$T_{pc+1} = \frac{(1901.61 \cdot 1.118 \cdot 1535) - 443329.438}{1901.61 \cdot 1.118}$$

$$T_{pc1} = \mathbf{1326.6 \text{ K} \approx 1053.4^\circ\text{C}}$$

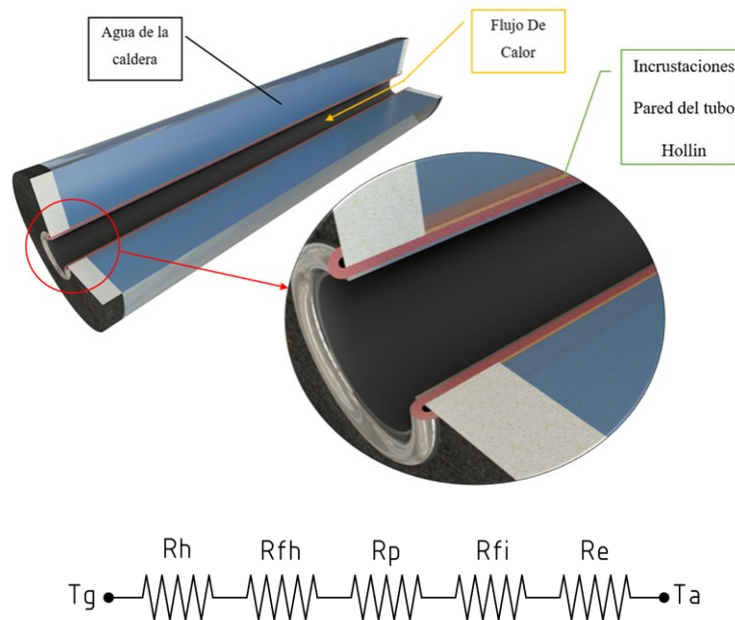
Se analiza el segundo volumen de control, para encontrar a que temperatura salen los gases de combustión que entraran al segundo paso de tubos de la caldera.

$$T_{pc2} = \frac{(\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc} \cdot T_{pc1}) - Q_{TR}}{\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc}}$$

$$T_{pc2} = 1118.26 \text{ K} \approx 845.1^\circ\text{C}$$

Los productos de combustión entran al haz de tubos a la temperatura de 1118.26 K, con esta temperatura se realizan los cálculos de la transferencia de calor dentro del segundo paso de la caldera. Asimismo, se plantea un esquema de resistencias térmicas, semejante al desarrollado en el análisis de la transferencia de calor para el tanque hogar de la caldera. (figura 6).

Figura 6. Resistencias térmicas generadas en los tubos de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

De igual manera, para el análisis es necesario tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- El sistema se encuentra en estado estable

- La temperatura de salida de la cámara de combustión, será igual a la temperatura de ingreso a los tubos.
- La temperatura exterior de los tubos es constante

i) Resistencia térmica debido a la convección R_h

La temperatura de los gases de combustión a la salida del segundo paso de la caldera (T_{pc3}) no se conoce, este valor debe ser asumido y después verificado, por esta razón, los cálculos se vuelven iterativos hasta que la temperatura de salida de los gases de combustión sea igual a la seleccionada para los cálculos, para este procedimiento se utilizara la fórmula 34.

$$T_m = \frac{T_{pc2} + T_{pc3}}{2}$$

Con esta temperatura, se debe seleccionar los valores de las propiedades termodinámicas de los productos de la combustión, que se seleccionan a través del número de Reynolds en tuberías circulares. Asimismo, los flujos en tubos, se encuentran en estado turbulento, para ello se puede comprobar utilizando la siguiente fórmula 41:

$$R_e = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu_{pc} \cdot \pi \cdot D} \quad (41)$$

Donde:

\dot{m} → Flujo másico que atraviesa por un tubo del segundo paso de la caldera (kg/s).

μ_{pc} → Es la viscosidad dinámica de los gases de combustión ($kg/m \cdot s$).

D → Es el diámetro interior de la tubería (m).

Para hallar el valor del flujo másico que pasa por un tubo, es necesario aplicar la fórmula 42.

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{pc}}{N} \quad (42)$$

Donde:

$\dot{m}_{pc} \rightarrow$ Flujo másico total de los gases de combustión = $1901.61 \left(\frac{kg}{h}\right) \approx 0.528225 \left(\frac{kg}{s}\right)$.

$N \rightarrow$ Numero de tubos que hay en el segundo paso de la caldera = 54 tubos.

A partir de los datos anteriormente presentados se puede expresar el flujo másico de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \frac{0.528225 \text{ kg/s}}{54}$$

$$\dot{m} = \mathbf{0.00978195 \text{ kg/s}}$$

Se aplica el mismo proceso que se utilizó para encontrar los calores específicos de cada componente para hallar la viscosidad dinámica de cada componente de los productos de la combustión. Estos datos fueron obtenidos del anexo 18.

$$\mu_{fCO_2} = 0.08341 \cdot 0.0000398 = \mathbf{0.00000332 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$\mu_{fH_2O} = 0.9035 \cdot 0.0000204 = \mathbf{0.0000184 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$\mu_{fN_2} = 0.6526 \cdot 0.0000403 = \mathbf{0.0000263 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$\mu_{fO_2} = 0.1735 \cdot 0.0000470 = \mathbf{0.00000816 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$\mu_{pc} = \mathbf{0.0000562 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

Ahora, se procede a calcular el número de Reynolds:

$$R_e = \frac{4 \cdot 0.00978195}{0.0000562 \cdot \pi \cdot 0.045}$$

$$\mathbf{R_e = 4924.79 = Flujo Turbulento}$$

Para proceder con los cálculos, es necesario obtener el valor del número de Prandtl de cada uno de los componentes de los productos de la combustión, para ello, se aplica el mismo método

que se utilizó para encontrar las viscosidades dinámicas. Los valores fueron seleccionados del anexo 18.

$$Pr_{fCO_2} = 0.08341 \cdot 0.75 = \mathbf{0.06255}$$

$$Pr_{fH_2O} = 0.9035 \cdot 0.99 = \mathbf{0.8945}$$

$$Pr_{fN_2} = 0.6526 \cdot 0.75 = \mathbf{0.4895}$$

$$Pr_{fO_2} = 0.1735 \cdot 0.71 = \mathbf{0.1232}$$

$$\mathbf{Pr_{pc} = 1.569}$$

Seguidamente, se procede a encontrar el valor del número de Nusselt en el flujo turbulento que está relacionado con el factor de fricción a través de la analogía de Chilton-Colburn y se expresa en la fórmula 43.

$$Nu = 0.125 \cdot f \cdot Re \cdot Pr^{1/3} \quad (43)$$

Donde:

f → Es el factor de corrección por rugosidad del material.

Re → Numero de Reynolds

Pr → Numero de Prandtl

Se utiliza los datos contenidos en el anexo 19 para determinar las rugosidades equivalentes de los materiales utilizados. Para el caso de las tuberías, se usa un valor de rugosidad entre 0.15 y 1, ya que, al tener por dentro una capa de hollín, no se puede considerar como un tubo liso sin rugosidad. Por esta razón, para las tuberías de la caldera, se toma un valor de 0.6mm de rugosidad para analizar en los cálculos. De igual forma, se procede a calcular el factor de la aspereza relativa con la fórmula 44.

$$\frac{\varepsilon}{D} \quad (44)$$

$$\frac{0.6}{45} = \mathbf{0.01333}$$

Con este valor y el número de Reynolds, se procede a encontrar el factor de fricción en el diagrama de Moody presentado en el anexo 20, en el cual, se puede determinar que el valor para este caso corresponde a 0.046, asimismo, con este dato se procede a calcular el número de Nusselt:

$$Nu = 0.125 \cdot 0.46 \cdot 4924.79 \cdot 1.569^{1/3}$$

$$\mathbf{Nu = 32.910}$$

Para obtener el valor para la resistencia por convección R_h , es necesario conocer la conductividad térmica de los productos de la combustión (K_{pc}). Para encontrar estos valores, se sigue el mismo método aplicado para encontrar el calor específico de cada uno de los componentes de los productos de la combustión:

$$K_{fCO_2} = 0.08341 \cdot 0.065 = \mathbf{0.0005421} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$K_{H_2O} = 0.9035 \cdot 0.078 = \mathbf{0.07047} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$K_{fN_2} = 0.6526 \cdot 0.062 = \mathbf{0.04046} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$K_{fO_2} = 0.1735 \cdot 0.062 = \mathbf{0.} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mathbf{K_{pc} = 0.12713} \frac{W}{m \cdot K}$$

Ahora, se procede a evaluar el coeficiente de convección forzada (h_a), para encontrar el valor de la resistencia térmica por convección (R_h). Las ecuaciones son las siguientes:

$$h_a = \frac{Nu \cdot K_{pc}}{\phi_{interno tubo}} \quad (45)$$

$$h_a = \frac{32.910 \cdot 0.12713 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.045 \text{ m}}$$

$$\mathbf{h_a = 92.974 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}$$

Una vez que se determina el coeficiente de convección forzada, se procede a calcular el valor de la resistencia térmica por convección de la siguiente manera.

$$R_h = \frac{1}{h_a \cdot A_{int}}$$

$$R_h = \frac{1}{92.974 \frac{W}{m^2} \cdot K \cdot 0.325 m^2}$$

$$R_h = 0.033078521 \frac{K}{W}$$

j) Resistencias térmicas R_{fh} , R_p , R_{fi} y R_e

Para el cálculo del resto de resistencias, se siguieron los procedimientos iguales a los usados en el análisis del tanque hogar de la caldera, sin embargo, se deben tener en cuenta algunas consideraciones:

- Cálculo de las resistencias por ensuciamiento R_{fh} y R_{fi}
- Se deben usar las áreas superficiales internas y externas del tubo de la caldera para el cálculo de la resistencia por conducción en la pared del tubo R_p .
- Se debe de aplicar la misma ecuación que se usó en el análisis del tanque hogar de la caldera con la variación en los diámetros interiores y exteriores pertenecientes a los tubos de la caldera.

Para el cálculo de la resistencia por ebullición R_e , se ocupó la misma ecuación que la usada en el análisis del tanque hogar, pero con una variación; que la temperatura de la superficie exterior del tubo T_{s2} , será igual a la que se obtuvo:

$$R_{fh} = 0.000799617 \frac{K}{W}$$

$$R_{fi} = 0.000490377 \frac{K}{W}$$

$$R_p = 0.00017477 \frac{K}{W}$$

$$R_e = 0.0134514 \frac{K}{W}$$

Con los resultados de las resistencias térmicas generadas en la transferencia de calor dentro de los tubos del segundo paso, procedemos a calcular la resistencia total utilizando la fórmula 32.

$$R_{total} = R_h + R_{fh} + R_p + R_{fi} + R_e$$

$$R_{total} = 0.033078521 + 0.000799617 + 0.00017477 + 0.000490377 + 0.0134514$$

$$R_{total} = 0.04799 \frac{K}{W}$$

Para encontrar la cantidad de calor transferido a través de la superficie del tubo de la caldera, es necesario encontrar la temperatura media logarítmica T_{ml} de los productos de la combustión utilizando la fórmula 46.

$$T_{ml} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_i}\right)} \quad (46)$$

Donde:

$\Delta T_e \rightarrow$ Variación de temperatura entre la temperatura de la superficie del tubo y la temperatura de salida de los productos de la combustión ($T_{s2} - T_{pc3}$).

$\Delta T_i \rightarrow$ Variación de temperatura entre la temperatura de la superficie del tubo y la temperatura de entrada de los productos de la combustión ($T_{s2} - T_{pc2}$).

Con esta descripción, se procedió a remplazar los datos en las variables y se encontró el valor de T_{ml} :

$$T_{ml} = \frac{396.95 - 674.21}{\ln\left(\frac{396.95}{674.21}\right)}$$

$$T_{ml} = 523.40 \text{ K}$$

Se debe de tener en cuenta, que, para realizar el cálculo de la temperatura media logarítmica, se asumió un valor de la salida de los productos de combustión de los tubos, para más

adelante, comprobar este valor por medio de un balance de energía igual al que se resolvió en el análisis del tanque hogar de la caldera. El cálculo del Q_{TC1} a través de la superficie de los tubos del segundo paso de la caldera se muestra en la fórmula 47.

$$Q_{TC1} = \frac{T_{ml}}{R_{total}} \quad (47)$$

$$Q_{TC1} = \frac{523.40 \text{ K}}{0.04799 \frac{\text{K}}{\text{W}}}$$

$$Q_{TC1} = 10905.38 \text{ W}$$

Para comprobar que el valor de la temperatura de salida de los productos de la combustión del segundo paso de la caldera, fue el correcto, se plantea un balance de energía semejante al analizado en el tanque hogar de la caldera utilizando la fórmula 35.

$$T_{pc3} = \frac{(\dot{m}_{pc} \cdot c_{p_{pc}} \cdot T_{pc2}) - Q_{TC1}}{\dot{m}_{pc} \cdot c_{p_{pc}}}$$

$$T_{pc3} = \frac{(35.215 \cdot 1.1188 \cdot 1118.26) - 10905.38}{35.215 \cdot 1.1188}$$

$$T_{pc3} = 841.4 \text{ K}$$

k) Cálculo de la transferencia de calor dentro de los tubos del tercer paso

Los cálculos que se deben de realizar para en análisis de la transferencia de calor dentro de los tubos del tercer paso de la caldera, son exactamente iguales a los realizados en los cálculos de la transferencia de calor del segundo paso de la caldera. Las únicas variables que cambian para la utilización de las ecuaciones, son las siguientes:

- Los valores del calor específico, viscosidad dinámica y la conductividad térmica de los productos de la combustión, que deben ser seleccionados en base a la nueva temperatura media que se va a tener dentro de los tubos del tercer paso de la caldera.
- El largo y la cantidad de tubos del tercer paso, cambian con respecto al segundo.

- La temperatura de salida debe ser asumida para después ser comprobada mediante el balance de energía.

Luego de tener en claro estas variaciones, se procedió a resolver las ecuaciones con la ayuda de una hoja de cálculo en Excel. Los resultados obtenidos de las resistencias se muestran a continuación:

$$R_h = 0.03299628 \frac{K}{W}$$

$$R_{fh} = 0.000621324 \frac{K}{W}$$

$$R_{fi} = 0.000381036 \frac{K}{W}$$

$$R_p = 0.00013580 \frac{K}{W}$$

$$R_e = 0.01045212 \frac{K}{W}$$

$$R_{total} = 0.04458657 \frac{K}{W}$$

Una vez que se obtuvieron todas las resistencias, se realizó los cálculos para obtener la transferencia de calor dentro de los tubos del tercer paso.

$$T_{ml} = 305.755 K$$

$$Q_{TC2} = 6857.559 W$$

Para finalizar, se comprobó la temperatura de salida de los productos de combustión del tercer paso de la caldera T_{pc4} , realizando un balance de energías, obteniendo un dato de 672 K, con este valor, se procedió a realizar los cálculos planteados y obtener el resultado de todas las variables. Para este procedimiento se ocupó la fórmula 35.

$$T_{pc4} = \frac{(\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc} \cdot T_{pc3}) - Q_{TC2}}{\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc}}$$

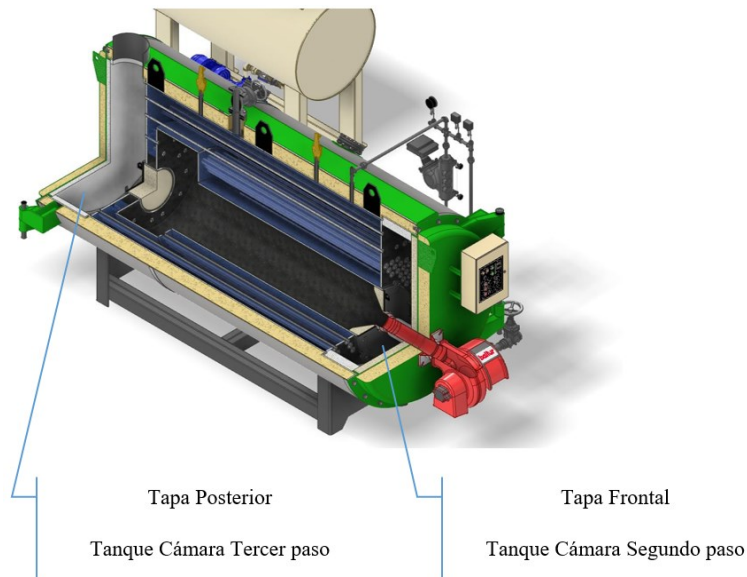
$$T_{pc4} = \frac{(36.569 \cdot 1.1093 \cdot 841) - 6857.559}{36.569 \cdot 1.11093}$$

$$T_{pc4} = 671.96 \text{ K}$$

3.1.7. Cálculo del aislante térmico para el generador de vapor

Para realizar los cálculos del aislamiento térmico de la caldera, es necesario identificar las partes que van a estar sometidas a las mayores temperaturas durante el funcionamiento del equipo, estas partes son las siguientes: Tapa frontal de la caldera, Tapa posterior de la caldera, Tanque Coraza de la caldera (ver figura 7). Del mismo modo, para establecer las ecuaciones que permitan calcular el aislante térmico para el generador de vapor, es necesario tener claro los datos de partida, estos datos, se obtienen de la siguiente manera:

Figura 7. Partes de la caldera que se debe de colocar aislamiento.



Nota: Elaboración propia.

a) Cálculo del aislamiento térmico para la cámara del segundo paso

La cámara del segundo paso, consta de dos partes que se deben de analizar: la primera, es la tapa que hermetizará a la cámara y la segunda parte son los costados de la cámara. Para el análisis del aislamiento térmico de estas dos partes de la caldera se ocupan las ecuaciones planteadas en el

libro de Transferencia De Calor de Cengel, para encontrar las resistencias térmicas y el flujo total de calor que se pierde por las paredes de la caldera. Una vez encontrado el flujo de transferencia de calor, se puede despejar la temperatura a la cual estará la superficie exterior del equipo.

b) Aislamiento térmico de la tapa frontal de la caldera.

Para obtener el valor de la temperatura exterior de este elemento, se calcula el Numero de Rayleigh, que se considera como la razón de fuerza de flotabilidad, de las difusividades térmicas y la cantidad de movimiento. La fórmula 48 se utilizará para este procedimiento.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_a) \cdot D^3}{\nu_c^2} \cdot Pr \quad (48)$$

Donde:

g → Aceleración gravitacional (m/s^2).

β → Coeficiente de expansión volumétrica del aire.

T_s → Temperatura superficial (K).

T_a → Temperatura ambiente (K).

D → Diámetro de la coraza (m)

ν_c → Viscosidad cinemática del aire @ T_{aprom} (m^2/s).

Pr → Numero de Prandtl @ T_{aprom} .

Para determinar cada una de las variables, es imperativo encontrar la temperatura promedio superficial y la temperatura promedio del aire, de esta manera, se pueden encontrar en las tablas las diferentes variables que permitan resolver las ecuaciones. A continuación, se calculan las diferentes temperaturas ocupando la fórmula 34.

$$T_{sprom} = \frac{T_{pc3} + T_{scoraza}}{2} = \frac{841 + 443}{2} = \mathbf{642 K}$$

$$T_{aprom} = \frac{T_{sprom} + T_a}{2} = \frac{642 + 297}{2} = \mathbf{469.5 K}$$

Donde:

$T_{pc3} \rightarrow$ Temperatura de salida de los gases del segundo paso (K).

$T_{scoraza} \rightarrow$ Temperatura superficial de la coraza (igual a la temperatura del vapor saturado a la presión de operación de la caldera) (K).

$T_a \rightarrow$ Temperatura ambiente (K).

Con la temperatura promedio del ambiente, se pueden encontrar los diferentes valores para determinar la viscosidad cinemática (m^2/s), y el número de Prandtl con los datos mostrados en el anexo 21. Ahora, se procede a resolver y encontrar el número de Rayleigh utilizando la fórmula 48.

$$Ra = \frac{9.81 \cdot \frac{1}{469.5} \cdot (642 - 297) \cdot 1.55^3}{0.0000341^2} \cdot 0.697$$

$$Ra = 16029130161 \approx 1.60E + 10$$

Se calcula con la fórmula 43 el número de Nusselt para la convección natural sobre la superficie. Además, la tapa de la caldera, al ser una placa, se toma la ecuación que se presenta en el libro de Transferencia de calor para placas en posición vertical cuyo resultado se muestra a continuación.

$$Nu = 0.1 \cdot Ra^{1/3}$$

$$Nu = 0.1 \cdot 16029130161^{1/3}$$

$$Nu = 252.12$$

Una vez que se obtiene el número de Nusselt y el número de Rayleigh, se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_{conv}) al exterior de la caldera: ocupando la fórmula 45.

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{D_{coraza}}$$

Donde:

k_{aire} → Conductividad térmica del aire a la temperatura promedio del aire ($W/m \cdot K$).

D_{coraza} → Diámetro de la coraza (m).

Luego de establecer la descripción de las variables, se procede a remplazar y calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_{conv} = \frac{252.12 \cdot 0.03779}{1.55}$$

$$h_{conv} = \mathbf{6.146 W/m^2 \cdot K}$$

Se procede a calcular con la fórmula 49, el coeficiente de radiación al exterior de la caldera, para este cálculo, se considera que la tapa de la caldera será forrada con plancha negra de 0.002m de espesor de pared:

$$h_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \frac{T_{sprom}^4 - T_a^4}{T_{sprom} - T_a} \quad (49)$$

Donde:

σ → Numero de prand

ϵ → Emisividad del acero negro.

T_a → Temperatura ambiente (K).

T_{sprom} → Temperatura promedio de la superficie (K).

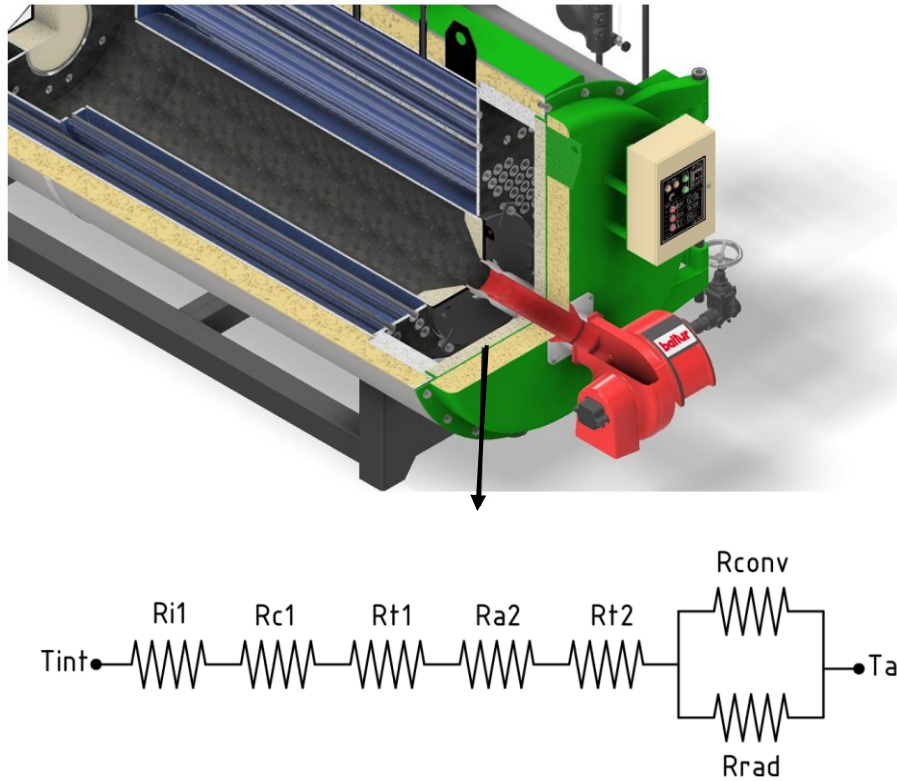
Del mismo modo, con ayuda de los datos que se presenta en el libro de Transferencia de calor se puede encontrar la emisividad del acero comercial para poder resolver la ecuación del coeficiente por radiación en el exterior. Luego de establecer la descripción de las variables y encontrar la emisividad del material, se procede a remplazar y calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_{rad} = 0.6976 \cdot 0.25 \cdot \frac{642^4 - 297^4}{642 - 297}$$

$$h_{rad} = \mathbf{81941883.08 W/m^2 \cdot K}$$

A partir de los datos encontrados en el cálculo anterior, se puede determinar las resistencias que se generan en el sistema. Para establecer la red de resistencias, se elabora un esquema con todas las resistencias que están involucradas. (figura 8)

Figura 8. Red de resistencias generadas en la tapa de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Donde:

T_{int} → Temperatura máxima al interior de la cámara del quemador de la caldera (K).

R_{i1} → Resistencia por convección forzada al interior de la cámara del quemador (K/W).

R_{c1} → Resistencia por conducción de la capa de concreto refractario de la tapa (K/W).

R_{t1} → Resistencia por conducción de la pared de la tapa (K/W).

R_{a1} → Resistencia por conducción de la capa de aislamiento con lana mineral de roca. (K/W).

R_{t2} → Resistencia por conducción de la pared del forro de la tapa (K/W).

R_{conv} → Resistencia por convección natural al exterior de la caldera (K/W).

R_{rad} → Resistencia por radiación al exterior de la caldera (K/W).

Con todas las variables conceptualizadas, se procede a realizar el cálculo del sistema de resistencias presentado, comenzando por la resistencia por convección forzada al interior de la caldera utilizando la fórmula 29

$$R_{i1} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}}$$

Donde:

h_{int} → Coeficiente por convección forzada al interior de la caldera ($W/m^2 \cdot K$).

A_{int} → Área interna de la tapa (m).

Para encontrar la resistencia por convección forzada al interior de la caldera, se calcula el coeficiente de convección al interior de la cámara del quemador. Para este análisis, se siguieron las mismas ecuaciones que se utilizaron para encontrar el coeficiente de convección al interior de los tubos de la caldera del segundo paso. Para esto, primero se calcula el número de Reynolds, en donde, el flujo másico del combustible (\dot{m}_{pc}) y el valor de la viscosidad dinámica del combustible (μ_{pc}), son los mismos que se calcula para el análisis del coeficiente por convección dentro de los tubos del segundo paso de la caldera, para este procedimiento se ocupara la fórmula 41.

$$R_e = \frac{4 \cdot \dot{m}_{pc}}{\mu_{pc} \cdot \pi \cdot D}$$
$$R_e = \frac{4 \cdot 0.528225}{0.0000562 \frac{kg}{m \cdot s} \cdot \pi \cdot 1.55}$$

$$R_e = 7720.77 = \text{Flujo Turbulento}$$

Para los valores del factor de fricción (f), se realiza un nuevo análisis donde la rugosidad está dada por el concreto refractario que estará al interior de la caldera, el valor de la rugosidad (ϵ)

es de 4mm, y se procedió a encontrar el factor de fricción del diagrama de Moody. Por otro lado, el número de Prandtl, es el mismo que se ocupó en el análisis del coeficiente por convección al interior de los tubos de la caldera. Con esto en claro, el número de Nusselt que se obtuvo a partir de la fórmula 43 fue el siguiente:

$$Nu = 0.125 \cdot f \cdot Re \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.125 \cdot 0.035 \cdot 7720.77 \cdot 1.569^{1/3}$$

$$Nu = 39.25$$

A continuación, se presenta el cálculo del valor de la conductividad de los productos de combustión (K_{pc}), para el cual, primero se procedió a calcular el coeficiente por convección interna de la cámara del quemador de la caldera con base en la fórmula 45.

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot K_{pc}}{\phi_{coraza}}$$

$$h_{int} = \frac{38.257 \cdot 0.12713}{1.55}$$

$$h_{int} = 3.21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Con este valor del coeficiente por convección interna que se obtuvo, se procede a calcular la resistencia por convección al interior de la cámara del quemador de la caldera con base en la fórmula 29.

$$R_{i1} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}}$$

$$R_{i1} = \frac{1}{3.21 \cdot 1.886}$$

$$R_{i1} = 0.165 \text{ K/W}$$

Seguidamente, se calcula con la fórmula 50 la resistencia por conducción (R_{c1}) por la capa de cemento que se va a poner en la tapa de la caldera.

$$R_{c1} = \frac{L_1}{K_{concreto} \cdot A_{int}} \quad (50)$$

Donde:

L_1 → Es el espesor de la capa de concreto refractario de la tapa de la caldera (m).

$K_{concreto}$ → Es la conductividad térmica del concreto refractario ($W/m \cdot K$) = 0.47.

A_{int} → Es el área interna de la tapa de la caldera (m).

Resolviendo la ecuación anteriormente planteada, se obtiene el resultado para la resistencia por conducción en el concreto refractario presentado a continuación:

$$R_{c1} = \frac{0.076}{0.47 \cdot 1.886}$$

$$R_{c1} = 0.0856 \text{ K/W}$$

Del mismo modo, se calcula la resistencia por conducción (R_{t1}) generada en la tapa metálica de la caldera ocupando la fórmula 50.

$$R_{t1} = \frac{L_2}{K_{acero} \cdot A_{int}}$$

Donde:

L_2 → Es el espesor de la tapa metálica que va a tener la caldera (m).

K_{acero} → Es la conductividad térmica del acero ($W/m \cdot K$) = 48 (Çengel, Yunus A., 2012).

A_{int} → Es el área interna de la tapa de la caldera (m).

$$R_{t1} = \frac{0.0012}{48 \cdot 1.886}$$

$$R_{t1} = 0.0001324 \text{ K/W}$$

Por otra parte, se procede a calcular utilizando la fórmula 50, la resistencia por conducción (R_{a1}) generada por la capa de aislamiento de la capa de lana mineral de roca para el aislamiento térmico de la caldera.

$$R_{a1} = \frac{L_3}{K_{lana} \cdot A_{int}}$$

Donde:

L_3 → Es el espesor de la capa de lana mineral de roca para el aislamiento térmico (m).

K_{lana} → Es la conductividad térmica de lana mineral de roca ($W/m \cdot K$) = 0.058 (Grupo SIS, 2021)

A_{int} → Es el área interna de la tapa de la caldera (m).

$$R_{a1} = \frac{0.15}{0.058 \cdot 1.886}$$

$$R_{a1} = \mathbf{1.3705 K/W}$$

Ahora, se calcula la resistencia por conducción (R_{t2}) generada por el espesor del forro metálico para la tapa de la caldera ocupando la fórmula 50.

$$R_{t2} = \frac{L_4}{K_{acero} \cdot A_{int}}$$

Donde:

L_4 → Es el espesor del forro para la tapa de la caldera (m).

K_{acero} → Es la conductividad térmica del acero ($W/m \cdot K$) = 48

A_{int} → Es el área interna de la tapa de la caldera (m).

$$R_{t2} = \frac{0.002}{48 \cdot 1.886}$$

$$R_{t2} = \mathbf{0.00002208 K/W}$$

Se calcula utilizando la fórmula 29, la resistencia por convección natural (R_{conv}) al exterior de la caldera.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A_{int}}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{6.146 \cdot 1.886}$$

$$R_{conv} = \mathbf{0.8621 \text{ K/W}}$$

Se calcula la resistencia por radiación (R_{rad}) al exterior de la caldera ocupando la fórmula 29.

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{int}}$$

$$R_{rad} = \frac{1}{81941883.08 \cdot 1.886}$$

$$R_{rad} = \mathbf{0.0000000646 \text{ K/W}}$$

Continuadamente, se procede a determinar una resistencia equivalente (R_{eq}) entre R_{conv} y R_{rad} , para posteriormente realizar la suma de resistencias totales y obtener la pérdida de energía en la tapa frontal de la caldera. Para este procedimiento se utiliza la fórmula 51.

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{rad}}} \quad (51)$$

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{0.08621} + \frac{1}{0.0000000646}}$$

$$R_{eq} = \mathbf{0.00006457 \text{ K/W}}$$

Asimismo, se procede a calcular la resistencia total del sistema.

$$R_{tot} = R_{i1} + R_{c1} + R_{t1} + R_{a1} + R_{t2} + R_{eq}$$

$$R_{tot} = 0.165 + 0.0856 + 0.0001324 + 1.3705 + 0.00002208 + 0.00006457$$

$$\mathbf{R_{tot} = 1.6210 K/W}$$

De igual manera, es necesario que se calcule el coeficiente global de transferencia de calor (U_{global}), porque este coeficiente esta relacionado con todas las resistencias térmicas del sistema que se está analizando y el área de transferencia de calor, para esto, se ocupa la fórmula 52.

$$U_{global} = \frac{1}{R_{tot} \cdot A_{int}} \quad (52)$$

$$\mathbf{U_{global} = 0.3269 K/W}$$

Se utilizó la fórmula 53, para obtener la perdida de energía a través de la tapa frontal de la caldera (Q_{t1}).

$$Q_{t1} = U_{global} \cdot A_{int} \cdot (T_{max} - T_{min}) \quad (53)$$

Donde:

T_{max} y T_{min} = Temperatura máxima y mínima que alcanzara la cámara del quemador (K).

$$Q_{t1} = 0.3269 \cdot 1.886 \cdot (841 - 297)$$

$$\mathbf{Q_{t1} = 335.49 W}$$

Con los valores de la perdida de energía a través de la tapa frontal (Q_{t1}), la resistencia por convección natural al exterior de la caldera (R_{conv}), la temperatura máxima de los productos de combustión dentro de la cámara del quemador de la caldera (T_{max}) y la temperatura mínima que hace referencia a la temperatura del ambiente al exterior de la caldera (T_{min}), se puede obtener la temperatura en la superficie de la caldera (T_{ext}), utilizando la fórmula 33.

$$T_{ext} = Q_{t1} \cdot R_{conv} + T_{min}$$

$$T_{ext} = 335.49 \cdot 0.08621 + 297$$

$$\mathbf{T_{ext} = 325.92 K \approx 53 ^\circ C}$$

Como se puede observar, la temperatura a la que estará la caldera en su tapa frontal, será de 53°C. Esta temperatura se logró con los espesores del concreto refractario y el aislante de lana mineral de roca. Cabe recalcar, para poder lograr esta temperatura, se tuvieron que realizar varios

cálculos con diferentes espesores, hasta lograr la menor temperatura. Del mismo modo, se puede aumentar los espesores de los aislantes, pero la reducción en la temperatura final no es significativa, es por ello que se optó por dejar a las medidas con las que se realizaron los cálculos anteriores.

c) Aislamiento térmico del tanque coraza de la caldera

Según los cálculos presentados anteriormente, se pudo evidenciar que las temperaturas no varían de forma significativa en la cámara de vapor respecto a la temperatura de saturación del vapor (443 K), por lo tanto, los cálculos se enfocaron en el análisis de la cámara frontal de la caldera, ya que en esta zona circula el flujo de calor con la temperatura más alta a comparación de las otras dos cámaras (cámara posterior y de vapor).

Para iniciar con los cálculos, se debe considerar el valor para el número de Rayleigh, puesto que será igual al que se calculó en el análisis del aislamiento de la tapa frontal de la caldera, ya que la cámara frontal está ubicada en la misma zona que la tapa frontal, por ello, tendrá los mismos valores que ya se calcularon anteriormente. De igual manera los valores para la viscosidad cinemática, número de Prandtl y coeficiente de conducción térmica, serán iguales a los utilizados en el análisis de la tapa frontal de la caldera.

$$R_a = 16029130161 \approx 1.60E + 10$$

Una vez definido el número de Rayleigh, se puede proceder a calcular utilizando la fórmula 54, el número de Nusselt para la convección natural sobre la superficie. Ya que la cámara tiene forma cilíndrica, se toma la ecuación que se presentó con anterioridad en la figura 38 para superficies en posición cilíndricas horizontales.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \cdot R_a^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (54)$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \cdot 16029130161^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.6976} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 401.179$$

Ahora, se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_{conv}) al exterior de la caldera utilizando la fórmula 45.

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{D_{coraza}}$$

$$h_{conv} = \frac{401.179 \cdot 0.03779}{1.55}$$

$$h_{conv} = 9.781 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Se procede con el cálculo del coeficiente de radiación al exterior de la caldera, teniendo en cuenta que todo el tanque coraza de la caldera será forrada con plancha inoxidable pulida de 0.0007m de espesor de pared. Con esto en claro, se puede resolver la fórmula 49.

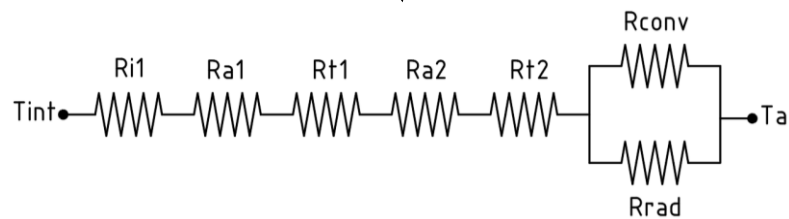
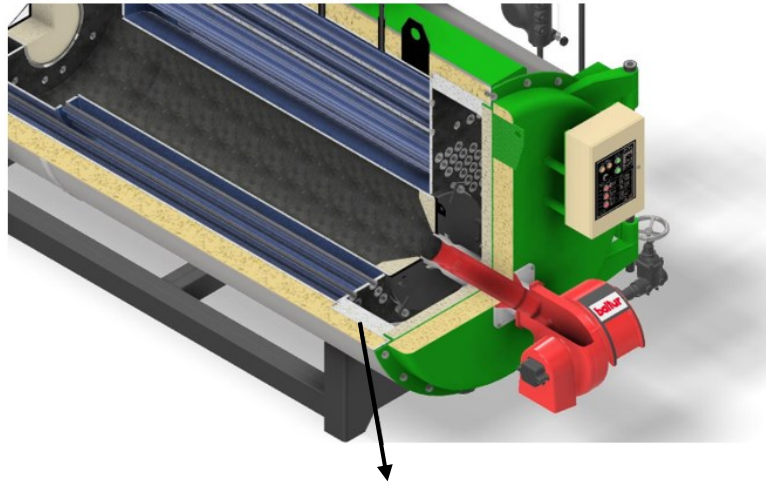
$$h_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \frac{T_{sprom}^4 - T_a^4}{T_{sprom} - T_a}$$

$$h_{rad} = 0.6976 \cdot 0.19 \cdot \frac{642^4 - 297^4}{642 - 297}$$

$$h_{rad} = 62275831.14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ahora, se procede a encontrar las resistencias que se generan en el sistema. Para establecer la red de resistencias, se elaboró un esquema con todas las resistencias que están involucradas. (figura 9)

Figura 9. Red de resistencias generadas en la cámara del quemador de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Donde:

T_{int} → Temperatura máxima al interior de la cámara del quemador de la caldera (K).

R_{i1} → Resistencia por convección forzada al interior de la cámara del quemador (K/W).

R_{a1} → Resistencia por conducción de la capa de la manta de fibra cerámica para el aislamiento interno de la cámara del quemador (K/W).

R_{t1} → Resistencia por conducción de la pared del tanque coraza de la caldera (K/W).

R_{a2} → Resistencia por conducción de la capa de aislamiento con lana mineral de roca.

R_{t2} → Resistencia por conducción de la pared del forro de la caldera (K/W).

R_{conv} → Resistencia por convección natural al exterior de la caldera (K/W).

R_{rad} → Resistencia por radiación al exterior de la caldera (K/W).

A continuación, se procede a realizar el cálculo del sistema de resistencias, comenzado por la resistencia por convección forzada al interior de la caldera. Para los análisis, se debe considerar el valor del coeficiente por convección forzada al interior (h_{int}) igual al utilizado en el análisis de la tapa frontal de la caldera, para este procedimiento se ocupará la fórmula 55.

$$R_{i1} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot h_{int}} \quad (55)$$

Donde:

h_{int} → Coeficiente por convección forzada al interior de la caldera ($W/m^2 \cdot K$).

L → Largo de la cámara del quemador de la caldera (m).

Resolviendo la ecuación anterior, tenemos los siguientes resultados.

$$R_{i1} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0.45 \cdot 3.219}$$

$$\mathbf{R_{i1} = 0.1098 K/W}$$

Se calcula utilizando la fórmula 28, la resistencia por conducción (R_{a1}) por la capa de lana de fibra cerámica que va a tener la cámara del quemador de la caldera.

$$R_{a1} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{fc}}$$

Donde:

r_1 y r_2 → Son los radios internos y externos que tendrá la lana de fibra cerámica de la cámara del quemador de la caldera (m).

L → Es el largo de la cámara del quemador de la caldera (m).

K_{fc} → Es la conductividad térmica de la manta de fibra cerámica ($W/m \cdot K$) = 0.12 (APLITÉRMICA, 2021).

Al resolver la ecuación se obtiene el siguiente resultado para la resistencia por conducción en la capa de lana de fibra de vidrio:

$$R_{a1} = \frac{\ln\left(\frac{0.82}{0.725}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.45 \cdot 0.12}$$

$$\mathbf{R_{a1} = 0.3629K/W}$$

Se calcula la resistencia por conducción (R_{t1}) generada por el espesor del tanque de la cámara del quemador de la caldera.

$$R_{t1} = \frac{\ln\left(\frac{r4}{r3}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{acero}}$$

Donde:

$r3$ y $r4$ → Son los radios internos y externos que tendrá la pared del tanque de la cámara del quemador de la caldera (m).

L → Es el largo de la cámara del quemador de la caldera (m).

K_{acero} → Es la conductividad térmica del acero ($W/m \cdot K$) = 48 (Çengel, Yunus A., 2012).

$$R_{t1} = \frac{\ln\left(\frac{0.832}{0.82}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.45 \cdot 48}$$

$$\mathbf{R_{t1} = 0.0001070 K/W}$$

Se calcula la resistencia por conducción (R_{a2}) generada por la capa de aislamiento de la capa de lana mineral de roca para el aislamiento térmico de la caldera.

$$R_{a2} = \frac{\ln\left(\frac{r6}{r5}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{lana}}$$

Donde:

$r5$ y $r6$ → Son los radios internos y externos que tendrá la capa de lana mineral de roca para el aislamiento de la cámara del quemador de la caldera (m).

L → Es el largo de la cámara del quemador de la caldera (m).

K_{lana} → Es la conductividad térmica de la lana mineral de roca ($W/m \cdot K$) = 0.058 (Çengel, Yunus A., 2012).

$$R_{a2} = \frac{\ln\left(\frac{0.938}{0.832}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.45 \cdot 0.058}$$

$$R_{a2} = 0.731 \text{ K/W}$$

Del mismo modo, se procede a calcular la resistencia por conducción (R_{t2}) generada por el espesor del forro externo para el tanque de la cámara del quemador de la caldera.

$$R_{t2} = \frac{\ln\left(\frac{r8}{r7}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{acero}}$$

Donde:

$r7$ y $r8$ → Son los radios internos y externos que tendrá la pared del forro externo de la caldera (m).

L → Es el largo de la cámara del quemador de la caldera (m).

K_{acero} → Es la conductividad térmica del acero inoxidable pulido ($W/m \cdot K$) = 15 (Çengel, Yunus A., 2012).

$$R_{t2} = \frac{\ln\left(\frac{0.9387}{0.938}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.45 \cdot 15}$$

$$R_{t2} = 0.00001758 \text{ K/W}$$

Se calcula con la fórmula 29, la resistencia por convección natural (R_{conv}) al exterior de la caldera.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A_{ext}}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{9.781 \cdot 1.2457}$$

98

$$R_{conv} = 0.08207 \text{ K/W}$$

Se calcula la resistencia por radiación (R_{rad}) al exterior de la caldera.

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{ext}}$$

$$R_{rad} = \frac{1}{62275831.14 \cdot 1.2457}$$

$$R_{rad} = 0.00000001289 \text{ K/W}$$

A continuación, se va a determinar una resistencia equivalente (R_{eq}) entre R_{conv} y R_{rad} , para posteriormente realizar la suma de resistencias totales y obtener la pérdida de energía en la cámara del quemador de la caldera, para este proceso se ocupa la fórmula 51.

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{rad}}}$$

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{0.08207} + \frac{1}{0.00000001289}}$$

$$R_{eq} = 0.0000000128903 \text{ K/W}$$

Ahora, se procede a calcular la resistencia total del sistema con la fórmula 32.

$$R_{tot} = R_{i1} + R_{a1} + R_{t1} + R_{a2} + R_{t2} + R_{eq}$$

$$R_{tot} = 1.2041 \text{ K/W}$$

Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor (U_{global}).

$$U_{global} = \frac{1}{R_{tot} \cdot A_{int}}$$

$$U_{global} = 0.4401 \text{ K/W}$$

Utilizamos la siguiente ecuación, para obtener la pérdida de energía a través de la cámara del quemador de la caldera (Q_{t2}).

$$Q_{t2} = U_{global} \cdot A_{int} \cdot (T_{max} - T_{min})$$

Donde:

T_{max} y T_{min} = Temperatura máxima y mínima que alcanzara la cámara del quemador (K).

$$Q_{t2} = 0.4401 \cdot 1.886 \cdot (841 - 297)$$

$$\mathbf{Q_{t2} = 451.657 W}$$

Ahora, se calcula la temperatura en la superficie de la caldera (T_{ext}), de la siguiente manera.

$$T_{ext} = Q_{t2} \cdot R_{conv} + T_{min}$$

$$T_{ext} = 451.657 \cdot 0.08207 + 297$$

$$\mathbf{T_{ext} = 334 K \approx 62 ^\circ C}$$

La cámara de vapor y la cámara posterior de la caldera, al tener menor temperatura, y por razones constructivas en donde se deben de mantener las mismas medidas en todo lo largo de la caldera, estas cámaras contarán con el mismo aislamiento que la cámara del quemador que analizamos. Por esta razón, las temperaturas de las superficies en las zonas de la cámara de vapor y posterior no sobrepasan los $45^\circ C \approx 318,15 K$ en su superficie, para la realización de estos cálculos, se siguió la misma metodología para el cálculo de la cámara del quemador.

d) Aislamiento térmico de la tapa posterior de la caldera.

Para el cálculo del aislamiento térmico de la tapa posterior de la caldera, se siguió el mismo proceso que se aplicó con la tapa frontal. Las variantes a considerar para los cálculos son las siguientes:

- La temperatura de la superficie promedio (T_{sprom}) será igual a 557.5 K, ya que la temperatura interna de los productos de combustión a la salida del último paso es de 672 K.
- La temperatura del ambiente promedio (T_{aprom}) quedará en 427 K. Con la temperatura del ambiente promedio, se debe de encontrar los valores para las

variables de la viscosidad cinemática (ν_c), número de Prandtl (Pr) y el valor para la conductividad térmica del aire (k_{aire}).

- Para los cálculos del número de Reynolds, las variables que se utilizaron para el flujo másico del combustible (\dot{m}_{pc}) y el valor de la viscosidad dinámica del combustible (μ_{pc}), son los mismos que se calcularon para el análisis del coeficiente por convección dentro de los tubos del tercer paso de la caldera.
- Para el cálculo del factor de fricción (f), solo se debe de cambiar la variable del número de Reynolds dentro del diagrama de Moody, ya que el valor de ε/D , seguirá siendo el mismo.
- La temperatura máxima (T_{max}), será igual a la temperatura de salida de los productos de combustión del tercer paso de la caldera.

Con estas variables a considerar para el cálculo del aislamiento térmico de la tapa posterior de la caldera, se procede a desarrollar las ecuaciones y obtenemos los siguientes resultados. Para este procedimiento se ocupa la fórmula 43 y 48.

$$R_a = \frac{9.81 \cdot \frac{1}{427} \cdot (557.5 - 297) \cdot 1.55^3}{0.0000292^2} \cdot 0.703$$

$$R_a = 1.840E + 10$$

$$Nu = 0.1 \cdot 18402305020^{1/3}$$

$$Nu = 263.99$$

Donde:

Ra → Numero de Rayleigh

Nu → Numero de Nusselt

Una vez que se obtiene el número de Nusselt y el número de Rayleigh, se procede a calcular con la fórmula 45, el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_{conv}) al exterior de la caldera. Se inicia calculando el coeficiente por convección natural al exterior de la caldera.

$$h_{conv} = \frac{263.99 \cdot 0.0334}{1.55}$$

$$\mathbf{h_{conv} = 5.668 W/m^2 \cdot K}$$

Se continúa calculando el coeficiente por radiación al exterior de la caldera ocupando la fórmula 49.

$$h_{rad} = 0.703 \cdot 0.25 \cdot \frac{557.5^4 - 297^4}{557.5 - 297}$$

$$\mathbf{h_{rad} = 59923461.85 W/m^2 \cdot K}$$

Se determina el número de Reynolds para calcular el coeficiente por convección interna de la cámara posterior de la caldera utilizando la fórmula 41.

$$R_e = \frac{4 \cdot 0.528225}{0.0000446179 \frac{kg}{m \cdot s} \cdot \pi \cdot 1.55}$$

$$\mathbf{R_e = 9724.97 = Flujo Turbulento}$$

Se procede a calcular el número de Nusselt para calcular el coeficiente por convección interna de la cámara posterior de la caldera utilizando la fórmula 43.

$$Nu = 0.125 \cdot 0.035 \cdot 9724.97 \cdot 1.569^{1/3}$$

$$\mathbf{Nu = 49.44}$$

Después, se calcula el coeficiente por convección al interior de cámara posterior de la caldera con la fórmula 45.

$$h_{int} = \frac{49.44 \cdot 0.0791}{1.55}$$

$$\mathbf{h_{int} = 2.524 W/m^2 \cdot K}$$

Ahora, se calcula la resistencia por convección al interior de la cámara del quemador de la caldera con la fórmula 29.

$$R_{i1} = \frac{1}{2.524 \cdot 1.886}$$

$$\mathbf{R_{i1} = 0.2098 K/W}$$

Para la tapa posterior de la caldera, se reemplaza la capa de cemento, por una de manta de fibra cerámica, la cual, tiene una conductividad térmica de $0.15 W/m \cdot s$ (APLITÉRMICA, 2021). Para este cálculo se ocupa la fórmula 29.

$$R_{m1} = \frac{0.05}{0.15 \cdot 1.886}$$

$$\mathbf{R_{m1} = 0.1766 K/W}$$

Se procede a calcular la resistencia por conducción en la pared de acero de la tapa posterior.

$$R_{t1} = \frac{0.012}{48 \cdot 1.886}$$

$$\mathbf{R_{t1} = 0.0001324 K/W}$$

De igual forma, se calcula la resistencia por conducción de la capa de aislante de la tapa posterior, utilizando lana de fibra de vidrio, puesto que tiene una conductividad térmica de $0.042 W/m \cdot s$.

$$R_{a1} = \frac{0.076}{0.042 \cdot 1.886}$$

$$\mathbf{R_{a1} = 0.9589 K/W}$$

Se calcula la resistencia por conducción de la pared del forro externo de la tapa posterior de la caldera.

$$R_{t2} = \frac{0.002}{48 \cdot 1.886}$$

$$\mathbf{R_{t2} = 0.00002209 K/W}$$

Del mismo modo, se calcula con la fórmula 51, la resistencia equivalente entre la resistencia por convección y radiación al exterior de la caldera.

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{0.09316} + \frac{1}{0.000000008840223}}$$

$$R_{eq} = \mathbf{0.0000000088440216 \text{ K/W}}$$

A continuación, se presentan todos los resultados de: Resistencias totales del sistema en la tapa posterior de la caldera (R_{tot}), el coeficiente global de transferencia de calor (U_{global}) la pérdida de energía a través de la tapa posterior de la caldera (Q_{t2}) y la temperatura exterior de la tapa posterior de la caldera:

$$R_{tot} = \mathbf{1.34568 \text{ K/W}}$$

$$U_{global} = \mathbf{0.3938 \text{ K/W}}$$

$$Q_{t2} = \mathbf{278.558 \text{ W}}$$

$$T_{ext} = \mathbf{323.10 \text{ K} \approx 50 \text{ }^\circ\text{C}}$$

3.2. Diseño mecánico del generador de vapor

En esta sección se realiza el diseño mecánico de la caldera, en el cual, se analizará las partes que están sometidas a esfuerzos debido a la presión que se genera dentro de la caldera. Los cálculos que se llevarán a cabo estarán en base a la normativa ASME. La norma ASME Sección I maneja todas sus unidades en el Sistema Ingles, es por ello que, para utilizar las diferentes ecuaciones, y diagramas, debemos pasar las al sistema inglés.

3.2.1. Cálculo de la presión de diseño para la caldera

Para el cálculo de la presión de diseño de la caldera se tomó en consideración la norma ASME Sección I, la cual, establece que todos los cálculos que se deben realizar en los componentes de la caldera que estén sometidos a presión deben de ser calculados con la Máxima Presión De Trabajo Admisible (P_M). Para este procedimiento se ocupa la fórmula 56.

$$P_M = P_o \cdot 1.5 \tag{56}$$

Donde:

P_o → Presión de operación manométrica de la caldera ($Psig$).

Entonces, la máxima presión de diseño admisible que se utilizarán en los cálculos es la siguiente:

$$P_M = 100 \cdot 1.5$$

$$P_M = 150 \text{ Psig} \approx 10,34 \text{ barg}$$

3.2.2. Selección de materiales para la caldera que están sometidas a presión

Para realizar la selección de los materiales para la caldera se seleccionó aquella materia prima que conste en el listado de la norma ASME sección II parte D y que estén disponibles en el mercado nacional. En la tabla 14 se muestra un listado de componentes con sus características.

Tabla 14. Propiedades de los componentes de la caldera

Descripción	Máxima Temperatura de Operación		Material Seleccionado
	°C	°F	
Tanque Hogar	378.3°C	713°F	SA-516 GR70
Cámara Combustión	378.3°C	713°F	SA-516 GR70
Tubos Caldera	326,85°C	620°F	SA-192
Tanque Coraza	170°C	338°F	SA-516 GR70
Placa Tubulares	369°C	696°F	SA-516GR70

Nota: Elaboración Propia.

3.2.3. Diseño mecánico del tanque hogar de la caldera

Antes de iniciar con el diseño mecánico del tanque hogar, es necesario determinar los datos de partida que se mencionan a continuación:

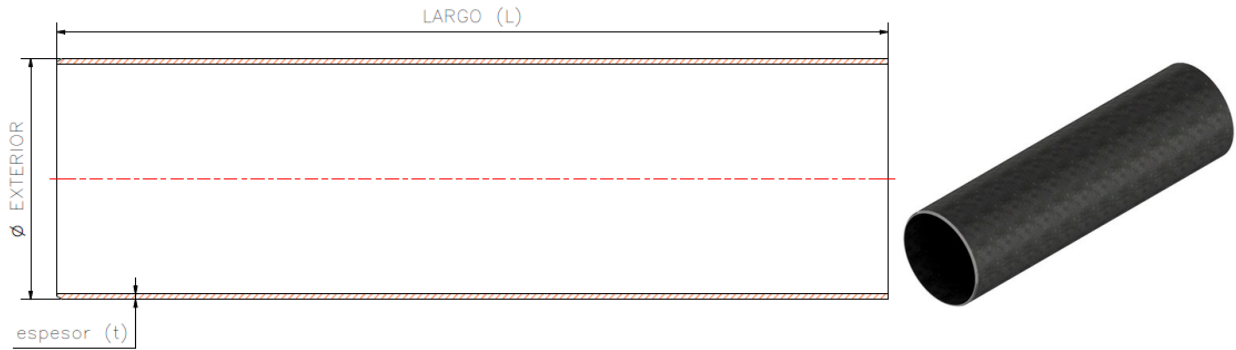
Tabla 15. Datos de partida para el diseño del tanque hogar de la caldera.

Ítem	Descripción
Diámetro exterior hogar	0.683m ≈ 26,88in
Largo	2,3m ≈ 90,55in
Temperatura de operación del hogar	651.5 K = 378.3°C = 713°F
Presión máxima de diseño	150psi _g ≈ 10,34 bar _g
Material	SA-516 Gr70
Espesor	0,01587m ≈ 0,625in

Nota: Elaboración propia.

En la figura 10 se muestra un bosquejo del tanque hogar de la caldera

Figura 10. Diseño del tanque hogar de la caldera



Nota: Elaboración propia.

Para calcular la presión máxima del tanque hogar con el espesor planteado, seguimos las ecuaciones de la norma ASME sección I, mostradas a continuación:

Cálculo de relaciones para encontrar el factor A utilizando las fórmulas 57 y 58.

$$\frac{L}{\phi_{ext}} = \frac{90,55in}{26,88in} = 3,36 \quad (57)$$

$$\frac{\phi_{ext}}{t} = \frac{26,88in}{0,62sin} = 43,008 \quad (58)$$

Donde

L → Longitud

Ø → Diámetro

Para determinar el factor A se utilizó el diagrama geométrico para componentes bajo cargas externas o de compresión presentado en el anexo 22 cuyo valor es el siguiente:

$$Factor A = 0.0015$$

Asimismo, se procede a encontrar el factor B con ayuda del anexo 23:

$$\text{Factor } B = 9000$$

Una vez que se encontraron las relaciones, se procede a aplicar la fórmula 59 para calcular la presión máxima con espesor planteado:

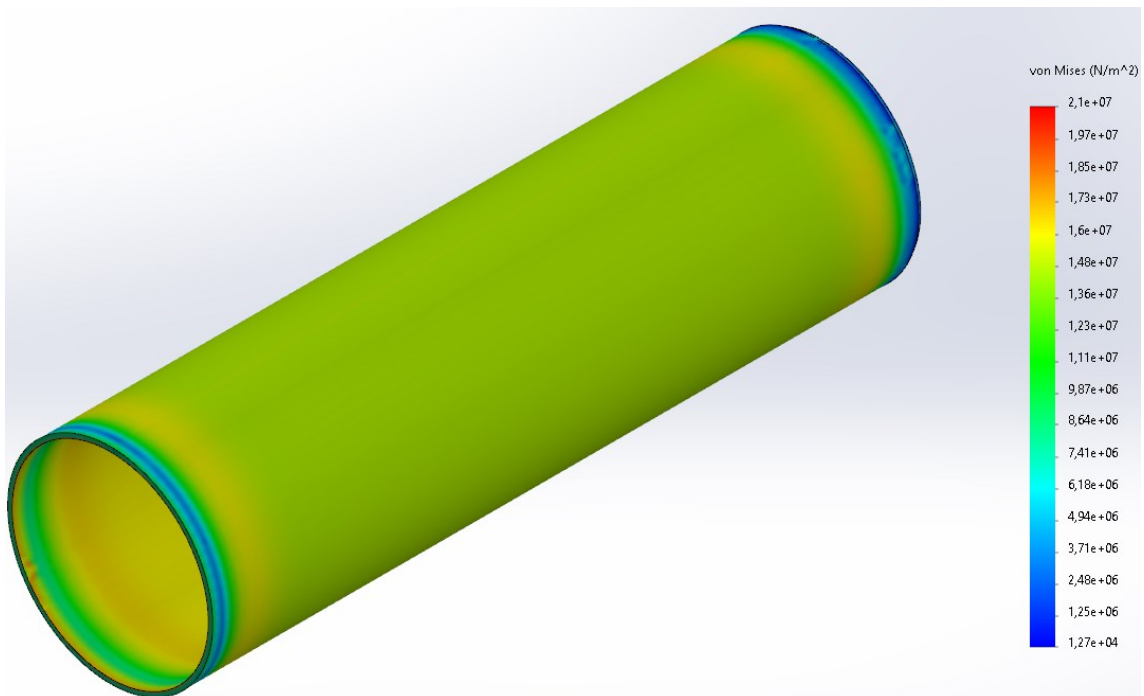
$$P_H = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot \left(\frac{\phi_{ext}}{t}\right)} \quad (59)$$

$$P_H = \frac{4 \cdot 9000}{3 \cdot \left(\frac{26,88in}{0,625}\right)}$$

$$P_M = 279 \text{ psi}_g \approx 19,23 \text{ bar}_g$$

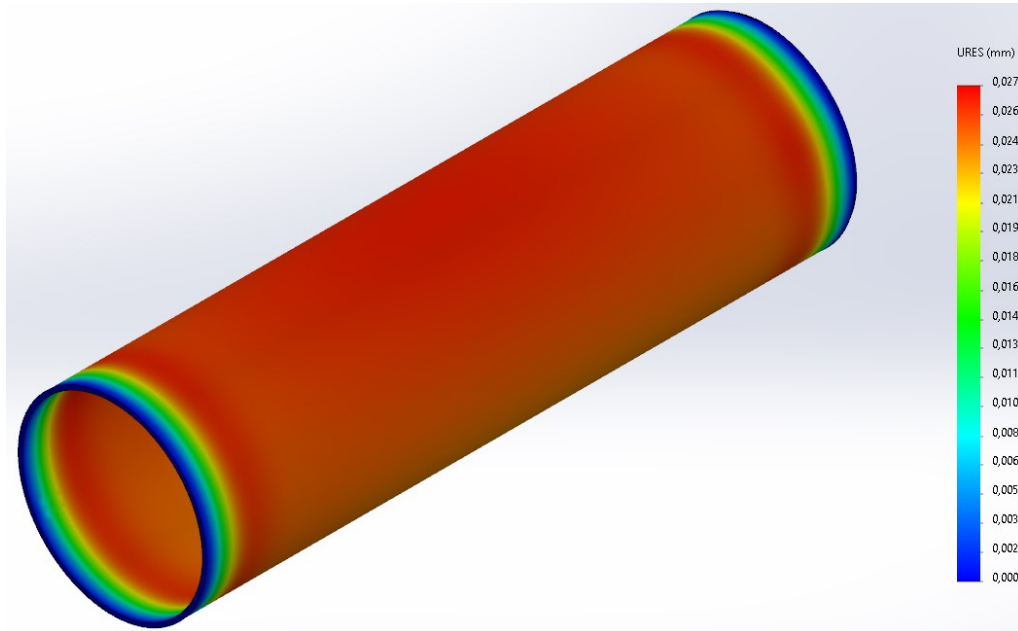
Como se observa, la presión del tanque hogar si puede soportar con las condiciones de temperatura y espesor descrito ($279 \text{ psi}_g \approx 19,23 \text{ bar}_g$), la cual, es mayor a la presión máxima admisible ($150 \text{ psi}_g \approx 10,34 \text{ bar}_g$), por lo tanto, el taque hogar cumple con la norma ASME. Asimismo, se procede a comprobar con la ayuda del software Solidworks, el comportamiento mecánico del tanque hogar sometido a la presión y temperatura de operación. (figura 11,12)

Figura 11. Esfuerzo máximo generado en el tanque hogar de la caldera



Nota: Elaboración propia.

Figura 12. Deformación máxima generada en el tanque hogar de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

A continuación, en la tabla 16 se muestran los resultados numéricos de la simulación

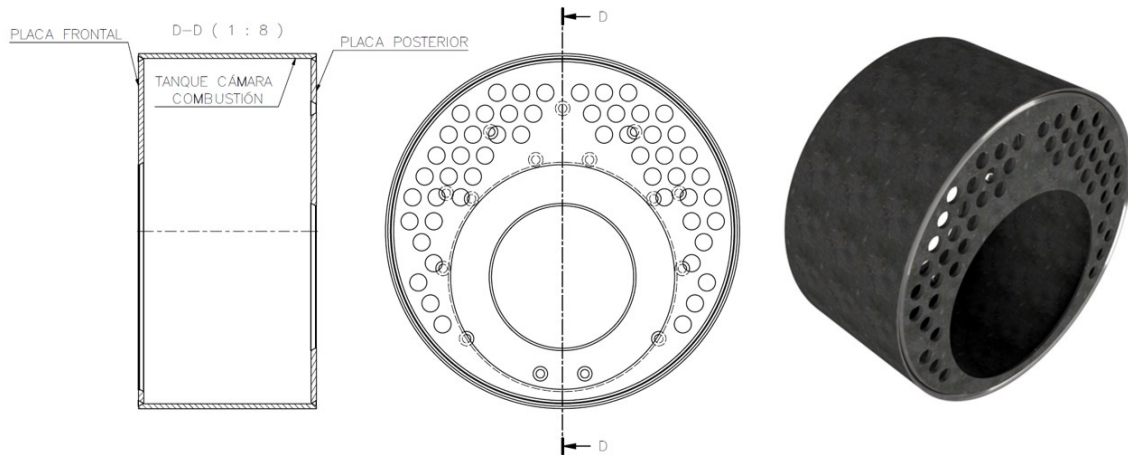
Tabla 16. Resultados obtenidos de la simulación del tanque hogar de la caldera.

Presion de Operación		Temperatura de Operación		Material	Desplazamiento máximo	Esfuerzo Máximo Permitido		Esfuerzo Máximo Obtenido		Factor de seguridad
psi	bar	°F	°C			SA	mm	psi	bar	
115	7.92	713	378	516 Gr 70	0.027	38000	2620	3046	210	12.5

3.2.4. Diseño mecánico de la cámara de combustión interna de la caldera

La cámara de combustión interna de la caldera, está compuesta por 3 partes: la placa tubular posterior, la placa tubular frontal y el tubo, que abarca las 2 placas de la cámara. Una representación se muestra en la figura 13.

Figura 13. Cámara De Combustión Interna de la Caldera.



Nota: Elaboración propia.

En primera instancia, se inicia encontrando el paso (p) máximo permitido entre los centros de las riostras de la placa tubular interna de la cámara de combustión utilizando la fórmula 60.

$$p = \frac{t}{\sqrt{\frac{P}{S \cdot C}}} \quad (60)$$

Donde:

$p \rightarrow$ Paso

$t \rightarrow$ Espesor mínimo de la placa

$P \rightarrow$ Máxima presión admisible en el trabajo

$S \rightarrow$ Esfuerzo máximo admisible

$C \rightarrow$ Factor de riostras soldadas

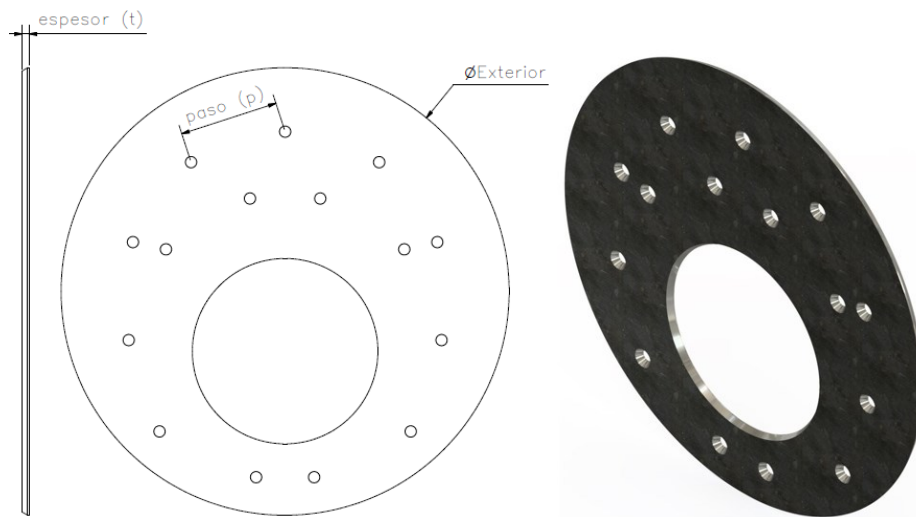
Se resuelve la ecuación:

$$p = \frac{0.625}{\sqrt{\frac{150}{18100 \cdot 2.2}}}$$

$$p = 10,18 \text{ in} \approx 0,258 \text{ m}$$

Se continúa siguiendo los parámetros que dicta la norma ASME sección I para obtener la siguiente distribución de las riostras en la placa posterior interna. (figura 14)

Figura 14. Placa posterior interna de la cámara de combustión de la Caldera.



Nota: Elaboración propia.

Como se puede observar en la figura anterior, el paso máximo será de 9,13 in (232mm) que no excede el paso máximo calculado para la presión de trabajo de la caldera. Para calcular el mínimo espesor para la placa posterior interna, se sigue la fórmula 61 de las riostras tubulares ubicado en el párrafo PFT-31 de la norma ASME y se toma en consideración que se usan riostras de diámetro 1 in (25,4mm).

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{P}{S \cdot C} \cdot \left(p^2 - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)} \quad (61)$$

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{150}{18100 \cdot 2.1} \cdot \left(9.13^2 - \frac{\pi \cdot 1^2}{4} \right)}$$

$$t_{\min} = 0.57 \text{ in} \approx 14.49 \text{ mm}$$

Donde:

P→ Máxima presión admisible en el trabajo

S→ Esfuerzo máximo admisible

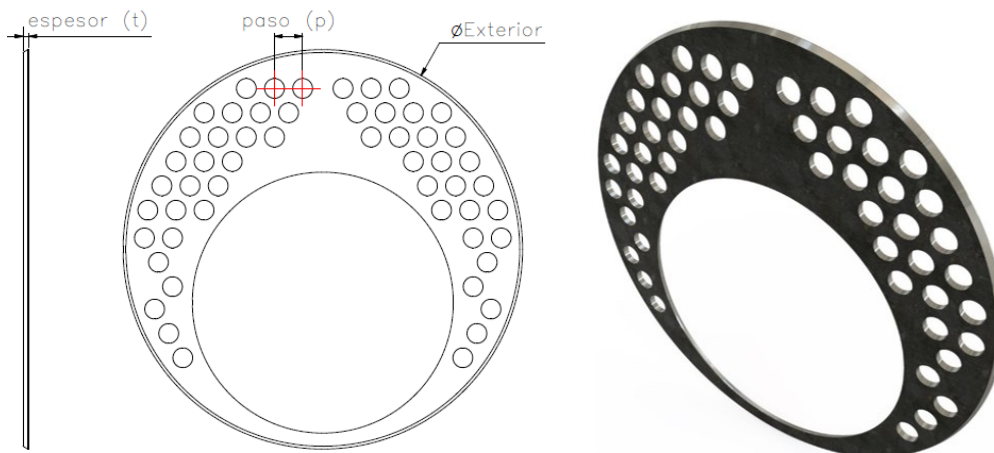
C→ Factor de riostras soldadas

p→ Paso

d→ Diámetro exterior del tubo

Se optó por mantener el espesor de la placa frontal, la cual, es de 0,625 in (15.875mm) para cumplir el requerimiento de la Norma ASME. La placa tubular frontal interna, estará sujeta por los tubos del segundo paso, es por ello que el paso entre centros de los tubos será de 2.91 in (74mm). Con esta separación entre tubos, se logra un menor paso al calculado anteriormente, es por ello que el espesor de la placa frontal interna de la cámara de combustión es de 0.625 in (15.875mm). A continuación, en la figura 15, se muestra una imagen de la placa.

Figura 15. Placa tubular frontal interna de la cámara de combustión.



Nota: Elaboración propia.

Seguidamente, se procede a calcular la presión que soportará el tanque de la cámara de combustión con el mismo espesor de las placas de la cámara. El cálculo, es similar al realizado en el tanque hogar de la caldera, por lo tanto, se inicia con unas consideraciones para el análisis:

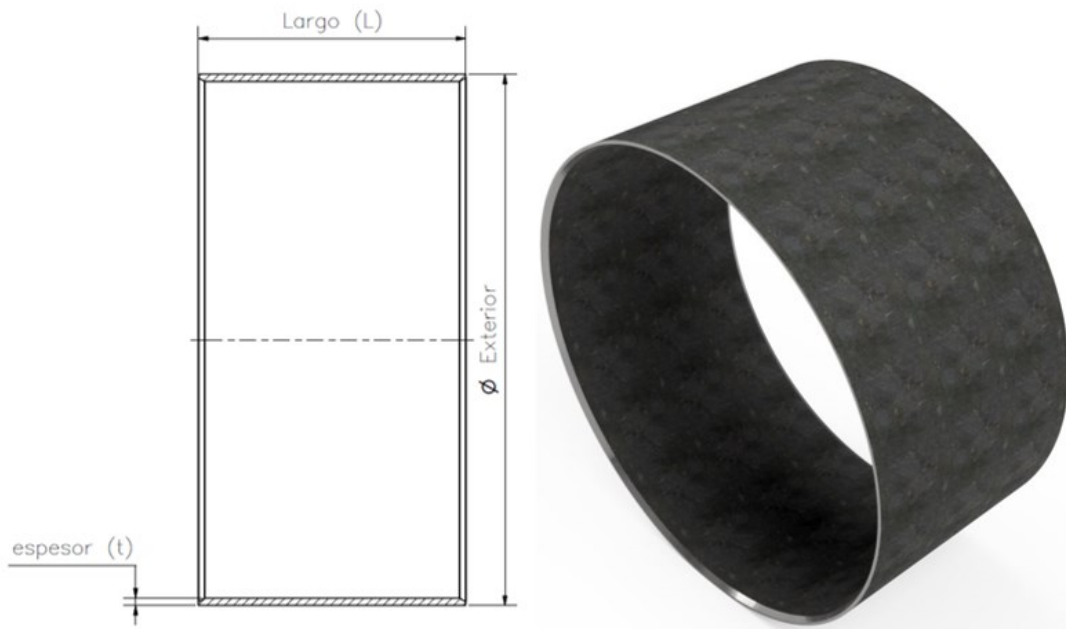
Tabla 17. Datos de partida para el tanque de la cámara de combustión.

Ítem	Descripción
Diámetro exterior del tubo	1.085 m \approx 42.71
Largo	0.545 \approx 21.45in
Temperatura de operación del tubo	659°F \approx 348.3°C \approx 621.45 K
Presión máxima de diseño	150psi _g \approx 10,34 bar _g
Material	SA-516 Gr70
Espesor	0,01587m \approx 0,625in

Nota: Elaboración propia.

Una representación de la cámara de combustión se presenta en la figura 16.

Figura 16. Tanque interno de la cámara de combustión de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Se continua con los análisis, siguiendo las fórmulas 57 y 58 planteadas en el párrafo PF7-50 de la norma ASME sección I.

$$\frac{L}{\phi_{ext}} = \frac{21.45 \text{ in}}{42.71 \text{ in}} = 0.502$$

$$\frac{\phi_{ext}}{t} = \frac{42.71 \text{ in}}{0.625 \text{ in}} = 68.33$$

Con estas relaciones, podemos proceder a encontrar los factores A y B.

$$\text{Factor } A = 0,005$$

$$\text{Factor } B = 11000$$

Se procede a aplicar la fórmula 59 para calcular la presión máxima que soportara el tanque de la cámara de combustión, con el espesor de 0,625 in.

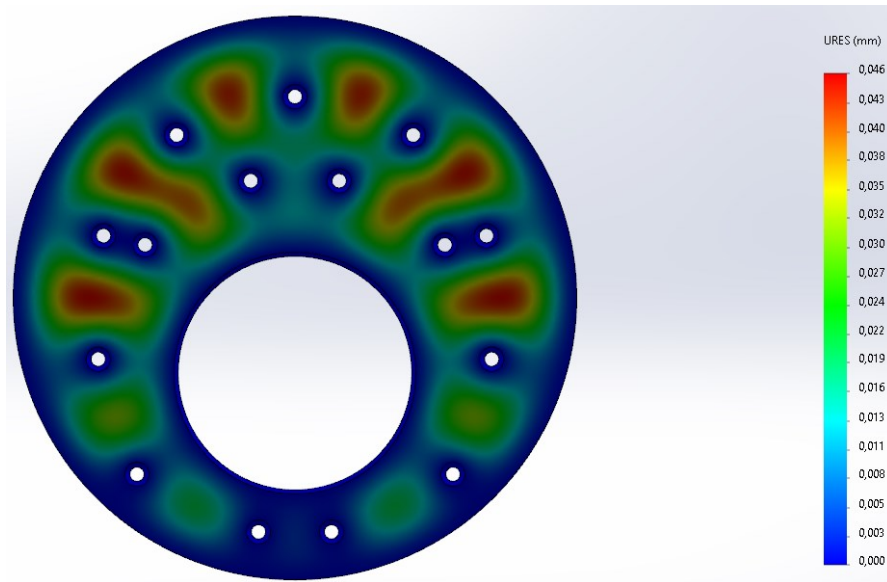
$$P_{TCC} = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot \left(\frac{\phi_{ext}}{t}\right)}$$

$$P_{TCC} = \frac{4 \cdot 11000}{3 \cdot \left(\frac{42,71}{0,625}\right)}$$

$$P_{TCC} = \mathbf{214.62 \text{ psi}_g} \approx 14,79 \text{ bar}$$

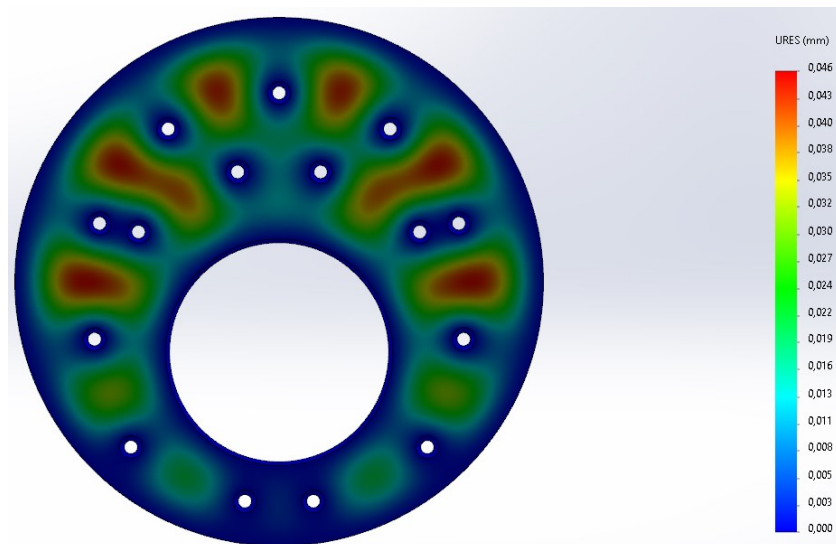
Ya que esta presión es mayor a la presión máxima admisible de la caldera ($150 \text{ psi}_g \approx 10,34 \text{ bar}_g$) se cumple con la norma ASME sección I. De igual manera, se realizó la simulación en el software Solidworks, para comprobar el comportamiento mecánico de las dos placas tubulares internas. (figura 17 y 18)

Figura 17. Esfuerzo máximo generado en la placa posterior interna de la cámara de combustión.



Nota: Elaboración propia.

Figura 18. Deformación máxima generada en la placa posterior interna de la cámara



Nota: Elaboración propia.

Los resultados obtenidos de las simulaciones de la placa posterior interna de la cámara de combustión fueron los siguientes. (ver tabla 18)

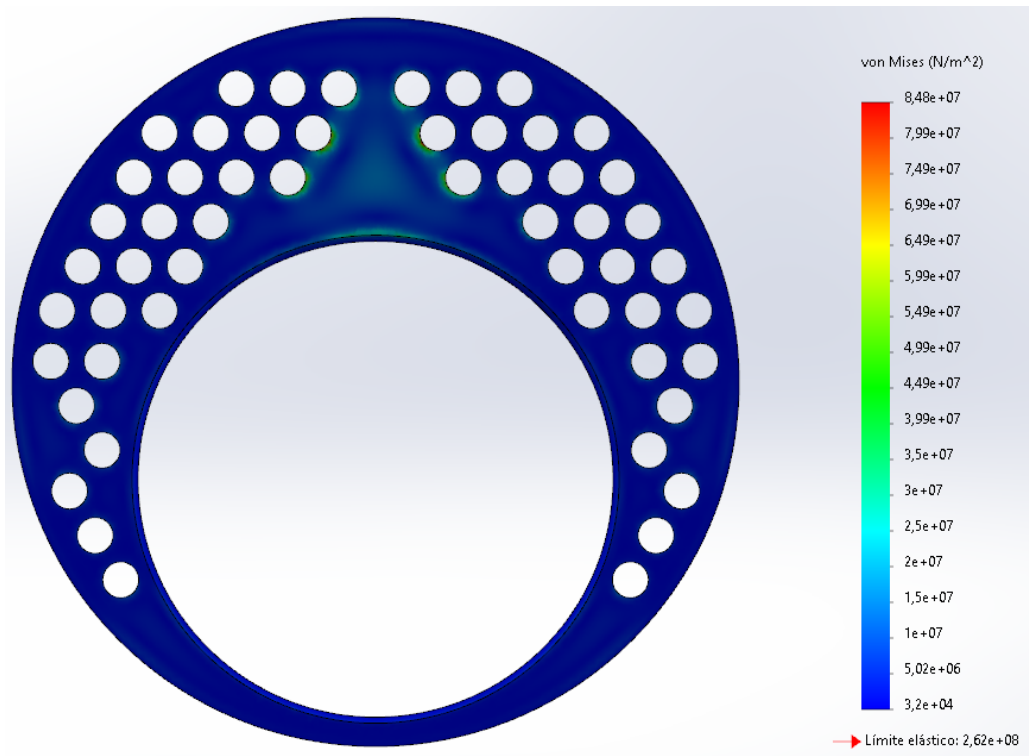
Tabla 18. Resultados obtenidos de la simulación de la placa posterior interna de la cámara

Presion de Operación		Temperatura de Operación		Material	Desplazamiento maximo	Esfuerzo Maximo Permitido		Esfuerzo Maximo Obtenido		Factor de seguridad
psi	bar	°F	°C	SA	mm	psi	bar	psi	bar	
115	7.92	659	348	516 Gr 70	0.046	38000	2620	13576	936	2.79

Nota: Elaboración propia.

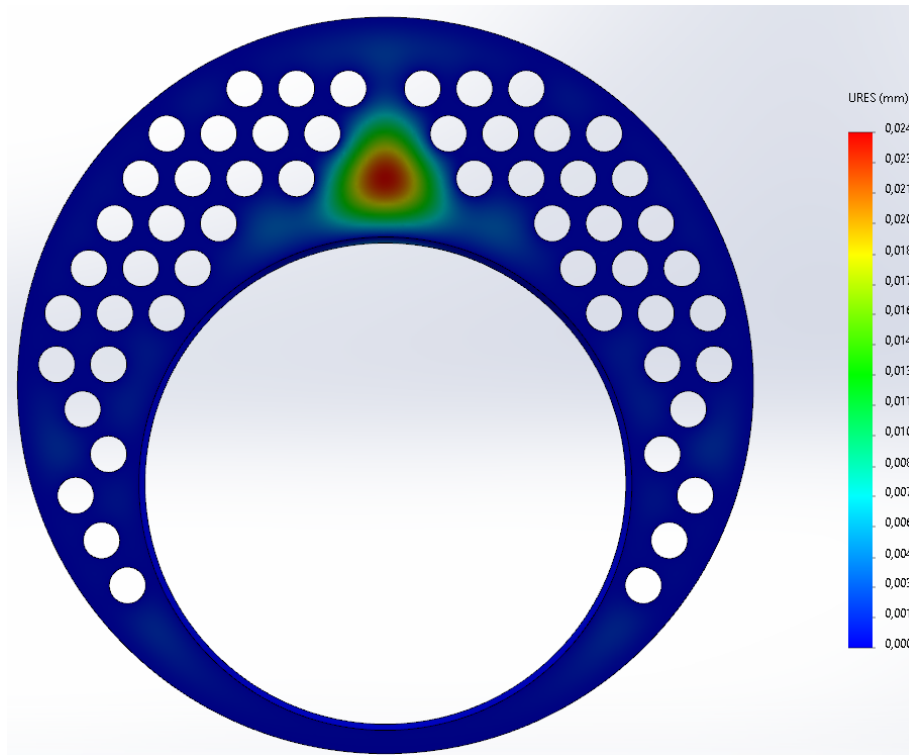
Se realizó lo mismo para la placa frontal de la caldera. (figura 19 y 20)

Figura 19. Esfuerzo máximo generado en la placa frontal interna de la cámara de combustión.



Nota: Elaboración propia.

Figura 20. Deformación máxima en la placa frontal interna de la cámara de combustión.



Nota: Elaboración propia.

Del mismo modo, se presentan los resultados obtenidos de la simulación de la placa frontal interna en la tabla 19.

Tabla 19. Resultados obtenidos de la simulación de la placa frontal interna.

Presion de Operación		Temperatura de Operación		Material	Desplazamiento maximo	Esfuerzo Maximo Permitido		Esfuerzo Maximo Obtenido		Factor de seguridad
psi	bar	°F	°C	SA	mm	psi	bar	psi	bar	
115	7.92	659	348	516 Gr 70	0.024	38000	2620	12300	848	3.08

Nota: Elaboración propia.

3.2.5. Diseño mecánico de los tubos de la caldera

Para el cálculo de la presión que podrá soportar los tubos de la caldera se consideró el análisis de los tubos del segundo paso, las cuales, estarán sometidas a la mayor temperatura cuando la caldera este en operación. Del mismo modo, las ecuaciones a aplicar, son las mismas que se utilizaron en el análisis del tanque hogar en la caldera. A continuación, se plantean las condiciones para el cálculo de los tubos:

Tabla 20. Datos de partida para los tubos de la caldera.

Ítem	Descripción
Diámetro exterior del tubo	0.0508 m \approx 2in
Largo	2.3 m \approx 90.55 in
Temperatura de operación del tubo	620°F \approx 326.85°C
Presión máxima de diseño	150 $psi_g \approx$ 10,34 bar_g
Material	SA-192
Espesor	0.0029m \approx 0,114in

Nota: Elaboración propia.

Con las condiciones previas establecidas, se procede a calcular con las fórmulas 57 y 58 las relaciones L/ϕ_{ext} y ϕ_{ext}/t , para hallar la máxima presión para los tubos.

$$\frac{L}{\phi_{ext}} = \frac{90,55}{2} = 45,27$$

$$\frac{\phi_{ext}}{t} = \frac{2}{0,114} = 17,54$$

Con estas relaciones, podemos encontrar los factores A y B.

$$Factor A = 0,004$$

$$Factor B = 12000$$

Ahora, se procede a calcular la presión máxima con la fórmula 59

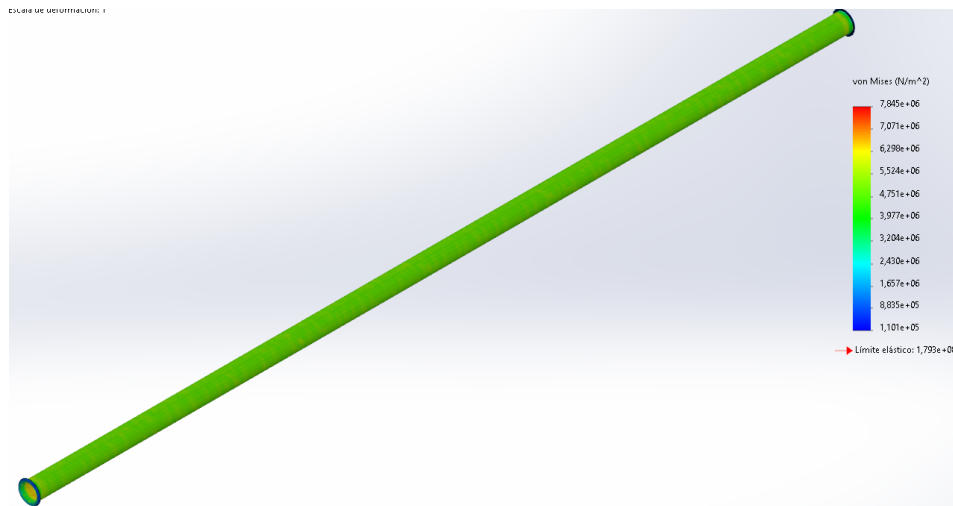
$$P_{Tubo} = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot \left(\frac{\phi_{ext}}{t}\right)}$$

$$P_{Tubo} = \frac{4 \cdot 12000}{3 \cdot \left(\frac{2}{0,114}\right)}$$

$$P_{Tubo} = 912 \text{ psi}_g \approx 62,88 \text{ bar}_g$$

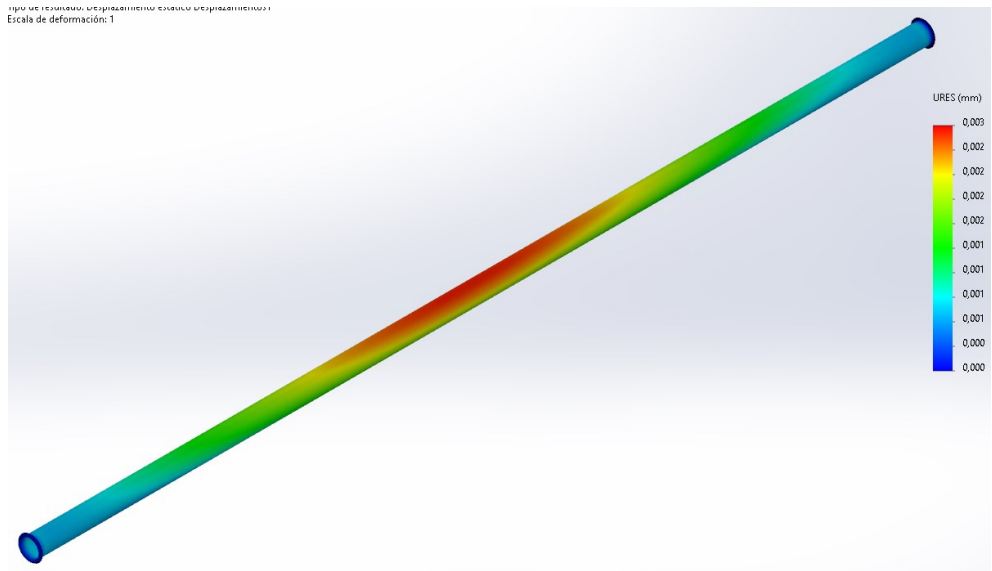
Como se evidencia en el cálculo anterior, los tubos podrán soportar una presión máxima de $912 \text{ psi}_g \approx 62,88 \text{ bar}_g$, la cual, es superior a la presión máxima admisible para la caldera. Ahora se procede a realizar la simulación del comportamiento mecánico de los tubos de la caldera. (figura 21)

Figura 21. Esfuerzo máximo generado en los tubos de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Figura 22. Deformación máxima generada en los tubos de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

A continuación, en la tabla 21, se presentan los resultados obtenidos de los análisis de los tubos de la caldera.

Tabla 21 Resultados obtenidos del análisis de los tubos de la caldera.

Presion de Operación		Temperatura de Operación		Material	Desplazamiento maximo	Esfuerzo Maximo Permitido		Esfuerzo Maximo Obtenido		Factor de seguridad
		°F	°C			SA	mm	psi	bar	
psi	bar									
115	7.92	620	320	192	0.003	27000	1860	1146	79	23.5

Nota: Elaboración propia.

3.2.6. Diseño mecánico del tanque coraza de la caldera

Para el diseño del tanque coraza se tomó como referencia el párrafo PG-27.2.2 de la Norma ASME para seleccionar las propiedades mecánicas del material a la máxima temperatura con la que se encuentre el fluido. Asimismo, para los cálculos, se consideró la temperatura de saturación del agua, como referencia para los cálculos de la coraza. Las consideraciones para los cálculos son:

Tabla 22. Datos de partida para el tanque coraza de la caldera.

Ítem	Descripción
Diámetro exterior	1.58 m \approx 62.2in
Largo	3 m \approx 118.11in
Temperatura de operación del tanque	338°F \approx 170°C
Presión máxima de diseño	150psi _g \approx 10,34bar _g
Material	SA-516 Gr70
Espesor	0.0127m \approx 0.5in

Nota: Elaboración propia.

Se utilizará la fórmula 62 para determinar el espesor mínimo según la norma ASME.

$$t = \frac{P \cdot D}{(2 \cdot S \cdot E) + 2 \cdot y \cdot P} \quad (62)$$

$$t = \frac{150 \cdot 62,2}{(2 \cdot 20000 \cdot 0,50) + (2 \cdot 0,4 \cdot 150)}$$

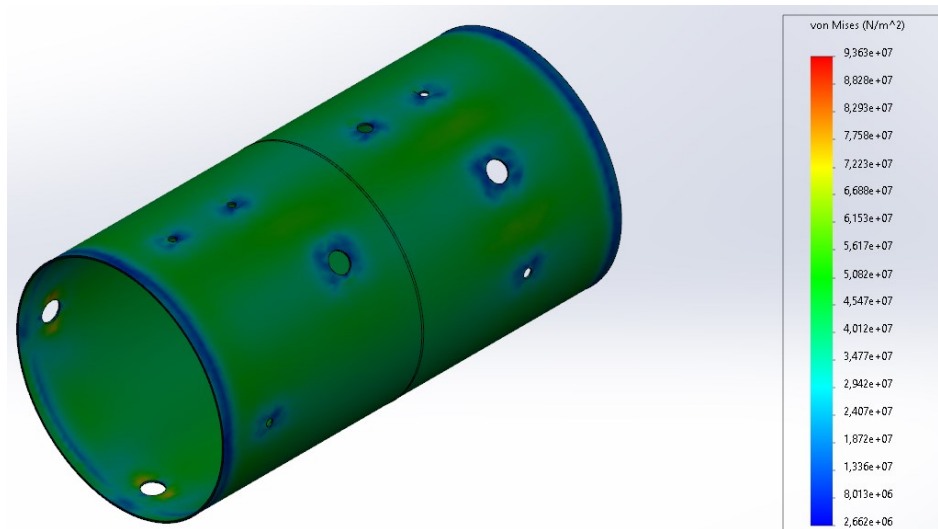
$$t = 0.463 \text{ in} \approx 11.77 \text{ mm}$$

Donde:

- t → Espesor
- P → Presión máxima admisible
- D → Diámetro exterior del cilindro
- S → Esfuerzo máximo admisible
- E → Eficiencia
- y → Coeficiente de temperatura

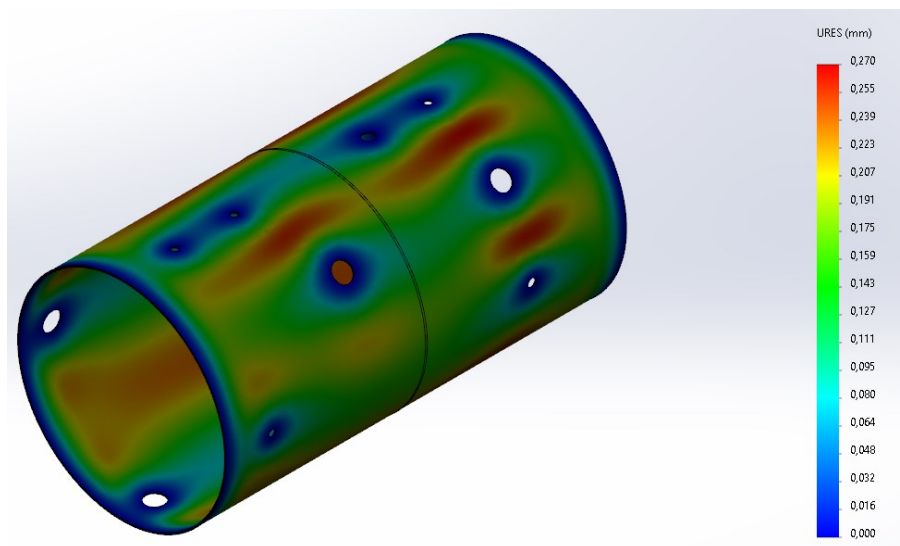
Pese a que el cálculo es de 0,463in, en el mercado encontramos planchas de 0,5in, por lo tanto, el espesor del tanque coraza será de 0,5in (12,7mm) el cual, cumple con los requerimientos de la norma ASME. Ahora procedemos a realizar la simulación para analizar el comportamiento mecánico del tanque coraza de la caldera. (ver figura 23 y 24)

Figura 23. Esfuerzo máximo generado en el tanque coraza de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Figura 24. Deformación máxima generada en el tanque coraza de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Asimismo, en la tabla 23 se muestran los resultados obtenidos de del análisis mecánico del tanque coraza de la caldera:

Tabla 23 Resultados obtenidos en el análisis mecánico del tanque coraza de la caldera.

Presion de Operación		Temperatura de Operación		Material	Desplazamiento maximo	Esfuerzo Maximo Permitido		Esfuerzo Maximo Obtenido		Factor de seguridad
psi	bar	°F	°C			SA	mm	psi	bar	
115	7.9	338	170	516 Gr 70	0.27	38000	2620	13580	936	2.79

Nota: Elaboración propia.

3.2.7. Diseño de las placas tubulares.

La norma ASME sección I indica que hay que calcular el paso máximo de las riostras que estarán ubicadas en la zona de la cámara de vapor de la caldera como se muestra en el diagrama de pasos del anexo 24, en el cual, se puede observar que se debe medir desde el centro, una distancia del paso multiplicado por 1.5 veces, y si esta distancia esta fuera de la zona de los tubos, el tanque hogar y la cámara de vapor, estas zonas deberán de ser arriostradas. A continuación, se presentan algunas consideraciones para el análisis:

- Espesor de las placas tubulares: 0.75in (19.05mm)
- Temperatura de operación: 696°F (369°C)
- Material: SA-516 Gr 70

Con las consideraciones previas anteriormente planteadas, se procede a calcular el paso máximo para las placas utilizando la fórmula 60.

$$p = \frac{t}{\sqrt{\frac{P}{S \cdot C}}}$$

$$p = \frac{0,75}{\sqrt{\frac{150}{18100 \cdot 1.9}}}$$

$$p = 11.35 \text{ in} \approx 288 \text{ mm}$$

Se procede a calcular el paso máximo que deberá tener la placa tubular con la fórmula 56:

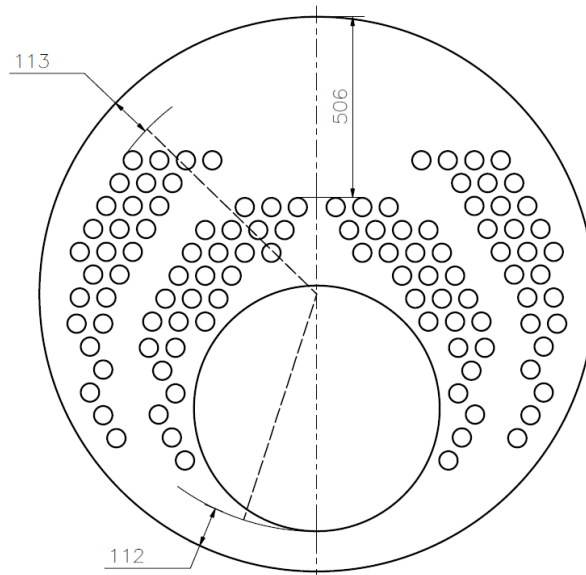
$$p_{max} = p \cdot 1.5$$

$$p_{max} = 11.35 \cdot 1.5$$

$$p_{max} = 17 \text{ in} \approx 431\text{mm}$$

Con este paso máximo, se procede a verificar en la placa tubular si existe alguna zona que sobrepase este valor. (figura 25)

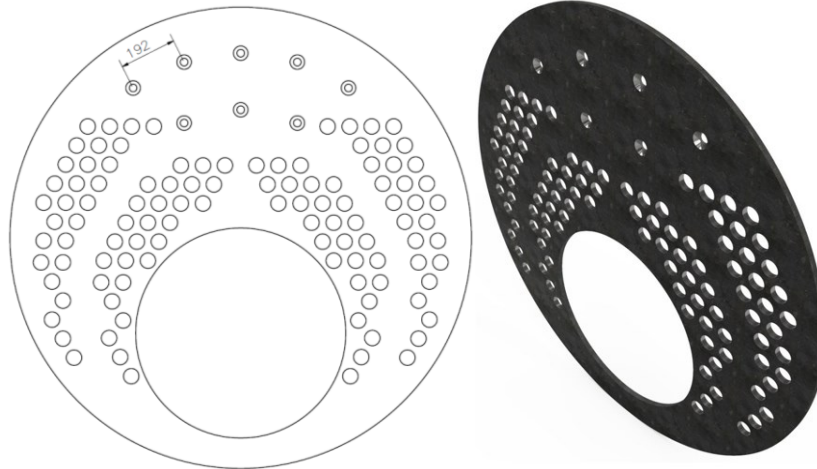
Figura 25. Identificación del paso máximo permitido en las placas tubulares.



Nota: Elaboración propia.

Como se observa en la figura anterior, la única parte que supera al paso máximo calculado, es la zona de la cámara de vapor, por esta razón, es necesario instalar riostras que tengan una separación de máximo 11.35 in (288mm), de esta manera, se puede cumplir con la norma ASME. En la figura 26, se puede observar las placas tubulares con las riostras.

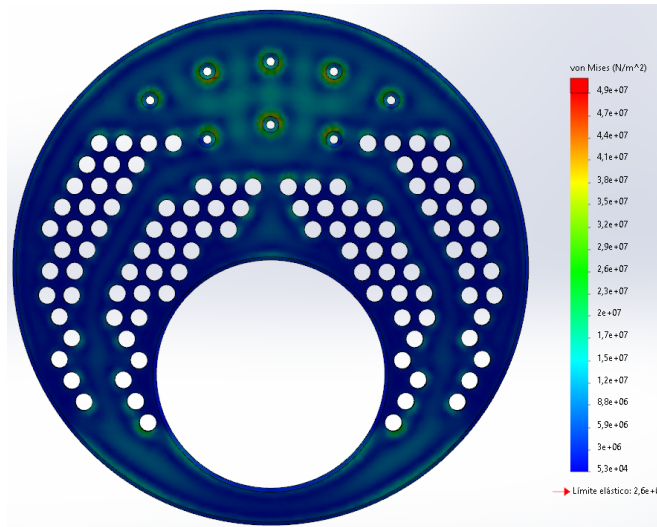
Figura 26. Ubicación de las riostras en la placa tubular de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

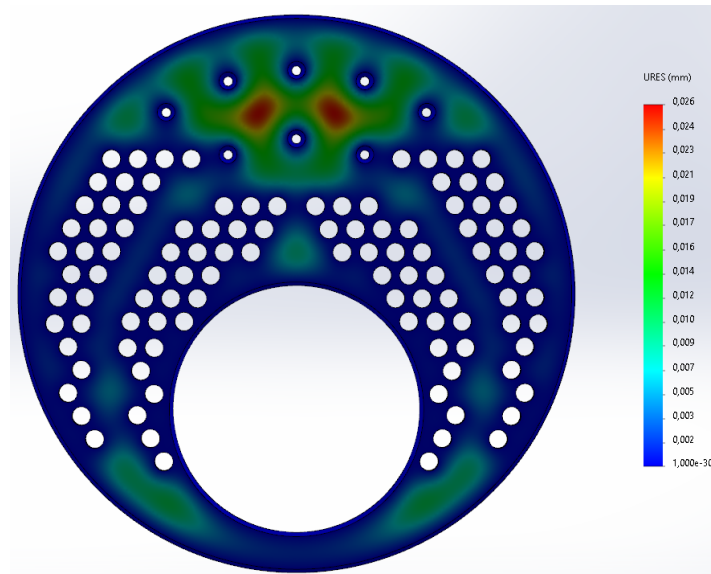
Se observa en la figura anterior que el paso final entre riostras es de 7,55in (192mm) que es menor a 11.35 in (288mm), con esto, se cumple con la norma ASME. Ahora procedemos a realizar las simulaciones del comportamiento mecánico de las dos placas tubulares de la caldera. (figura 27 y 28)

Figura 27. Esfuerzo máximo generado en la placa tubular frontal de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Figura 28. Deformación máxima generada en la placa tubular frontal de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Asimismo, en la tabla 24 se muestran los resultados obtenidos de la simulación.

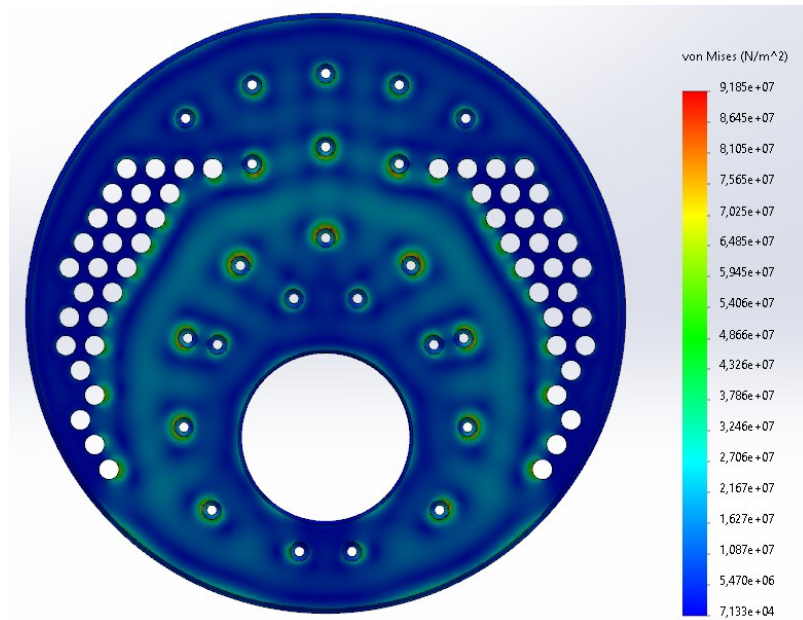
Tabla 24 Resultados obtenidos de la simulación mecánica de la placa tubular frontal.

Presion de Operación		Temperatura de Operación		Material	Desplazamiento maximo	Esfuerzo Maximo Permitido		Esfuerzo Maximo Obtenido		Factor de seguridad
psi	bar	°F	°C	SA	mm	psi	bar	psi	bar	
115	7.92	696	369	516 Gr 70	0.026	38000	2620	7107	490	5.3

Nota: Elaboración propia.

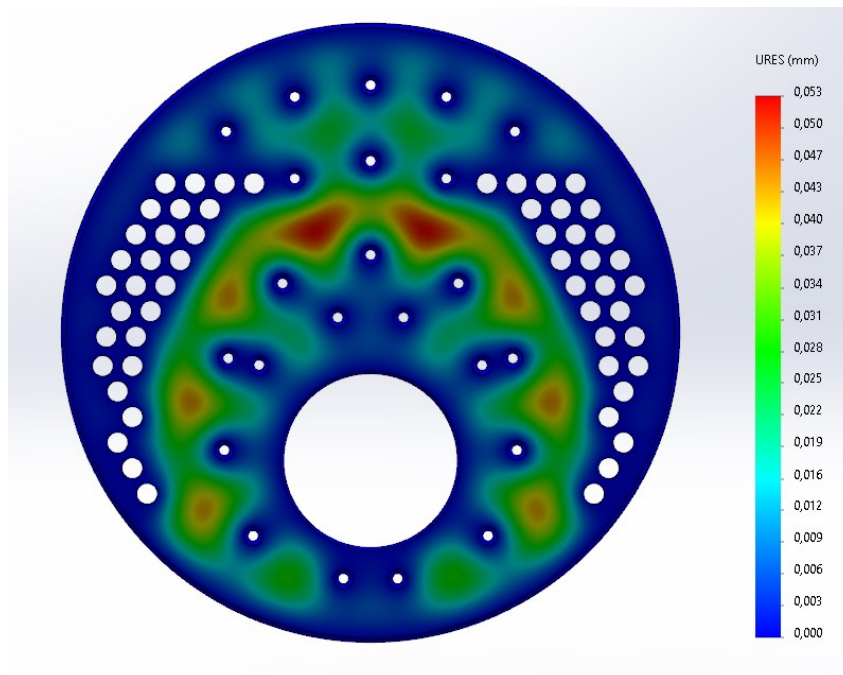
Se continua con la simulación del esfuerzo y deformación máxima generado en la placa tubular posterior de la caldera. (ver figura 29 y 30)

Figura 29. Esfuerzo máximo generado en la placa tubular posterior de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Figura 30. Deformación máxima generada en la placa tubular posterior de la caldera.



Nota: Elaboración propia.

Del mismo modo, en la tabla 25 se muestran los resultados obtenidos de la simulación.

Tabla 25. Resultados obtenidos de la simulación de la placa tubular posterior.

Presión de Operación		Temperatura de Operación		Material	Desplazamiento máximo	Esfuerzo Máximo Permitido		Esfuerzo Máximo Obtenido		Factor de seguridad
psi	bar	°F	°C	SA	mm	psi	bar	psi	bar	
115	7.92	542	284	516 Gr 70	0.053	38000	2620	13321	918	2.85

Nota: Elaboración propia.

3.2.8. Diseño de los acoples de conexión para la caldera

Las calderas peritubulares deben tener acoples para la institución de las líneas de entrada, salida de vapor, entrada de agua purgas de sedimentos y controles de seguridad, asimismo, contar con un control adecuado de nivel de agua. En adición, los acoples deben ser diseñadas bajo las indicaciones de la norma ASME:

a) Acople para la salida de vapor

Para calcular el diámetro se usaron los datos de las velocidades de salida de vapor según la presión de la operación de la caldera. Estos valores, se establecen en la normativa ASME y se muestran a continuación en la tabla 26.

Tabla 26. Presiones de operación y velocidades de salida de vapor

Presión de Operación	Velocidades de la salida de vapor
0 a 50 psi_g	4000 a 6000 ft/min
50 a 199 psi_g	6000 a 10000 ft/min
200 psi_g	7000 a 12000 ft/min

Nota: Adaptado de, ASME (2019)

Al realizar el cambio de unidades de ft/min a ft/h y realizando una interpolación de datos, se concluye que: para una presión de 115 $psi_g \approx 7,92 bar_g$), se obtiene una velocidad de salida

de vapor de 225261,6 ft/h \approx 68659,7 m/h Con este dato, se puede calcular con la fórmula 63 el diámetro interior de acople para la salida de vapor:

$$\dot{m} = \frac{V \cdot A}{v} \quad (63)$$

Donde:

\dot{m} → Flujo másico del vapor=1387 Kg/h \approx 3057,8lb/h

V →Velocidad de salida de vapor 225261,6 $\frac{ft}{h}$

v →volumen específico del vapor @114,7Psia =3,8949 $\frac{ft^3}{lb}$

Se procede con el cálculo:

$$A = \frac{\dot{m} \cdot v}{V}$$

$$A = \frac{3057,8 \frac{lb}{hr} \cdot 3,8949 \frac{ft^3}{lb}}{225261,6 \frac{ft}{h}}$$

$$A = 0,0528 ft^2 \approx 07,60 in^2 \approx 0,00491 m^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

$$D = 0,259 ft \approx 3,108 in \approx 0,0789 m$$

Pese al resultado obtenido, en el mercado nacional, se puede encontrar tuberías de 3 pulgadas de cedula 80, la cual, se asemeja al diámetro interior requerido para la salida de vapor. Seguidamente, se procede a calcular con la fórmula 64, la presión máxima del acople de salida de vapor, a través de la norma ASME. Por otra parte, la temperatura de operación del acople es igual a la temperatura de saturación del vapor (338°F), por lo tanto, es necesario utilizar el material recomendado por la norma ASME para las conexiones soldadas de la caldera.

$$P = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{D - (2 \cdot y \cdot t)} \quad (64)$$

$$P = \frac{2 \cdot 13300 \cdot 0,5 \cdot 0,3}{3,5 - (2 \cdot 0,4 \cdot 0,3)}$$

$$P = 1223.9 \text{ psi} \approx 84.38 \text{ bar}$$

Como podemos observar en el cálculo anterior, al utilizar una tubería de exterior de 3,5in, se obtendrá un valor de 0,3 de espesor de la pared del acople, con este espesor, se puede obtener una presión máxima de 1223,9 Psi \approx 84.38 bar de resistencia del acople. Las conexiones del nivel de agua y nivel de entrada de agua y drenado, no debe ser menores a 3/4in como indica en la normativa ASME. Asimismo, las medidas de los acoples, dependerán de los accesorios que se van a instalar, como son, la bomba de alimentación de agua, la válvula de seguridad y el control de nivel de agua. Todos estos acoples deberán tener como mínimo un espesor de pared de 1/4in como lo indica la norma ASME párrafo PG-16.3

b) Registro de limpieza

Según la norma ASME, las calderas deben estar previstas de registros de limpieza para la inspección interna de la caldera y contar con al menos 4 puntos de inspección, asimismo, el diámetro mínimo para el registro de inspección de la caldera debe ser de 3 in en la forma circular o 2 3/4 in x 3 1/2 in en la forma elíptica. Para la caldera se utilizará una tubería SA-53 de 5in CED80. Ahora se procede a calcular con la fórmula 64 la presión máxima que soportara esta tubería.

$$P = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{D - (2 \cdot y \cdot t)}$$

$$P = \frac{2 \cdot 17100 \cdot 0,5 \cdot 0,375}{5,562 - (2 \cdot 0,4 \cdot 0,375)}$$

$$P = 1218.64 \text{ psi} \approx 84.02 \text{ bar}$$

Como se observa, la tubería seleccionada para los registros cumple con los requisitos de la normativa ASME

3.2.9. Diseño de la chimenea de la caldera

Para el análisis de las dimensiones de la chimenea, es necesario determinar la cantidad de productos de combustión generados dentro la caldera. Asimismo, para el cálculo de la densidad de los productos de combustión se aplicará la fórmula 65.

$$P_{atm} = \rho_{pc} \cdot R \cdot Tg \quad (65)$$

Donde:

$P_{atm} \rightarrow$ Presión atmosférica (Pa)

$R \rightarrow$ Constante específica del aire ($\frac{J}{Kg} \cdot K$)

$T \rightarrow$ Temperatura de los productos de combustión (K)

Se procede a despejar y resolver:

$$\rho_{pc} = \frac{P_{atm}}{R \cdot Tg}$$

$$\rho_{pc} = \frac{101325}{287 \cdot 672}$$

$$\rho_{pc} = 0.525 \text{ kg/m}^3$$

Por otra parte, para los gases de combustión que saldrán a una velocidad aproximada entre 27432 m/h y 32918,4 m/h, se procede a calcular el transversal de la chimenea para la caldera, para este procedimiento se ocupara las fórmulas 66 y 67.

$$A = \frac{\dot{m}_{pc}}{\rho_{pc} \cdot V_{pc}} \quad (66)$$

$$A = \frac{1901,61 \text{ Kg/hr}}{0,525 \text{ kg/m}^3 \cdot 32000 \frac{\text{m}}{\text{hr}}}$$

$$A = 0.11 \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (67)$$

$$D_{chimenea} = 0.374m \approx 14.9in$$

Como se observa en el cálculo anterior, el diámetro que deberá tener la caldera para la salida de los productos de combustión es de 0,374m. Para nuestro diseño utilizaremos un diámetro de 0.38m.

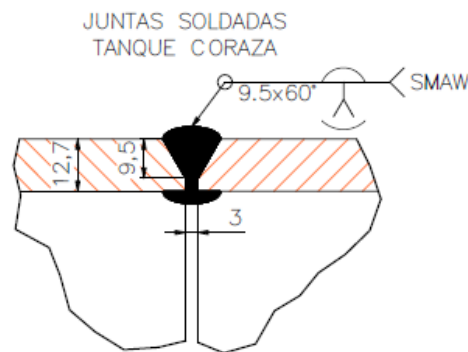
3.2.10. Diseño de juntas soldadas y expandidas

Las longitudes circunferenciales y de otro tipo que unen los materiales usados para la fabricación de las partes que estarán sometidas a presión dentro de la caldera, deben ser soldaduras a tope de penetración completa según lo indica la norma ASME Sección I en su párrafo PW-9 puesto que, cuando se realiza un proceso de biselado, las dimensiones y la forma de los bordes a unir mediante la soldadura deben permitir la fusión y la penetración completa de las juntas. A continuación, se muestra el proceso de soldadura utilizado en cada una de las partes de la caldera.

3.2.11. Junta soldada del tanque coraza

Para realizar las uniones del tanque coraza, se realiza una soldadura a tope en V con talón de 3mm, como se muestra en la siguiente figura, del mismo modo este proceso se realiza en las uniones longitudinales y circunferenciales. (ver figura 31)

Figura 31. Disposición de la junta soldada del tanque coraza de la caldera.

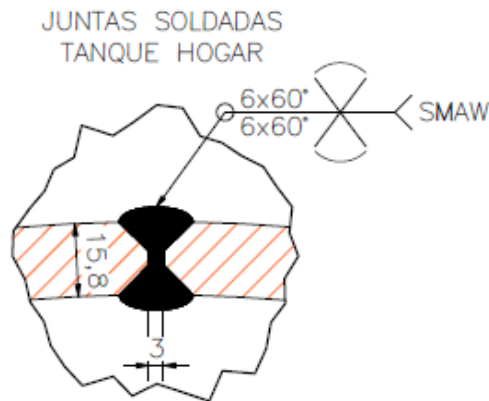


Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

3.2.12. Junta soldada del tanque hogar

En la unión longitudinal del tanque hogar, se realizó con un proceso de soldadura en V a ambos lados del tanque como se muestra en la figura 32:

Figura 32. Disposición de la junta soldadura del tanque hogar de la caldera.

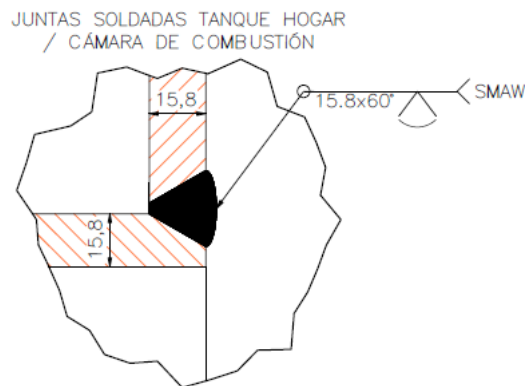


Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

3.2.13. Junta soldada del tanque hogar y la cámara de combustión interna

La unión soldada entre el tanque de hogar y la placa tubular de la cámara de combustión se realiza con un proceso de soldadura a tope biselada en V completa como se muestra en la figura 33.

Figura 33. Disposición de la junta soldada entre el tanque hogar y la cámara de combustión.

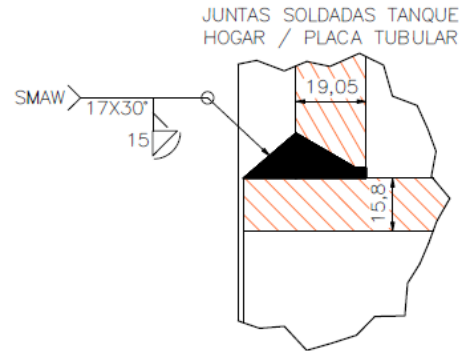


Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

3.2.14. Junta soldada del tanque hogar y placa tubular

El proceso de unión soldada entre el tanque hogar y la placa tubular se realiza mediante soldadura a tope con bisel simple y termina con una soldadura de filete como se muestra en la figura 34.

Figura 34. Disposición de la junta soldada del tanque hogar y placa tubular.

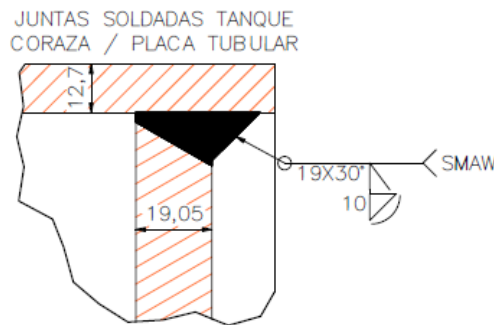


Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

3.2.15. Junta soldada del tanque coraza y placa tubular

La unión soldada entre el tanque coraza y las placas tubulares se realizan mediante soldadura a tope con bisel simple y terminara en filete como se muestra en la figura 35.

Figura 35. Disposición de la junta entre el tanque coraza y placa tubular

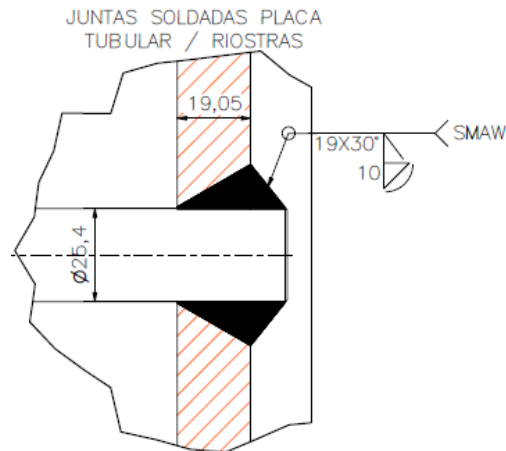


Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

3.2.16. Junta soldada de la placa tubular y riostras

La unión entre las placas tubulares y riostras se realizarán mediante soldadura a tope con bisel completo como se muestra en la figura 36.

Figura 36. Disposición de la junta soldada de las riostras



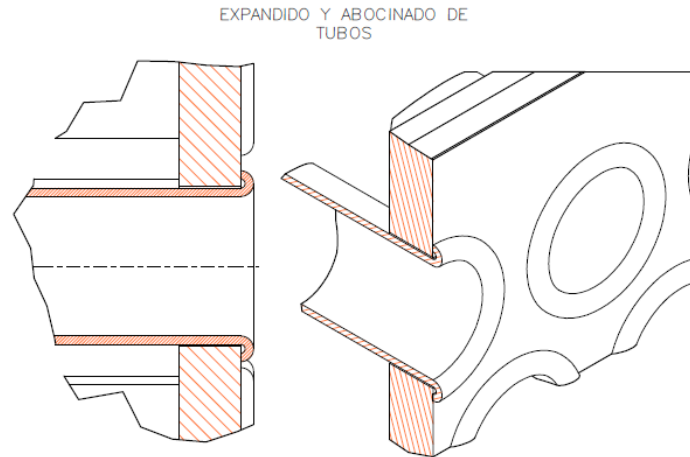
Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

Todas estas uniones son las aceptadas por la norma ASME Sección I en los párrafos PW.

3.2.17. Unión expandida entre los tubos y las placas tubulares de la caldera.

La unión entre los tubos y las placas tubulares de la caldera pueden ser de tres maneras según la norma ASME Sección I párrafo PFT 12,1 (ver anexo 25). Sin embargo, para este caso se ocupa la unión por expansión y abocinado de los tubos como se muestra en la siguiente figura 37.

Figura 37. Disposición de junta expandida entre los tubos y la placa tubular.



Nota: Adaptado de (ASME, 2019)

3.3. Exámenes y pruebas necesarias para la fabricación de la caldera según la ASME

La norma ASME estipula que todos los procesos de fabricación de los recipientes cerrados que están sometidos a presión y temperatura deben ser dispuestos a una serie de exámenes y pruebas para asegurar su integridad física y funcional que son:

3.3.1. Examen volumétrico de juntas soldadas

Las juntas soldadas en recipientes sometidas a presión y temperatura, según la Norma ASME requieren de un examen volumétrico que consta de métodos radiográficos o ultrasonido, a menos que el tipo de construcción u otras disposiciones de la norma limiten este examen a un solo método. La aceptación de la soldadura se debe determinar según el método seleccionado para el examen inicial de la soldadura finalizada. Si se deben realizar reparaciones, estas deben examinarse usando el mismo método por el cual se detectaron las imperfecciones no aceptadas. El examen posterior a la soldadura después de la aceptación no se encuentra dentro de los requisitos de esta sección y debe ser un tema de acuerdo entre el fabricante y el usuario.

3.3.2. Pruebas no destructivas en soldaduras

Se considera pruebas no destructivas a cualquier prueba que no altere la forma física o química un material de forma permanente. La norma ASME recomienda 3 pruebas para recipientes cerrados expuestos a presión y temperatura:

a) Examen de ultrasonido

Según la norma ASME en su sección V apartado PW-11, la soldadura se debe examinar por completo en su longitud con técnicas y estándares definidos en la norma para el examen de ultrasonido. Para cumplir con los requisitos del examen de ultrasonido, el fabricante debe conservar el “informe de Fabricante” durante al menos 5 años, según se requiere en T-490. Para la corrección de las imperfecciones que causan una indicación de que se superan los niveles de evaluación especificados en la Sección V se deben investigar en la medida en que el personal del examen ultrasónico pueda determinar la forma, identidad y ubicación y evaluarlas según términos de: grietas, falta de fusión o la penetración incompleta. También, no se aceptan otras imperfecciones si la indicación supera el nivel de referencia y la longitud excede lo siguiente:

- 1/4 pulg. (6 mm) de t hasta 3/4 pulg. (19 mm)
- 1/3t para t de 3/4 pulg. (19 mm) a 2 1/4 pulg. (57 mm)
- 3/4 pulg. (19 mm) de t mayor que 2 1/4 pulg. (57 mm)

Donde:

t→ espesor de la soldadura que se examina.

b) Examen radiográfico

Según la norma ASME apartado PW-11, la soldadura se debe examinar por completo en toda la longitud usando el método de rayos X o gamma de acuerdo con el Artículo 2 de la Sección V. Asimismo, se deben usar los requisitos de T-274 como guía para el examen, pero no para rechazar radiografías, a menos que la baja resolución geométrica supere las 0.07 pulg. (1.8 mm). Se puede sacar radiografía de una junta a tope circunferencial soldada con tira de respaldo sin retirar la tira de respaldo siempre que no se vaya a retirar después y que la imagen de la tira de respaldo no interfiera en la interpretación de las radiografías que se obtengan. Las indicaciones que se muestran en las radiografías de soldaduras y que se caracterizan como imperfecciones no son aceptables si: toda indicación caracterizada como grieta o zona de fusión o penetración incompleta o si otra indicación alargada en la radiografía que tenga una longitud mayor que:

- 1/4 pulg. (6 mm) de t hasta 3/4 pulg. (19 mm)

- $1/3t$ para t de $3/4$ pulg. (19 mm) a $2 1/4$ pulg. (57 mm)
- $3/4$ pulg. (19 mm) de t mayor que $2 1/4$ pulg. (57 mm)

Donde:

$t \rightarrow$ espesor de la soldadura.

Se deben reparar según se indica en PW-40 y se debe sacar radiografía de la reparación según PW-51. Todo grupo de indicaciones alineadas que tenga una longitud agregada mayor que t en una longitud de $12t$, excepto cuando la distancia entre las sucesivas imperfecciones supere $6L$, donde L es la longitud de la imperfección más larga en el grupo. El Fabricante debe conservar un conjunto completo de radiografías de cada trabajo y las debe mantener archivadas durante al menos 5 años.

c) Prueba hidrostática

Todos los tambores soldados y otras partes soldadas sometidas a presión deben estar sujetos a la presión de una prueba hidrostática no inferior a 1.5 veces la máxima presión de trabajo admisible. La prueba hidrostática se puede realizar en la planta del Fabricante o en el campo. Cuando se realizan reparaciones, se debe volver a probar la parte de la manera normal, y si pasa la prueba, el inspector debe aceptarla. Si no pasa la prueba, el Inspector puede permitir reparaciones suplementarias, o si a su juicio la parte sometida a presión no es la adecuada para estar en servicio, puede rechazarla de manera permanente. Se puede realizar la soldadura de las partes no sometidas a presión a partes sometidas a presión, y la soldadura de sello de la boca de inspección que retiene la presión y los tapones de inspección o accesorios asegurados por medios físicos después de la prueba hidrostática sin tener que realizar otra prueba hidrostática, siempre que se cumplan los siguientes criterios:

La soldadura se realiza de acuerdo con esta Parte y el Inspector Autorizado revisa la soldadura terminada. El Formulario del Reporte de Datos del Fabricante debe firmarse sólo después de finalizar la soldadura. En el caso de las partes no sometidas a presión soldadas a partes sometidas a presión, se deben cumplir las siguientes condiciones adicionales:

- El material de la parte sometida a presión se limita a materiales de No. P 1.

- El material de fijación no sometido a presión se limita a acero al carbono con un contenido de carbono no superior al 0.2% u otro material No. P 1.
- La soldadura se hace mediante la soldadura de perno o soldadura de filete que tenga una garganta que no supere el mínimo de 0.70 veces el espesor de la parte sometida a presión o 1/4 pulg. (6 mm).
- Se debe aplicar un precalentamiento mínimo de 200°F (95°C) cuando el espesor de la parte sometida a presión excede 3/4 pulg. (19 mm).

En el caso de la soldadura de sello de la boca de inspección que retiene la presión y los tapones de inspección o accesorios asegurados por medios físicos, se deben cumplir las siguientes condiciones adicionales:

- Las soldaduras de sello quedan exentas del tratamiento térmico post soldadura debido a reglas mencionadas en esta Sección.
- La soldadura finalizada se examina usando el método de prueba con partículas magnéticas o líquidos penetrantes según A-260 o A-270, respectivamente. Cuando los materiales base o soldaduras no son magnéticos, sólo se debe usar el método con líquidos penetrantes.

3.3.3. Pruebas para certificación de la caldera

Cualquier organización que requiera un Certificado de Autorización debe solicitarlo al Comité de Calderas y Recipientes a Presión de la Sociedad, en los Formularios emitidos por la Sociedad, y debe especificar la estampa deseada y el alcance de las actividades del Código que llevará a cabo. Cuando una organización desee fabricar ítems de Código en plantas localizadas en más de un área geográfica, las solicitudes pueden enviarse separadas para cada planta o se puede enviar una única solicitud en la que se indiquen las direcciones de dichas plantas.

Cada solicitante tiene que acordar que cada Certificado de Autorización y cada estampa de símbolo del Código son, en todo momento propiedad de la Sociedad, que se utilizarán de acuerdo con las reglas y disposiciones de esta Sección del Código, y que serán devueltos inmediatamente si así lo requiere la Sociedad, o cuando el solicitante interrumpa las actividades del Código cubiertas por su certificado, o cuando el Certificado de Autorización haya vencido y no se haya emitido un nuevo

certificado. El poseedor de una estampa de símbolo del Código no debe permitir que cualquier otra organización lo use.

La Sociedad puede otorgar o retirar la autorización para usar las estampas de símbolo del Código, a su absoluta discreción. Si se otorga la autorización y los gastos administrativos apropiados se pagan, se enviará un Certificado de Autorización al solicitante, como prueba del permiso para usar dicho símbolo, el cual vencerá a los tres años de la fecha de emisión. Cada certificado identificará el símbolo del Código a ser usado, y el tipo de operaciones en la fábrica y/o en el campo, para las cuales se otorga la autorización (vea A-370). El certificado será firmado por el presidente del Comité de Calderas y Recipientes a Presión y por el director de Acreditación.

Seis meses antes de la fecha de vencimiento de cualquier certificado, el solicitante tiene que enviar la solicitud para la renovación de la autorización y la emisión de un nuevo certificado. La Sociedad se reserva el derecho absoluto de cancelar o rechazar la renovación de la autorización devolviendo los gastos prorrateados pagados por el plazo previo al vencimiento.

3.4. Control de calidad para la fabricación de la caldera de 100 BHP

Según la Norma ASME los fabricantes o ensambladores de calderas, deben respetar un sistema de control de calidad que establezca claramente el cumplimiento de todos los requisitos de la norma incluyendo materiales, diseño, fabricación, examen e inspección de todas las partes del equipo. Según la Sección I, los fabricantes deben incluir en sus diseños, los deberes del individuo certificado cuando se requieran autorizar o realizar observaciones del desempeño de una caldera. Los formularios sugeridos por la Norma ASME son: (figura 38)

Figura 38. Formulario P-2 para el control de calidad de la construcción de calderas.

1. Fabricado por _____
(Nombre y dirección del fabricante)

2. Fabricado para _____
(Nombre y dirección del comprador)

3. Lugar de instalación _____
(Nombre y dirección)

4. Tipo _____ Caldera No. _____ Año de construcción _____
(HRT) (No. serie fabricante) (Plano No.) (No. Junta Nacional)

5. Las propiedades químicas y físicas de todas las partes cumplen con los requisitos de las especificaciones de materiales del CÓDIGO ASME PARA CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN. El diseño, la construcción y la mano de obra cumplen con la Sección 1 del CÓDIGO ASME PARA CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN _____
(Año)

Adenda a _____ (Si corresponde), y casos de código _____
(fecha) (Números)

6. Cuerpos o tambores _____
(No.) (Material, grado) (Diámetro DI) (Longitud interna) (Diámetro DI) Longitud interna

7. Juntas _____
(Long. Sin costura) (Eficiencia comparada sin costura) (Circunferencia sin costura) Cantidad de recorridas del cuerpo

8. Tapas _____
(No. de especificación del material: espesor - planas, cóncavas, elipsoidales - radio de tapa cóncava)

9. Láminas tubulares _____ Orificios de los tubos _____
(Especificaciones del material, grado, espesor) (Diámetro)

10. Tubos para calderas: No. _____
(Especificaciones del material, grado) (Recta o curva)

11. Riostra o brazos

Ubicación	No. de especificación del material	Tipo	No. y tamaño	Paso máximo	Fig. PFT-32 L/I	MAWP
(a) Tapa frontal arriba de los tubos						
(b) Tapa derecha arriba de los tubos						
(c) Tapa frontal abajo de los tubos						
(d) Tapa derecha debajo de los tubos						
(e) Riostras pasantes						
(f) Brazos de domos						

12. Otras partes 1. _____ 2. _____ 3. _____
Descripción breve, es decir, domo, tubería de la caldera, etc.

1. _____
2. _____
3. _____

No. de caldera _____
(No. serie) (CRN) (Plano No.) (No. de la junta nacional)

15 Abreviaturas: (a) Vapor _____ (b) Válvula de alivio de presión _____
(No., tamaño y tipo) (No., tamaño y tipo)
(c) Purga _____ (d) Alimentación _____
(No., tamaño, tipo y ubicación) (No., tamaño y tipo y ubicación)
(e) Entradas de hombre: No. _____ Tamaño. _____ Ubicación. _____
(f) Bocas de inspección: No. _____ Tamaño. _____ Ubicación. _____

16. MAWAP _____ Superficie de calentamiento _____ Basado en _____

17. Prueba hidrostática en la planta _____ 18. Capacidad máxima de evaporación diseñada _____

19. Observaciones _____

Fuente: Adaptado de (ASME, 2019)

3.5. Instrumentos de control y equipos auxiliares

Una vez realizado el diseño térmico y mecánico de la caldera y con los datos generales del equipo, se puede proceder a seleccionar todos los instrumentos de control y equipos auxiliares necesarios para el funcionamiento de la caldera. A continuación, serán detallados cada una de estas partes:

3.5.1. Selección de válvula de distribución de vapor

Con los datos del diámetro de la tubería de salida (3 in) y la presión de diseño del equipo de 150 Psi (10,34bar) se seleccionó una válvula seleccionada perteneciente a la marca SPIRAX SARCO modelo BSA1T, esta válvula, es de tipo globo y cumple con los requerimientos necesarios para el tipo de construcción de este dispositivo. Para la conexión a la caldera, se seleccionará de tipo unión con brida. (ver anexo 26)

3.5.2. Selección de válvula de purga

Según la norma ASME el diámetro máximo permitido para las conexiones de purga de una caldera es de 2.5 in NPS, por esta razón, para la caldera se utiliza una conexión de tubería de 2in. Además, ya que la válvula de la purga tendrá que ser para diámetro de tubería de 2in, se eligió una válvula de la misma marca y modelo que la válvula de distribución, pero con la diferencia en su diámetro.

3.5.3. Selección de válvula de alivio

De acuerdo con la Norma ASME, si la caldera tiene $500 \text{ ft}^2 \approx 46,45 \text{ m}^2$ más de superficie de calentamiento, se deberá tener como mínimo dos válvulas de alivio de presión. Asimismo, para determinar el tamaño de las válvulas, se debe establecer una presión de ajuste del 6% por encima de la presión de operación de la caldera y un 10% mayor a la capacidad de generación de vapor: (ver fórmula 68 y 69)

$$P_{ajuste} = 1,06 \cdot P_{ope} \quad (68)$$

$$P_{ajuste} = 1,06 \cdot 100 \text{ Psi}_g$$

$$P_{ajuste} = 106 \text{ psi}_g \approx 7,308 \text{ bar}_g$$

$$\dot{m}_{ajuste} = 1,1 \cdot \dot{m}_{vapor} \quad (69)$$

$$\dot{m}_{ajuste} = 1,1 \cdot 1565 \frac{kg}{hr}$$

$$\dot{m}_{ajuste} = 1721,5 \frac{kg}{h} \approx 3795,2 \frac{lb}{h}$$

Con estas condiciones de operación, se eligieron las válvulas de la marca SPIRAX SARCO modelo SV615 (ver anexo 5). Asimismo, se utiliza la tabla de selección de válvulas acorde la capacidad de flujo presentado en el anexo 26 para seleccionar las dos válvulas de alivio serán del modelo SV615 ON 32/50, que cumplen las condiciones de operación máxima de la caldera.

3.5.4. Selección de control de presión

Para la caldera, se seleccionarán dos controladores de presión. El primero, es de control de presión de operación y el segundo, es un control de seguridad. Ambos controles, serán de la marca Honeywell, cuyos datos técnicos se muestran en el anexo 2 y 3.

3.5.5. Selección de control de nivel de agua

El control de nivel elegido para la caldera es de tipo ON-OFF de accionamiento por flotador y micro-switch de la marca MCDONNELLY y MILLER. El modelo es el 157S y cuenta con tres niveles de ajuste requerido por la norma ASME Sección I en su párrafo PG-60,2. (ver anexo 1)

3.5.6. Selección de manómetro indicador de presión

En la norma ASME Sección I párrafo-60,1 establece que la graduación del manómetro deber de ser de al menos el doble de la presión de la caldera: (ver fórmula 70)

$$P_{manometro} = 2 \cdot P_{ope} \quad (70)$$

$$P_{manometro} = 2 \cdot 100 \text{ psi}_g$$

$$P_{manometro} = 200 \text{ psi}_g$$

Para la caldera, es necesario considerar que se debe instalar un manómetro con un rango no menor a $200 \text{ psi}_g \approx 13,78 \text{ bar}_g$. La ficha técnica del manómetro se muestra en el anexo 4.

3.5.7. Selección de la bomba de agua para la alimentación de la caldera.

Para obtener la potencia de la bomba de agua para la caldera, es necesario encontrar el diámetro de acople para el ingreso del agua a la caldera. Según el libro de MC. Cabe, la velocidad del fluido dentro de una tubería esta alrededor de 1 y 3m/s para las tuberías de descarga. Asimismo, para que la bomba funcione correctamente el flujo que debe de entregar a la caldera es 1,5 veces mayor al fujo de evaporación, como se muestra en la fórmula 71:

$$1.5 \cdot \dot{m}_a = V \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \rho \quad (71)$$

Donde:

$\dot{m}_a \rightarrow$ Flujo másico de agua evaporada $\left(\frac{kg}{h}\right)$

$V \rightarrow$ Velocidad del agua dentro de la tubería $\left(\frac{m}{h}\right)$

$D \rightarrow$ Diametro interior de la tubería (m)

$\rho \rightarrow$ Densidad del agua $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

Despejando D se obtiene lo siguiente

$$D = \sqrt{\frac{6 \cdot \dot{m}_a}{\pi \cdot V \cdot \rho}}$$
$$D = \sqrt{\frac{6 * 1565 \frac{kg}{h}}{\pi * 4389 \frac{m}{h} * 998 \frac{kg}{m^3}}}$$

$$D = 0,026m \approx 1.02in$$

Como se observa, en el diámetro interior que deberá tener el acople de entrada de agua a la caldera será de 1.02in (0,026m) lo que corresponde a una tubería de diámetro 1 ¼ in CED 80, que se aproxima al diámetro requerido para la bomba de alimentación. Del mismo modo, se procede a calcular el caudal requerido con la fórmula 72.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (72)$$

$$Q = \frac{1565 \frac{kg}{h}}{998 \frac{kg}{m^3}}$$

$$Q = 1,56 \frac{m^3}{hr} \approx 6,9 G.P.M$$

Con este dato, se puede seleccionar la bomba para la caldera, pero es necesario tener en cuenta la presión de descarga de esta bomba, la cual, debe ser igual al 1,5 por la presión de operación de la caldera, esto se debe a que la bomba de la caldera debe descargar el agua a dentro de la caldera para que se mantiene a una presión de operación. Para este procedimiento se ocupará la fórmula 73.

$$P_{descarga} = 1.5 \cdot P_{ope} \quad (73)$$

$$P_{descarga} = 1.5 \cdot 100 \text{ psi}_g$$

$$P_{descarga} = 150 \text{ psi}_g \approx 10,3421 \text{ bar}_g$$

En el anexo 6 se puede observar las características de la bomba que se utilizará para la caldera de 100BHP que posee las siguientes características. (ver tabla 27)

Tabla 27 Características de la bomba seleccionada para la caldera.

Marca	Modelo	Motor	Conexión. entrada	Conexión. salida
TURBI	15T	5HP	1 1/4 in	1 1/4 in

Nota: Elaboración propia.

3.5.8. Selección del quemador a diésel para la caldera

Seleccionar correctamente del quemador para la caldera de 100BHP se debe tener en cuenta los siguientes puntos

- Potencia de la caldera
- Eficacia de la caldera

- Combustible a utilizar

Para obtener el valor de la potencia máxima que debe de entregar el quemador se debe dividir la potencia de caldera sobre su eficiencia como se muestra en la fórmula 74.

$$P_{quemador} = \frac{P_{caldera}}{\eta} \quad (74)$$

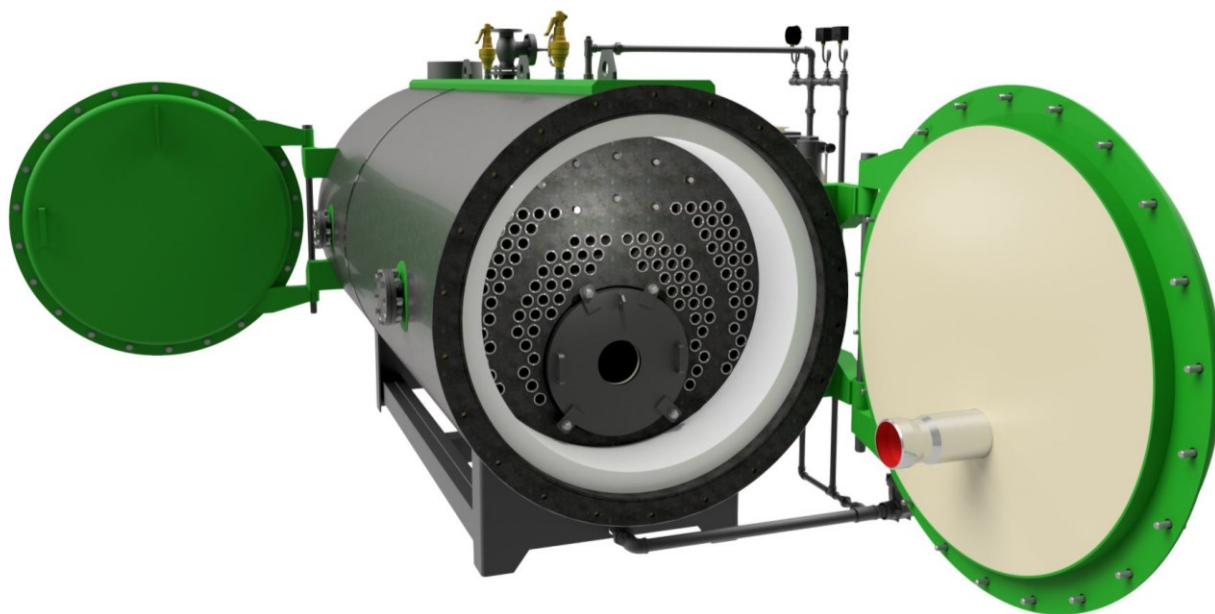
$$P_{quemador} = \frac{981 \text{ KW}}{0.889}$$

$$P_{quemador} = \mathbf{1107.2 \text{ KW}}$$

El quemador seleccionado para la caldera es de la marca BALTUR modelo TBL 130P, el cual tiene las siguientes características mostradas en el anexo 7.

Una vez culminado todo el proceso de diseño y la selección de los equipos y controles para el funcionamiento de la caldera, se procede a realizar los planos del generador de vapor de todas las partes sometidas a presión y del equipo en general, estos planos se encontrarán en el Anexo 28. Una vez obtenido los dibujos del generador de vapor, se procede a realizar el estudio de los costos unitarios del proyecto.

Figura 39. Esquema final de la caldera de 100BHP.



Nota: Elaboración propia.

4. Estudio de los costos unitarios del proyecto

En el presente capítulo, se establece los costos para la fabricación de la caldera de 100 BHP, para el efecto se elaboraron varias tablas en donde se desglosan todos los valores unitarios de todos los materiales necesarios para el armado, uso de equipos y herramientas, transporte y mano de obra que intervienen para la fabricación de la caldera.

A continuación, se presentan las tablas que especifican los costos de cada subconjunto que conforman a la caldera.

Tabla 28 Costos unitarios del subconjunto tanque de presión.

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS	
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo
EMPRESA:	ELECON
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA
ITEM:	1
DESCRIPCIÓN:	Subconjunto Tanque Presión
COSTO DEL ITEM:	\$ 29.489,45

USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL $D=A*B*C$
Herramienta Menor (Taladro, amoladora, brocas, dados, llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 124,93
Cortadora CNC Plasma	U	1	\$ 95,00	5	\$ 475,00
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	1,5	\$ 4,50
Plegadora Hidráulica	U	1	\$ 10,00	2	\$ 20,00
Roladora	U	1	\$ 50,00	10	\$ 500,00
Taladro Radial	U	1	\$ 10,00	32	\$ 320,00
Torno Horizontal	U	1	\$ 12,00	20	\$ 240,00
Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	100	\$ 800,00
Expander 2"	U	1	\$ 18,00	32	\$ 576,00
E.N.D Tintas Penetrantes	U	1	\$ 15,00	8	\$ 120,00
E.N.D Ultrasonido	U	1	\$ 50,00	8	\$ 400,00

Montacargas 5t	U	1	\$ 30,00	8	\$ 240,00	
Grúa Telescópica 10t	U	1	\$ 350,00	3	\$ 1.050,00	
				PARCIAL M	\$ 4.919,03	
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD <i>A</i>	PRECIO/U <i>B</i>	COSTO TOTAL <i>D=A*B</i>
Plancha Tanque Hogar	SA-516 GR70	2355x2095x15,8mm	mm2	1	\$ 920,96	\$ 920,96
Plancha Tanque C.C.	SA-516 GR70	3365x545x15,8mm	mm2	1	\$ 342,33	\$ 342,33
Plancha Placa Tubulares In.	SA-516 GR70	D, 1050x15,8mm	mm2	2	\$ 161,54	\$ 323,08
Plancha Tubo entrada inspección.	SA-516 GR70	1312x165x12,7mm	mm2	1	\$ 32,02	\$ 32,02
Plancha Placa Tubulares Ex.	SA-516 GR70	D, 1550x19mm	mm2	2	\$ 478,56	\$ 957,12
Plancha Tanque Coraza	SA-516 GR70	4935x1515x12,7mm	mm2	2	\$ 1.096,00	\$ 2.192,00
Tubos Para Caldera	SA-192	D.50,8x6150mm	U	54	\$ 87,00	\$ 4.698,00
Eje para riostras C.C.	AISI 1020	D.2,54x255cm	cm	255	\$ 0,29	\$ 73,95
Eje para riostras C.V.	AISI 1020	D.2,54x2419cm	cm	2419	\$ 0,29	\$ 701,51
Eje para acoples	AISI 1020	D.5,08x85,7cm	cm	85,7	\$ 0,45	\$ 38,57
Eje para acoples	AISI 1020	D.6,35x18,5cm	cm	18,5	\$ 0,51	\$ 9,44
Eje para acoples	AISI 1020	D.7,62x18,5cm	cm	18,5	\$ 0,65	\$ 12,03
Tubo para registros de limpieza.	ASTM A53	D5" CED80 x 1,19	m	1,19	\$ 53,00	\$ 63,07
Brida deslizante 5"-150PSI	ASME B16,5	D.5" CED 80	U	5	\$ 38,00	\$ 190,00
Plancha Oreja de carga	SA-516 GR70	305x210x19mm	mm2	3	\$ 16,23	\$ 48,69
Suelda 6011 (1/8")	-	-	Kg	45	\$ 4,25	\$ 191,25
Suelda 7018 (1/8")	-	-	Kg	45	\$ 4,40	\$ 198,00
Suelda 7018 (5/32)	-	-	Kg	45	\$ 4,40	\$ 198,00
					PARCIAL N	\$ 11.190,01
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD <i>AD A</i>	TARIFA HORA <i>B</i>	DISTANCIA <i>C</i>	COSTO TOTAL <i>D=A*B*C</i>	
Transporte cortes CNC	U	1	\$ 20,00	1	\$ 20,00	
Transporte tanques rolados	U	1	\$ 50,00	1	\$ 50,00	
Transportes varios	U	1	\$ 10,00	1	\$ 10,00	
				PARCIAL O	\$ 80,00	
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD <i>AD A</i>	S.H.R <i>B</i>	RENDIMIEN TO HORAS/U <i>C</i>	COSTO TOTAL <i>D=A*B*C</i>	

Soldador	U	1	\$ 5,62	150	\$ 843,00
Ayudante de soldador	U	2	\$ 2,81	120	\$ 674,40
Tornero	U	1	\$ 4,06	20	\$ 81,20
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	120	\$ 1.872,00
				PARCIAL P	\$ 3.470,60
COSTOS TOTALES					
TOTAL, DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)					\$ 19.659,64
INDIRECTOS Y UTILIDAD					50% \$ 9.829,82
COSTO TOTAL DEL ITEM					\$ 29.489,45

Tabla 29 Costos unitarios de la cámara del quemador y la cámara posterior de la caldera.

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS					
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo				
EMPRESA:	ELECON				
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA				
ITEM:	2				
DESCRIPCIÓN:	Subconjuntos Cámara Quemador. Y Cámara Posterior.				
COSTO DEL ITEM:	\$ 1.796,40				
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta Menor (Taladro, amoladora, brocas, dados, llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 8,34
Corte Plasma	U	1	\$ 20,00	1	\$ 20,00
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	0,15	\$ 0,45
Plegadora Hidráulica	U	1	\$ 10,00	0,5	\$ 5,00
Roladora	U	1	\$ 65,00	2	\$ 130,00
Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	16	\$ 128,00
Montacargas 5t	U	1	\$ 30,00	1	\$ 30,00
				PARCIAL M	\$ 321,79
MATERIALES PARA EL ARMADO					

DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/UB	COSTO TOTAL D=A*B
Plancha Tanque C.Q	SA-516 GR70	5193x450x12,7m m	mm2	1	\$ 342,74	\$ 342,74
Plancha Tanque C.P.	SA-516 GR70	5193x500x12,7m m	mm2	1	\$ 342,33	\$ 342,33
Platina Cámara Q.	ASTM A36	25,4x12,7x5673m m	U	1	\$ 26,00	\$ 26,00
Platina Cámara P.	ASTM A36	25,4x12,7x5673m m	U	1	\$ 26,00	\$ 26,00
Suelda 6011 (1/8")	-	-	Kg	8	\$ 4,25	\$ 34,00
Suelda 7018 (1/8")	-	-	Kg	8	\$ 4,40	\$ 35,20
					PARCIAL N	\$ 737,07
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Transporte material	U	1	\$ 15,00	1	\$ 15,00	
					PARCIAL O	\$ 15,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D	S.H.R.B	RENDIMIEN T O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Soldador	U	1	\$ 5,62	18	\$ 101,16	
Ayudante de soldador	U	1	\$ 2,81	10	\$ 28,10	
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	5	\$ 78,00	
					PARCIAL P	\$ 207,26
COSTOS TOTALES						
TOTAL DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)						\$ 1.283,14
INDIRECTOS Y UTILIDAD					40%	\$ 513,26
COSTO TOTAL DEL ITEM						\$ 1.796,40

Tabla 30 Costos unitarios de la base de la caldera.

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS						
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo					
EMPRESA:	ELECON					
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA					
ITEM:	3					
DESCRIPCIÓN:	Subconjunto Base Caldera					
COSTO DEL ITEM:	\$ 1.290,94					
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	RENDIMIENT O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta Menor (Taladro, amoladora, brocas, dados, llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 4,64	
Cortadora CNC Plasma	U	1	\$ 95,00	0,75	\$ 71,25	
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	0,5	\$ 1,50	
Plegadora Hidráulica	U	1	\$ 10,00	0,5	\$ 5,00	
Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	8	\$ 64,00	
Montacargas 5t	U	1	\$ 30,00	0,5	\$ 15,00	
				PARCIAL M	\$ 161,39	
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDA D A	PRECIO/U B	COSTO TOTAL D=A*B
Plancha Base 1	ASTM A36	1580x800x12,7m m	mm2	1	\$ 189,60	\$ 189,60
Plancha Base 2	ASTM A36	1580x800x12,7m m	mm2	1	\$ 189,60	\$ 189,60
Perfil Estructural tipo G	ASTM A36	25,4x12,7x5673m m	U	3	\$ 78,50	\$ 235,50
Suelda 6011 (1/8")	-	-	Kg	3	\$ 4,25	\$ 12,75
					PARCIAL N	\$ 627,45
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	

Transporte material	U	1	\$ 15,00	1	\$ 15,00
				PARCIAL O	\$ 15,00
MANO DE OBRA					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	S.H.R B	RENDIMIEN O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Soldador	U	1	\$ 5,62	10	\$ 56,20
Ayudante de soldador	U	1	\$ 2,81	5	\$ 14,05
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	3	\$ 46,80
				PARCIAL P	\$ 117,05
COSTOS TOTALES					
TOTAL, DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)					\$ 922,10
INDIRECTOS Y UTILIDAD					40% \$ 368,84
COSTO TOTAL DEL ITEM					\$ 1.290,94

Tabla 31 Costos unitarios de la corona de la caldera.

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS					
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo				
EMPRESA:	ELECON				
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA				
ITEM:	4				
DESCRIPCIÓN:	Subconjunto Corona Caldera				
COSTO TOTAL DEL ITEM:	\$ 744,37				
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	RENDIMIEN O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta Menor (Taladro, amoladora, brocas, dados, llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 2,72
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	0,15	\$ 0,45
Roladora	U	1	\$ 12,00	6	\$ 72,00
Taladro Radial	U	1	\$ 10,00	3	\$ 30,00

Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	8	\$ 64,00	
					PARCIAL M	\$ 169,98
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD <i>A</i>	PRECIO/U <i>B</i>	COSTO TOTAL <i>D=A*B</i>
Platina 1	ASTM A36	101x12,7x6170m m	U	2	\$ 89,85	\$ 179,70
Platina 2	ASTM A36	50,8x6,3x5895m m	U	2	\$ 38,55	\$ 77,10
Tuerca Hexagonal 7/8" UNC	-	-	U	40	\$ 0,45	\$ 18,00
Suelda 6011 (1/8")	-	-	Kg	1,5	\$ 4,25	\$ 6,38
					PARCIAL N	\$ 281,18
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA <i>D A</i>	TARIFA HORA <i>B</i>	DISTANCIA <i>C</i>	COSTO TOTAL <i>D=A*B*C</i>	
Transporte material	U	1	\$ 10,00	1	\$ 10,00	
					PARCIAL O	\$ 10,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA <i>D A</i>	S.H.R <i>B</i>	RENDIMIENT O HORAS/U <i>C</i>	COSTO TOTAL <i>D=A*B*C</i>	
Soldador	U	1	\$ 5,62	4	\$ 22,48	
Ayudante de soldador	U	1	\$ 2,81	6	\$ 16,86	
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	2	\$ 31,20	
					PARCIAL P	\$ 70,54
COSTOS TOTALES						
TOTAL DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)						\$ 531,69
INDIRECTOS Y UTILIDAD					40%	\$ 212,68
COSTO TOTAL DEL ITEM						\$ 744,37

Tabla 32 Costos unitarios de la tapa frontal de la caldera.

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS						
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo					
EMPRESA:	ELECON					
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA					
ITEM:	5					
DESCRIPCIÓN:	Subconjunto Tapa Frontal Caldera					
COSTO TOTAL DEL ITEM:	\$ 2.965,17					
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	RENDIMIENT O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta Menor (Taladro,amoladora,brocas,dados,llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 11,01	
Cortadora CNC Plasma	U	1	\$ 95,00	1	\$ 95,00	
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	0,3	\$ 0,90	
Baroladora	U	1	\$ 35,00	1,5	\$ 52,50	
Roladora	U	1	\$ 12,00	0,5	\$ 6,00	
Taladro Radial	U	1	\$ 10,00	1	\$ 10,00	
Torno Horizontal	U	1	\$ 12,00	2	\$ 24,00	
Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	8	\$ 64,00	
Concretera	U	1	\$ 5,00	8	\$ 40,00	
Montacargas 5t	U	1	\$ 30,00	0,5	\$ 15,00	
				PARCIAL M	\$ 323,27	
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U B	COSTO TOTAL D=A*B
Plancha Tapa Frontal	ASTM A36	D,1890x12,7mm	mm2	1	\$ 420,83	\$ 420,83
Plancha Barolada Tapa Fr.	ASTM A36	D,1950x2mm	mm2	1	\$ 86,00	\$ 86,00
Plancha Bisagras Largas	ASTM A36	700x180x12,7m m	mm2	4	\$ 17,54	\$ 70,16
Plancha cobertor bisagras largas	ASTM A36	700x50x2mm	mm2	2	\$ 2,47	\$ 4,94

Eje para bujes de tapa frontal	AISI 1020	D 8,89x24,6cm	cm	24,6	\$ 0,72	\$ 17,71
Ejes para bujes sujeción Q.	AISI 1020	D 25,4x72cm	cm	72	\$ 0,30	\$ 21,60
Platina sujeción refractario	ASTM A36	50,8x9,5x5895	U	1	\$ 52,00	\$ 52,00
Platina sujeción tablero	ASTM A36	25,4x6,3x1200m m	U	0,25	\$ 14,50	\$ 3,63
Platina manija	ASTM A36	25,4x6,3x280mm	U	0,1	\$ 14,50	\$ 1,45
Plancha porta sellos	ASTM A36	400x280x2mm	mm2	1	\$ 4,24	\$ 4,24
Plancha Oreja Carga Tapa	ASTM A36	290x230x15,8m m	mm2	1	\$ 12,50	\$ 12,50
Lana Mineral De Roca	-	e=50mm	U	0,75	\$ 125,00	\$ 93,75
Concreto Refractario 1500°C	-	Sacos de 25Kg c/u	U	12	\$ 55,00	\$ 660,00
Suelda 6013 (1/8")	-	-	Kg	2	\$ 4,25	\$ 8,50
					PARCIAL N	\$ 1.457,31
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Transporte material	U	1	\$ 20,00	1	\$ 20,00	
					PARCIAL O	\$ 20,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	S.H.R B	RENDIMIEN O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Soldador	U	1	\$ 5,62	16	\$ 89,92	
Ayudante de soldador	U	1	\$ 2,81	10	\$ 28,10	
Tornero	U	1	\$ 4,06	3	\$ 12,18	
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	12	\$ 187,20	
					PARCIAL P	\$ 317,40
COSTOS TOTALES						
TOTAL, DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)						\$ 2.117,98
INDIRECTOS Y UTILIDAD					40%	\$ 847,19
COSTO TOTAL DEL ITEM						\$ 2.965,17

Tabla 33 Costos unitarios de la tapa posterior de la caldera.

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS						
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo					
EMPRESA:	ELECON					
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA					
ITEM:	6					
DESCRIPCIÓN:	Subconjunto Tapa Posterior Caldera					
COSTO TOTAL DEL ITEM:	\$ 2.159,88					
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	RENDIMIEN O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta Menor (Taladro,amoladora,brocas,dados,llaves,e tc)	U	5% M.O.			\$	11,01
Cortadora CNC Plasma	U	1	\$ 95,00	1	\$	95,00
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	0,25	\$	0,75
Baroladora	U	1	\$ 35,00	0,75	\$	26,25
Roladora	U	1	\$ 12,00	0,5	\$	6,00
Taladro Radial	U	1	\$ 10,00	1	\$	10,00
Torno Horizontal	U	1	\$ 12,00	1,5	\$	18,00
Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	8	\$	64,00
Montacargas 5t	U	1	\$ 30,00	0,5	\$	15,00
				PARCIAL M	\$	235,87
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U B	COSTO TOTAL D=A*B
Plancha Tapa Posterior	ASTM A36	D,1890x12,7mm	mm2	1	\$ 420,83	\$ 420,83
Plancha Barolada Tapa Posterior.	ASTM A36	D,1820x2mm	mm2	1	\$ 75,16	\$ 75,16
Plancha Bisagras Largas	ASTM A36	700x180x12,7m m	mm2	4	\$ 17,54	\$ 70,16
Plancha cobertor bisagras largas	ASTM A36	700x50x2mm	mm2	2	\$ 2,47	\$ 4,94
Eje para bujes de tapa frontal	AISI 1020	D 8,89x24,6cm	cm	24,6	\$ 0,72	\$ 17,71

Platina sujeción fibra cerámica	ASTM A36	50,8x9,5x5895	U	1	\$ 52,00	\$ 52,00
Platina manija	ASTM A36	25,4x6,3x280m m	U	0,1	\$ 14,50	\$ 1,45
Plancha Oreja Carga Tapa	ASTM A36	290x230x15,8m m	mm2	1	\$ 12,50	\$ 12,50
Lana Mineral De Roca	-	e=50mm	U	0,65	\$ 125,00	\$ 81,25
Manta de fibra Cerámica 1250°C	-	e=50mm	U	1	\$ 225,00	\$ 225,00
Suelda 6013 (1/8")	-	-	Kg	2	\$ 4,25	\$ 8,50
					PARCIAL N	\$ 969,50
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD D A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Transporte material	U	1	\$ 20,00	1	\$ 20,00	
					PARCIAL O	\$ 20,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD D A	S.H.R B	RENDIMIENT O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Soldador	U	1	\$ 5,62	16	\$ 89,92	
Ayudante de soldador	U	1	\$ 2,81	10	\$ 28,10	
Tornero	U	1	\$ 4,06	3	\$ 12,18	
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	12	\$ 187,20	
					PARCIAL P	\$ 317,40
COSTOS TOTALES						
TOTAL DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)						\$ 1.542,77
INDIRECTOS Y UTILIDAD					40%	\$ 617,11
COSTO TOTAL DEL ITEM						\$ 2.159,88

Tabla 34 Costos unitarios de las bisagras cortas de la caldera.

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS	
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo
EMPRESA:	ELECON

PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA					
ITEM:	7					
DESCRIPCIÓN:	Subconjuntos Bisagras Cortas					
COSTO TOTAL DEL ITEM:	\$ 668,30					
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta Menor (Taladro, amoladora, brocas, dados, llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 4,58	
Cortadora CNC Plasma	U	1	\$ 95,00	0,35	\$ 33,25	
Torno Horizontal	U	1	\$ 12,00	2	\$ 24,00	
Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	1	\$ 8,00	
PARCIAL M					\$ 69,83	
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD D A	PRECIO/U B	COSTO TOTAL D=A*B
Plancha placas bisagra corta	ASTM A36	700x250x12,7m m	mm2	4	\$ 28,01	\$ 112,04
Eje para bujes bisagra corta	AISI 1020	D 8,89x49,2cm	cm	49,2	\$ 0,72	\$ 35,42
Eje pasador	AISI 1020	D 5,08x264cm	U	264	\$ 0,45	\$ 118,80
Eje tope pasador	AISI 1020	D 7,6x6,6cm	U	6,6	\$ 0,65	\$ 4,29
Suelda 6011 (1/8")	-	-	Kg	0,5	\$ 4,25	\$ 2,13
Suelda 7018 (1/8")	-	-	Kg	0,5	\$ 4,40	\$ 2,20
Suelda 6013 (1/8")	-	-	Kg	0,5	\$ 4,25	\$ 2,13
PARCIAL N					\$ 277,00	
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Transporte material	U	1	\$ 5,00	1	\$ 5,00	
PARCIAL O					\$ 5,00	
MANO DE OBRA						

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	S.H.R B	RENDIMIENT O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Soldador	U	1	\$ 5,62	8	\$ 44,96
Ayudante de soldador	U	1	\$ 2,81	3	\$ 8,43
Tornero	U	1	\$ 4,06	2	\$ 8,12
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	4	\$ 62,40
				PARCIAL P	\$ 123,91
COSTOS TOTALES					
TOTAL DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)					\$ 477,36
INDIRECTOS Y UTILIDAD					40% \$ 190,94
COSTO TOTAL DEL ITEM					\$ 668,30

Tabla 35 Costos unitarios de las tapas internas de la caldera

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS					
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo				
EMPRESA:	ELECON				
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA				
ITEM:	8				
DESCRIPCIÓN:	Subconjunto Tapas Internas				
COSTO TOTAL DEL ITEM:	\$ 816,50				
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	RENDIMIENT O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta Menor (Taladro, amoladora, brocas, dados, llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 2,34
Cortadora CNC Plasma	U	1	\$ 95,00	0,2	\$ 19,00
Roladora	U	1	\$ 12,00	0,5	\$ 6,00
Torno Horizontal	U	1	\$ 12,00	3	\$ 36,00
Concreteira	U	1	\$ 5,00	0,5	\$ 2,50
Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	0,5	\$ 4,00

					PARCIAL M	\$ 69,84
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U B	COSTO TOTAL D=A*B
Plancha tapa choque Q.	SA-516 GR70	D, 686x19mm	mm2	1	\$ 93,63	\$ 93,63
Plancha tapa cámara C.	SA-516 GR70	D, 435x19mm	mm2	1	\$ 37,65	\$ 37,65
Plancha placas sujeción tapas	SA-516 GR70	120x70x15,8mm	mm2	8	\$ 1,97	\$ 15,76
Plancha Orejas carga	SA-516 GR70	60x60x12,7mm	mm2	2	\$ 0,63	\$ 1,26
Concreto Refractario 1700°C	-	Sacos de 25Kg c/u	U	2,5	\$ 68,50	\$ 171,25
Concreto Refractario 1500°C	-	Sacos de 25Kg c/u	U	2	\$ 55,00	\$ 110,00
Perno Cabeza. Hexagonal	SAE Gr,8	D.5/8"x2 1/2" UNC	U	8	\$ 0,95	\$ 7,60
Tuerca Hexagonal 5/8" UNC	-	-	U	8	\$ 0,45	\$ 3,60
Arandela Plana 5/8"	-	-	U	8	\$ 0,20	\$ 1,60
Suelda 7018 (1/8")	-	-	Kg	0,25	\$ 4,40	\$ 1,10
Suelda 6011 (1/8")	-	-	Kg	0,25	\$ 4,25	\$ 1,06
					PARCIAL N	\$ 444,51
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Trasporte material	U	1	\$ 5,00	1	\$ 5,00	
					PARCIAL O	\$ 5,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	S.H.R B	RENDIMIEN O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Soldador	U	1	\$ 5,62	3	\$ 16,86	
Ayudante de soldador	U	1	\$ 2,81	1	\$ 2,81	
Tornero	U	1	\$ 4,06	3	\$ 12,18	
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	2	\$ 31,20	
					PARCIAL P	\$ 63,05
COSTOS TOTALES						

TOTAL DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)		\$ 583,22
INDIRECTOS Y UTILIDAD	40%	\$ 233,29
COSTO TOTAL DEL ITEM		\$ 816,50

Tabla 36 Costos unitarios para el forrado de la caldera

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS						
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo					
EMPRESA:	ELECON					
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA					
ITEM:	9					
DESCRIPCIÓN:	Forrado De La Caldera					
COSTO TOTAL DEL ITEM:	\$ 3.737,99					
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	RENDIMIENT O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta Menor (Taladro, amoladora, brocas, dados, llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 17,61	
Cortadora CNC Laser	U	1	\$ 50,00	2	\$ 100,00	
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	1	\$ 3,00	
Plegadora Hidraulica	U	1	\$ 5,00	0,5	\$ 2,50	
Soldadora SMAW	U	1	\$ 8,00	1	\$ 8,00	
				PARCIAL M	\$ 131,11	
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U B	COSTO TOTAL D=A*B
Platina Soporte Manta C.	ASTM A36	25,4x6,3x6000m m	U	5	\$ 15,00	\$ 75,00
Platina Soporte Forro 1	ASTM A36	50,8x4,7x6000m m	U	3	\$ 25,00	\$ 75,00
Platina Soporte Forro 2	AISI 304	50,8x4,7x6000m m	U	2	\$ 45,00	\$ 90,00
Angulo Soporte Tapa Superior	ASTM A36	50,8x4,7x6000m m	U	2	\$ 31,00	\$ 62,00
Angulo Soporte Forro	ASTM A36	50,8x4,7x6000m m	U	2	\$ 31,00	\$ 62,00

Plancha tapa superior	ASTM A36	3940x600x2mm	U	1	\$ 16,31	\$ 16,31
Lana Mineral De Roca	-	e=50mm	U	3	\$ 125,00	\$ 375,00
Manta de fibra Cerámica 1250°C	-	e=50mm	U	3	\$ 225,00	\$ 675,00
Mortero	-	-	U	2	\$ 45,00	\$ 90,00
Plancha Forro Caldera	AISI 430	2440x1220x0,7m m	U	6	\$ 58,00	\$ 348,00
Remache Pop	-	-	U	200	\$ 0,03	\$ 6,00
					PARCIAL N	\$ 1.799,31
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Transporte material	U	1	\$ 10,00	1	\$ 10,00	
					PARCIAL O	\$ 10,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	S.H.R B	RENDIMIENT O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Operario mecánico	U	1	\$ 4,37	40	\$ 174,80	
Ayudante	U	2	\$ 2,81	40	\$ 224,80	
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	20	\$ 312,00	
					PARCIAL P	\$ 711,60
COSTOS TOTALES						
TOTAL DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)						\$ 2.669,99
INDIRECTOS Y UTILIDAD					40%	\$ 1.068,00
COSTO TOTAL DEL ITEM						\$ 3.737,99

Tabla 37 Costos unitarios para el pintado y sellado de la caldera

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS	
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo
EMPRESA:	ELECON

PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA					
ITEM:	10					
DESCRIPCIÓN:	Pintado Y Sellado De La Caldera					
COSTO TOTAL DEL ITEM:	\$ 914,42					
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD D A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta Menor (Taladro,amoladora,brocas,dados,llaves,etc)	U	5% M.O.			\$ 8,24	
Compresor	U	1	\$ 3,00	5	\$ 15,00	
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	0,5	\$ 1,50	
				PARCIAL M	\$ 24,74	
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORM A	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U B	COSTO TOTAL D=A*B
Fondo UNIPRIME	-	-	U	2	\$ 30,00	\$ 60,00
Pintura Negra	-	-	U	1	\$ 27,00	\$ 27,00
Pintura Verde	-	-	U	1	\$ 27,00	\$ 27,00
Disolvente	-	-	GL	4	\$ 8,00	\$ 32,00
Waipe	-	-	U	1	\$ 5,00	\$ 5,00
Cinta Fibra Vidrio	-	50,8x6,3mm	M	20	\$ 7,00	\$ 140,00
Empaques registros	-	-	U	5	\$ 4,00	\$ 20,00
Perno Cabeza Hexagonal	SAE Gr,8	7/8"x2 1/2" UNC	U	40	\$ 1,13	\$ 45,20
Perno Cabeza Hexagonal	SAE Gr,8	7/8"x3" UNC	U	40	\$ 1,22	\$ 48,80
Perno Cabeza Hexagonal	SAE Gr,8	5/8"x3" UNC	U	4	\$ 1,00	\$ 4,00
Perno Cabeza Hexagonal	SAE Gr,2	5/16"x1" UNC	U	8	\$ 0,06	\$ 0,48
Perno Cabeza Hexagonal	SAE Gr,2	1/2"x1 1/2" UNC	U	8	\$ 0,18	\$ 1,44
Tuerca Cabeza Hex. 7/8" UNC	-	-	U	40	\$ 0,45	\$ 18,00
Tuerca Cabeza Hex. 5/8" UNC	-	-	U	4	\$ 0,33	\$ 1,32
Tuerca Cabeza Hex. 5/16" UNC	-	-	U	8	\$ 0,07	\$ 0,56
Arandela De Plana 7/8"	-	-	U	40	\$ 0,20	\$ 8,00

Arandela De Plana 5/16"	-	-	U	8	\$ 0,05	\$ 0,40
Arandela De Plana 1/2"	-	-	U	8	\$ 0,08	\$ 0,64
Arandela De Plana 5/8"	-	-	U	8	\$ 0,15	\$ 1,20
Arandela Presión 7/8"	-	-	U	40	\$ 0,13	\$ 5,20
Arandela Presión 5/8"	-	-	U	4	\$ 0,10	\$ 0,40
					PARCIAL N	\$ 446,64
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Transporte material	U	1	\$ 15,00	1	\$ 15,00	
					PARCIAL O	\$ 15,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	S.H.R B	RENDIMIEN O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Operario mecánico	U	1	\$ 4,37	12	\$ 52,44	
Ayudante	U	2	\$ 2,81	12	\$ 67,44	
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	3	\$ 46,80	
					PARCIAL P	\$ 166,68
COSTOS TOTALES						
TOTAL DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)						\$ 653,15
INDIRECTOS Y UTILIDAD					40%	\$ 261,26
COSTO TOTAL DEL ITEM						\$ 914,42

Tabla 38 Costos unitarios de los equipos y accesorios para el armado final de la caldera

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS	
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo
EMPRESA:	ELECON
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA
ITEM:	11

DESCRIPCIÓN:	Equipos Y Accesorios De La Caldera					
COSTO TOTAL DEL ITEM:	\$ 21.338,93					
USO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD D A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta Menor (Taladro, amoladora, brocas, dados, llaves, etc)	U	5% M.O.			\$ 10,59	
Torno Horizontal	U	1	\$ 12,00	6	\$ 72,00	
Cortadora de disco	U	1	\$ 3,00	0,5	\$ 1,50	
				PARCIAL M	\$ 84,09	
MATERIALES PARA EL ARMADO						
DESCRIPCIÓN	NORMA / MODELO	MEDIDA	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U B	COSTO TOTAL D=A*B
Tubería 1" CED 40	ASTM A53	D.1"x6000mm	U	1	\$ 28,00	\$ 28,00
Tubería 1 1/4" CED 40	ASTM A53	D.1 1/4"x6000mm	U	1	\$ 33,00	\$ 33,00
Tubería 2" CED 40	ASTM A53	D.2"x6000mm	U	1	\$ 45,00	\$ 45,00
Tee - Clase 150	ASME B16.5	Diámetro 1"	U	5	\$ 1,45	\$ 7,25
Codo de 90° - Clase 150	ASME B16.5	Diámetro 1"	U	2	\$ 1,90	\$ 3,80
Cruz - Clase 150	ASME B16.5	Diámetro 1"	U	1	\$ 2,60	\$ 2,60
Bushing - Clase 150	ASME B16.5	D.1" a D. 1/2"	U	3	\$ 1,15	\$ 3,45
Neplo Cinturado 1"	ASME B16.5	Diámetro 1"	U	1	\$ 0,95	\$ 0,95
Nudo Universal 1"	ASME B16.5	Diámetro 1"	U	7	\$ 2,50	\$ 17,50
Codo de 90° - Clase 150	ASME B16.5	Diámetro 2"	U	2	\$ 2,20	\$ 4,40
Neplo Cinturado 2"	ASME B16.5	Diámetro 2"	U	2	\$ 1,35	\$ 2,70
Nudo Universal 2"	ASME B16.5	Diámetro 2"	U	3	\$ 4,16	\$ 12,48
Tee - Clase 150	ASME B16.5	Diámetro 2"	U	3	\$ 2,20	\$ 6,60
Bushing - Clase 150	ASME B16.5	D.1/2" a D. 1/4"	U	3	\$ 0,95	\$ 2,85
Tapón macho 1"	ASME B16.5	Diámetro 1"	U	2	\$ 1,20	\$ 2,40
Válvula de bola 1"	AISI 304	Diámetro 1"	U	2	\$ 12,00	\$ 24,00
Válvula de globo brid. 3"	BSA1T	Diámetro 3"	U	1	\$ 450,00	\$ 450,00
Válvula de globo rosc. 2"	BSA1T	Diámetro 2"	U	1	\$ 330,00	\$ 330,00
Válvula de seguridad 1"	SV 615	Diámetro 1"	U	2	\$ 125,00	\$ 250,00

Válvula Water Gate	AISI 304	Diámetro 1/2"	U	2	\$ 11,00	\$ 22,00
Trampa para vapor	ASTM A53	Diámetro 1/4"	U	3	\$ 9,00	\$ 27,00
Manómetro 3" conex. 1/4"	Winter	-	U	1	\$ 28,00	\$ 28,00
Presostato De Trabajo	Honywell	-	U	1	\$ 180,00	\$ 180,00
Presostato De Seguridad	Honywell	-	U	1	\$ 180,00	\$ 180,00
Tubo pirex		D. 1/2"x12"	U	1	\$ 120,00	\$ 120,00
Control de nivel de agua	157-S	-	U	1	\$ 690,00	\$ 690,00
Bomba de Agua	Turbi 15T	-	U	1	\$ 2.800,00	\$ 2.700,00
Quemador Baltur	TBL-130P	-	U	1	\$ 6.200,00	\$ 5.900,00
Tablero Eléctrico	-	-	U	1	\$ 550,00	\$ 550,00
Accesorios Eléctrico	-	-	U	1	\$ 150,00	\$ 150,00
Tanque Condensado	-	-	U	1	\$ 2.000,00	\$ 2.000,00
					PARCIAL N	\$ 13.773,98
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	TARIFA HORA B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Transporte material	U	1	\$ 20,00	1	\$ 20,00	
					PARCIAL O	\$ 20,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDA D A	S.H.R B	RENDIMIENT O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Ayudante Mecánico	U	1	\$ 2,81	16	\$ 44,96	
Ayudante Eléctrico	U	1	\$ 2,81	8	\$ 22,48	
Tornero	U	1	\$ 4,06	6	\$ 24,36	
Ingeniero Mecánico	U	1	\$ 15,60	16	\$ 249,60	
Ingeniero Eléctrico	U	1	\$ 15,60	24	\$ 374,40	
					PARCIAL P	\$ 341,40
COSTOS TOTALES						
TOTAL DE COSTOS PARCIALES (M+N+O+P)						\$ 14.225,95
INDIRECTOS Y UTILIDAD					50%	\$ 7.112,98
COSTO TOTAL DEL ITEM						\$ 21.338,93

Tabla 39 Análisis de costos totales de la caldera de 100BHP

MATRIZ DE COSTOS UNITARIOS				
ELABORADO POR:	Pablo Santiago Campoverde Carrillo			
EMPRESA:	ELECON			
PROYECTO:	CALDERA 100 BHP PIRO TUBULAR ESPALDA HUMEDA			
N° ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	P. UNITARIO	P. TOTAL
1	Subconjunto Tanque Presión	1	\$ 29.489,45	\$ 29.489,45
2	Subconjuntos Cámara Q. Y Cámara P.	1	\$ 1.796,40	\$ 1.796,40
3	Subconjunto Base Caldera	1	\$ 1.290,94	\$ 1.290,94
4	Subconjunto Corona Caldera	1	\$ 744,37	\$ 744,37
5	Subconjunto Tapa Frontal Caldera	1	\$ 2.965,17	\$ 2.965,17
6	Subconjunto Tapa Posterior Caldera	1	\$ 2.159,88	\$ 2.159,88
7	Subconjuntos Bisagras Cortas	1	\$ 668,30	\$ 668,30
8	Subconjunto Tapas Internas	1	\$ 816,50	\$ 816,50
9	Forrado De La Caldera	1	\$ 3.737,99	\$ 3.737,99
10	Pintado Y Sellado De La Caldera	1	\$ 914,42	\$ 914,42
11	Equipos Y Accesorios De La Caldera	1	\$ 21.338,93	\$ 21.338,93
COSTO TOTAL:				\$ 65.922,35

Como se puede apreciar en la tabla 35, el costo total de la caldera piro tubular espalda húmeda de 100BHP de potencia es de \$65.922.36. El desarrollo de este análisis, es de gran importancia ya que se determina el costo real para la construcción de la caldera en su totalidad. En la Tabla 35, se muestra una comparación entre la caldera diseñada frente a una caldera de semejantes características de la marca YORK SHIPLEY GLOBAL, de procedencia americana.

Tabla 40 Comparación de costos de calderas de 100BHP espalda húmeda.

CALDERAS 100 BHP PIRO TUBULAR DE 3 PASOS Y ESPALDA HUMEDA	
MARCA	COSTO (sin IVA)
Caldera marca ELECON	\$65.922.36 usd
Caldera marca YORK SHIPLEY	\$94.700.00 usd

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1. Conclusiones

Se revisaron las características técnicas y normativas de construcción de los generadores de vapor peritubulares de espalda húmeda y se evidenció que es posible realizar el dimensionamiento de la caldera siguiendo los lineamientos establecidos por la norma ASME Sección I y se pudo establecer con claridad las características operativas, partes y el funcionamiento para la caldera de espalda húmeda. De igual manera, con base a la revisión bibliográfica de la norma ASME, se establece que para el diseño y construcción de las calderas se debe de seguir todos los lineamientos establecidos en la Sección I de la norma, mientras que, para el control de calidad, exámenes y pruebas a realizar durante la construcción de la caldera, se deben de cumplir todos los parámetros de aceptación que se establecen en la Sección V de la norma.

Se realizó el diseño térmico del generador de vapor cumpliendo con los requerimientos que exige la norma ASME en cuanto a la superficie de calentamiento y las temperaturas máximas que alcanzaran las partes internas para la selección de los materiales con los que construyeron las partes de la que estarán sometidas a altas temperaturas y presiones. Asimismo, con la obtención de las temperaturas a la cual estarán sometidas la cámara del quemador y la cámara posterior de la caldera, se realizó el dimensionamiento para la parte del aislamiento térmico para garantizar una mínima pérdida de energía. Para el diseño mecánico, se realizaron cálculos para verificar los espesores mínimos y los materiales de fabricación cumpliendo con la normativa para las partes de la caldera que estarán sometidas a presiones y temperaturas elevadas. También, los materiales que se seleccionaron para la construcción de las partes de la caldera, se pueden encontrar en el mercado nacional. Se realizó el diseño de las juntas soldadas y expandidas conforme a la norma ASME, en donde la norma indica que todas las juntas soldadas deben de garantizar una penetración completa. De igual manera, el haz de tubos de la caldera, serán expandidos y abocinados conforme a las indicaciones establecidas por la norma.

Al realizar el estudio de los costos unitarios de la caldera, se comprobó que es posible fabricar la caldera de 100BHP de espalda húmeda con los mismos estándares de calidad de una caldera importada, pero con una diferencia en su costo de aproximadamente \$28.000,00. Por último, todos

los materiales y accesorios con los que se construirán y armaran a la caldera, se pueden encontrar dentro del mercado nacional. Por este motivo, la fabricación de esta caldera es viable.

5.2. Recomendaciones

- Se recomienda a la empresa ELECON seguir todos los lineamientos establecidos en la Norma ASME para el control de calidad y supervisión de la fabricación del generador de vapor de 100BHP.
- Es importante adquirir las válvulas de seguridad y los controles de presión a los fabricantes de marcas reconocidas, puesto que, hoy en día existe varias marcas para estos productos, pero no todas cumplen con los requisitos de pruebas y certificaciones que establece la normativa ASME.
- Para futuros proyectos de titulación, se recomienda realizar la simulación completa de la transferencia de calor dentro del generador de vapor partiendo de las dimensiones y los datos que se obtuvieron en este proyecto.
- Se recomienda para futuros proyectos de titulación, crear un software para automatizar el proceso del cálculo para el dimensionamiento de generadores de vapor de espalda húmeda, de esta manera se agilizará todo el procedimiento para el diseño de los generadores de vapor de diferentes potencias.

6. Bibliografía

- ACHS. (2021). *Descripciones de calderas y generadores de vapor*. https://www.achs.cl/portal/trabajadores/Capacitacion/CentrodeFichas/Paginas/Descripciones_de_calderas_y_generadores_de_vapor.aspx
- ACR. (2021). *Si el mercado crece, las calderas crecen | ACR Latinoamérica*. <https://www.acrlatinoamerica.com/201102283975/articulos/aire-acondicionado-y-ventilacion/si-el-mercado-crece-las-calderas-crecen.html>
- Alvarez Cevallos, I. A. (2014). *Diseño del sistema de distribución de vapor en el hospital León Becerra de Guayaquil*. <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/13427>
- amajón-Reyes, C. H., & Mojicar-Caballero, S. (2016). Análisis de fallos: el caso de calderas pirotubulares y su impacto ambiental. *Ciencia en su PC*, 2, 34–43.
- APLITÉRMICA. (2021). *Mantas de Fibra Cerámica—Fibra Cerámica—Aplitérmica—Soluciones y servicios para aislaciones térmicas y acústicas*. <https://www.aplitemica.com/productos/fibra-ceramica/mantas-de-fibra-ceramica>
- Arroyo-Vinueza, J. S., & Reina-Guzmán, W. S. (2016). Aprovechamiento del recurso biomasa a partir de los desechos de madera para una caldera de vapor. *Ingenius. Revista de Ciencia y Tecnología*, 16, 20–29.
- ASME. (2019). *ASME Issues the 2019 Edition of the Boiler and Pressure Vessel Code*. <https://www.asme.org/about-asme/media-inquiries/Press-Releases/ASME-Issues-the-2019-Edition-of-the-Boiler-and-Pre>
- Bahamondes, P. A., & Oswald, W. D. (2021). *Descripción de Calderas y Generadores de Vapor*. 26.
- Barrera Puigdollers, M. C., Betoret Valls, N., Castelló Gómez, M. L., & Pérez Esteve, E. (2018). *Aspectos básicos relacionados con el funcionamiento de una caldera*. <https://riunet.upv.es/handle/10251/104064>
- Brizuela, E., & Romano, S. (2003). *Combustión. 1 ra Parte. Dr. Ing. E. Brizuela Dra. Ing. S. D. Romano—PDF Free Download*. <https://docplayer.es/28972072-67-30-combustion-1-ra-parte-dr-ing-e-brizuela-dra-ing-s-d-romano.html>

- Cacua-Madero, K. P., & Herrera-Múnera, B. A. (2013). Revisión de la combustión con aire enriquecido con oxígeno como estrategia para incrementar la eficiencia energética. *Ingeniería y Universidad*, 17(2), 463–482.
- Çengel, Y. A. (2012). *TERMODINAMICA*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
- Chopade, M. M. (2018). Thermal Design of Economizer for Waste Heat Recovery Boiler (WHB). *International Journal of Engineering Research & Technology*, 7(10). <https://www.ijert.org/research/thermal-design-of-economizer-for-waste-heat-recovery-boiler-whb-IJERTV7IS100037.pdf>, <https://www.ijert.org/thermal-design-of-economizer-for-waste-heat-recovery-boiler-whb>
- CONCRAX-1300.pdf*. (s/f). Recuperado el 6 de noviembre de 2021, de <https://www.gamma.com.co/wp-content/uploads/2018/05/CONCRAX-1300.pdf>
- Connor, N. (2019, septiembre 30). *¿Qué es el factor de fricción de Darcy? Definición*. Thermal Engineering. <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-factor-de-friccion-de-darcy-definicion/>
- Cruz, A. V., Cordero, L. A., & González, A. P. (2014). Evaluación energética de los generadores de vapor F1-2 y BH-109 de una refinería Cubana de petróleo. *Publicaciones e Investigación*, 8, 89–96. <https://doi.org/10.22490/25394088.1291>
- Cuzco Cantos, J. E., & Domínguez Ochoa, J. M. (2019). *Diseño, construcción e implementación de un horno de curado para pintura electrostática*. <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/17619>
- ECOCARBON, & Universidad Pontificia Bolivariana (Eds.). (1998). *Calderas a Carbón*. Editorial Universidad Pontificia Bolivariana.
- Electro Industria. (2021). *Revista ElectroIndustria—Control de nivel de agua en calderas McDonnell & Miller*. <http://www.emb.cl/electroindustria/noticia.mvc?nid=20140911w27&ni=>
- Energy Management Agency. (2013). Guía básica de calderas industriales eficientes (2013). *FENERCOM*. <https://www.fenercom.com/publicacion/guia-basica-de-calderas-industriales-eficientes-2013/>
- Galvis Rizo, C. A. (2008). Optimización del sistema de generación de vapor de la empresa Incauca S.A. *instname:Universidad Autónoma de Occidente*. <http://hdl.handle.net/10614/6105>

- Garrido, S. G. (2010). *Organización y gestión integral de mantenimiento*. Ediciones Díaz de Santos.
- González, C. A. Q., Torres, W. E. A., Valeriano, M. A. O., & Roncal, R. E. V. (2012). Comparación de costos de producción conjunta de electricidad y calor usando gas natural y glicerol. *Revista de Investigación de Física*, 15(01), 1–7. <https://doi.org/10.15381/rif.v15i01.8695>
- Izurieta Sisalema, M. H. (2016). *Diseño y simulación del sistema de distribución de vapor de agua para el proceso de producción de la empresa Industrial Textiles Tornasol Cía. Ltda.* <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/13112>
- Jara, R., & Marcelo, R. (2005). *Estudio de la conversión de una caldera a combustible sólido por gas natural y un plan de mejora y mantenimiento de las instalaciones.* <https://repositorio.usm.cl/handle/11673/48324>
- J.C.ELICER. (2018). *Elementos de combustión*. Recuperado de https://www.u-cursos.cl/ingenieria/2011/1/ME53A/1/material_docente/bajar?id_material=343259
- Jiménez Borges, R. (2016). Método para la evaluación de la eficiencia e impacto ambiental de un generador de vapor. *Ingeniería Energética*, 37.
- Lapido Rodríguez, M. J. Vidal Moya, D. A. y Madrigal Monzón, J. A. (2015). *Funcionamiento y pérdidas en calderas pirotubulares* (Vol. 1). Universo Sur. <https://bibliotecas.ups.edu.ec:3488/es/lc/bibliotecaups/titulos/171685>.
- Larios, H. (2011). *Diseño del plan de mantenimiento preventivo del área de calderas del hospital nacional santa elena de santa cruz del quiché, el Quiché - PDF Descargar libre.* <https://docplayer.es/9857505-Diseno-del-plan-de-mantenimiento-preventivo-del-area-de-calderas-del-hospital-nacional-santa-elena-de-santa-cruz-del-quiche-el-quiche.html>
- Lostanau, L. M. (2007). Calderas y Turbinas de Vapor para la Generación de Energía Eléctrica. *Electrónica - UNMSM*, 19, 18–26.
- Machado, L. (2020). *Selección y Aplicaciones Industriales de Bombas. Selection and Industrial Applications of Pumps. Seleçãõ e aplicações industriais de bombas—PDF Descargar libre.* <https://docplayer.es/200502245-Seleccion-y-aplicaciones-industriales-de-bombas-selection-and-industrial-applications-of-pumps-selecao-e-aplicacoes-industriais-de-bombas.html>
- Maldonado, L., Salvatierra, H., & Flores, M. (2017). Caldera industrial de 15 HP como módulo didáctico en el ITSSB de la ciudad de Guayaquil. *Memorias del tercer Congreso Internacional de Ciencias Pedagógicas: Por una educación inclusiva: con todos y para el*

bien de todos, 2017, ISBN 978-9942-17-027-9, págs. 867-889, 867-889.
<https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=7210659>

Mediaceja, Y. R., Alfonso, H. L. L., Escalona, A. A. S., Camaraza-Medina, Y., Corrales, M. F. S., Urgelles, M. L., & Leyva, E. G. (2020). Análisis termoenergético del sistema de generación de vapor de una central térmica de 49 MW. *Enfoque UTE*, 11(3), 87-101.

Miranda, R. (2018). *Calderas: clasificación, usos y mecanismos de transferencia de calor*.

Molina Campaña, E. D., & Núñez Cevallos, E. A. (2021). *Diseño y construcción de un sistema de alimentación de biomasa mediante control electro-mecánico para el abastecimiento del hogar de una caldera pirotubular horizontal de 300 BHP*.
<http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/20709>

Muñoz Chalén, Á. I., & Menéndez Chávez, J. A. (2021). *Manejo de las calderas industriales y su impacto en el medio ambiente en la ciudad de Guayaquil*.
<http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/19836>

Pando, P., Magaña, H., Valverde, S., & Pelaez, A. (2020). *Afectación de variables operativas en el consumo de combustible de una caldera*. <https://1library.co/document/q769k8ry-afectacion-de-variables-operativas-consumo-combustible-una-caldera.html>

Powermaster S.A. (2021). *Powermaster » Powermaster WB-A2-3P-HW*.
<https://www.powermaster.com.mx/p/p-wb-a2-3p-hw/>

Punina Guerrero, D. J., & Arcos Robayo, J. R. (2014). *Diseño, construcción e instalación de un generador de vapor para el Laboratorio de Transferencia de Calor*.
<http://dspace.esoeh.edu.ec/handle/123456789/3695>

Restrepo Colón, N. A. (2021). *Diseño de un intercambiador de calor (Economizador) para una caldera pirotubular de 300BHP*. <http://bibliotecadigital.udea.edu.co/handle/10495/19758>

Rivera, A. del P. F., Jiménez, F. M. R., Santaella, J. R. B., & Rubio, J. C. C. (2020). Modelo matemático de una cámara de combustión de una caldera pirotubular utilizando la herramienta matlab-simulink. *Matéria (Rio de Janeiro)*, 25. <https://doi.org/10.1590/S1517-707620200003.1112>

Rodríguez, J. T. (2012). Efecto que se obtiene en la industria con la automatización del sistema de aire comprimido. *Yachana Revista Científica*, 1(1), Article 1.
<https://doi.org/10.1234/y.ch.v1i1.174>

- Rubio Ramirez, C., Martheyn Lizarazo, G., Bermúdez Santaella, J., & Vera Duarte, E. (2016). Determinación de la emisividad de llama y el calor de radiación por combustión en el hogar de una caldera. *Ingenium*, 10(28), 27. <https://doi.org/10.21774/ing.v10i28.652>
- Rubio Ramirez, C. R., Martheyn Lizarazo, G. A., Bermúdez Santaella, J. R., & Vera Duarte, L. E. (2016). Modelo matemático de la transferencia de calor en el hogar de una caldera pirotubular. *Scientia et technica*, 21(4), 302. <https://doi.org/10.22517/23447214.13091>
- Sanmartin Quizhpi, J. J., & Quezada Tocto, M. P. (2014). *Propuesta de un sistema de gestión para el mantenimiento de la empresa Cerámica Andina C.A.* <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/8944>
- Sanz, J. G., CALCEDO, Rodriguez, F. L., & Blazquez, F. C. (2011). Eficiencia de una caldera de biomasa en un centro hospitalario. *DYNA*, 86(3), 343–349. <https://doi.org/10.6036/3874>
- Sanz, M., & Patiño, R. (2018). *Manual práctico del operador de calderas industriales 2.ª edición*. Ediciones Paraninfo, S.A.
- Sepulveda, D. L. S., & Ramírez, J. R. (2011). Condiciones de seguridad en calderas de vapor de empresas afiliadas a una administradora de riesgos profesionales en Antioquia, 2009. *Revista Facultad Nacional de Salud Pública*, 29(2), 145–152.
- Shah, R. K., & Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.
- Sierterm UEM. (2021). Inquemados. *Sierterm UEM | Terminología trilingüe*. <https://sierterm.es/content/inquemados/>
- Sols, A. (2000). *Fiabilidad, mantenibilidad, efectividad: Un enfoque sistémico*. Univ Pontifica Comillas.
- Spirax Sarco* (2021). *Isolation valve overview*. Recuperado el 21 de noviembre de 2021, de https://content.spiraxsarco.com/-/media/spiraxsarco/international/documents/en/sb/isolation_valve_overview-sb-f05-03-en.ashx?rev=d5b3f5bb76e04737a2e00ba4e0f2e6fa
- Tablas DE Propiedades—Transferencia de Calor*. (s/f). StuDocu. Recuperado el 2 de noviembre de 2021, de <https://www.studocu.com/ec/document/universidad-de-guayaquil/transferencia-de-calor/tablas-de-propiedades-transferencia-de-calor/14940948>
- TESTO. (2021). *Rendimiento de la combustión | Academia Testo*. <https://www.academiatesto.com.ar/cms/rendimiento-de-la-combustion>

VAXA Soft. (2021). *VaxaSoftware*. <http://www.vaxasoftware.com/indexes.html>

Villaflor, G., Morales, G. V., & Velasco, J. (2008). Variables Significativas del Proceso de Combustión del Gas Natural. *Información tecnológica*, 19(4), 57–62. <https://doi.org/10.4067/S0718-07642008000400008>

VYC Industrial. (2021). *Calderas de vapor para industria alimentaria* | VYC Industrial. <https://vycindustrial.com/caldera-vapor-industria-alimenticia/>

Zevallos, V. (2021). *Manser Ingenieros Curso1 2012* [PDF|TXT]. <https://pdfcookie.com/documents/manser-ingenieros-curso1-2012-j2678djmdw14>

7. Anexos

Anexo 1. Ficha técnica del control de nivel de agua

Boiler Controls

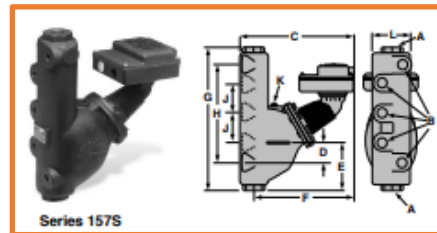
McDonnell & Miller
a xylem brand

Low Water Cut-Offs – Mechanical For Steam Boilers

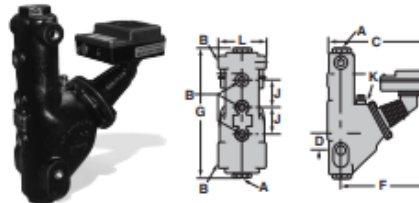
Series 157S

Low Water Cut-Off/Pump Controllers

- For residential, commercial and industrial low or high pressure boiler applications
- For boilers of any steaming capacity
- Monel bellows provides corrosion resistance
- Float chamber with integral water column provided
- Snap action for high temperature service
 - 1 Single pole, single throw switch for pump control
 - 1 Single pole, double throw switch for low water cut-off and alarm actuation
- Optional features
 - Manual reset
 - Integral conductance probes for additional levels and greater operating differential-Model 157S-RBP-MD
 - 1" or 1 1/4" NPT equalizing tappings
 - 1/2" or 3/4" NPT tappings for gauge glass/tri-cock installations
 - BSPT threads
- Maximum pressure 150 psi (10.5 kg/cm²)



Series 157S



Model 157S-R

Boiler Controls

Model 157S-MD

Maximum differential operation

- Prevents nuisance burner shutdowns in low pressure applications operating less than 50 psi (3.5 kg/cm²)
- For additional information see page 46

Electrical Ratings

Voltage	Cut-off and Pump Circuits Rating (Amperes)		Pilot Duty
	Full Load	Locked Rotor	
120 VAC	7.4	44.4	345 VA at 120 or 240 VAC
240 VAC	3.7	22.2	

Alarm Circuit Rating (Amperes)	
Voltage	Amps
120 VAC	1
240 VAC	1/2

Dimensions, in. (mm)

Model	A NPT	B NPT	C	D	E	F	G	H	J	K NPT	L
157S	1	1/2	13 3/8 (339)	2 5/8 (59)	4 15/8 (125)	11 1/2 (298)	16 (406)	11 1/2 (292)	3 1/2 (89)	3/4	5 7/8 (149)
157S-A	1 1/4	3/4	13 3/8 (339)	2 3/8 (59)	4 15/8 (125)	11 1/2 (298)	16 (406)	11 1/2 (292)	3 1/2 (89)	3/4	5 7/8 (149)
157S-R	1	1/2	13 3/8 (339)	2 1/4 (57)	5 1/8 (149)	11 1/2 (298)	17 (432)	11 1/2 (292)	3 1/2 (89)	3/4	6 1/4 (159)
157S-RL	1 1/4	1/2	13 3/8 (345)	3 1/2 (89)	5 7/8 (149)	11 1/2 (298)	17 (432)	12 1/2 (324)	3 1/2 (89)	3/4	6 1/4 (159)

Ordering Information

Model Number	Part Number	Description	Weight lbs. (kg)
157S	173502	150S low water cut-off w/water column	39.7 (18.0)
157S-MD	173603	157S w/maximum differential	39.7 (18.0)
157S-A	173702	157S w/alternate tappings	39.5 (17.9)
157S-A-M	172811	157S-A w/manual reset	39.5 (17.9)
157S-M	172812	157S w/manual reset	39.7 (18.0)
157S-M-MD	172813	157S-M w/maximum differential	39.7 (18.0)
157S-R	176220	157S w/alternate tappings	42.0 (19.0)
157S-R-M	172817	157S-R w/manual reset	42.0 (19.0)
157S-RBP-MD	176503	157S w/2 integral conductance probes	51.0 (23.1)
157S-RL	176902	157S w/alternate tappings	42.0 (19.0)
157S-RL-M	172815	157S-RL w/manual reset	42.0 (19.0)

Nota: Tomado de <https://www.venamet.com/wp-content/uploads/2019/07/157s.pdf>

Anexo 2. Ficha técnica de presostato de trabajo

Honeywell

L404F,T,V PressureTrol® Controllers

PRODUCT DATA



FEATURES

- Models available in a series of control ranges, and pressure scales in kPa and psi.
- All models automatically reset and have an adjustable differential.
- Models have snap switch to open or close a circuit on a pressure rise.
- Case has a clear plastic cover so setpoints can be observed.
- 1/4 inch—18 NPT connection for pipe on diaphragm assembly.
- Ground screw terminal.

L404F:

- Controllers may be used with steam, air, or noncombustible gases, or fluids noncorrosive to the pressure sensing element.

L404T:

- High pressure limits, break a circuit on oil pressure rise above setpoint.

L404V:

- Low pressure limits, makes a circuit on oil pressure rise above setpoint.

APPLICATION

L404F PressureTrol® Controllers provide operating control with automatic limit protection for pressure systems of up to 2070 kPa, or 300 psi.

L404T,V PressureTrol® Controllers are for use on oil burner systems for pressures up to 1035 kPa or 150 psi.

Model Number	Operating Ranges		Subtractive Differential ^a		Maximum Diaphragm pressure	
	kPa	psi	kPa	psi	kPa	psi
L404F1060	15 to 100	2 to 15	15 to 40	2 to 6	170	25
L404F1078	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404F1094	140 to 2070	20 to 300	140 to 345	20 to 50	2410	350 ^b
L404F1102	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404F1219 ^c	15 to 100	2 to 15	15 to 40	2 to 6	170	25
L404F1243 ^c	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404F1227 ^c	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404F1235 ^c	140 to 2070	20 to 300	140 to 345	20 to 50	2410	350 ^b
L404F1300 ^c	415 to 1240	60 to 180	40 fixed	6.0 Fixed	1550	225
L404F1326	0 to 100	0 to 15	15 to 40	2 to 6	170	25
L404F1334	0 to 350	0 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404F1342	35 to 1000	5 to 145	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404F1359	70 to 2000	10 to 290	140 to 345	20 to 50	2410	350 ^b
L404F1367	7 to 55	1 to 8	5 to 14	0.75 to 2	170	25
L404F1375 ^d	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404F1383 ^d	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404F1391 ^d	140 to 2070	20 to 300	140 to 345	20 to 50	2410	350 ^b
L404F1409 ^d	15 to 100	2 to 15	15 to 40	2 to 6	170	25
L404T1055	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404T1063	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404V1087 ^d	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404V1095 ^d	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85

Nota: Tomado de <https://www.venamet.com/wp-content/uploads/2019/07/L404F1078.pdf>

L4079A,B,W PressureTrol® Limit Control

PRODUCT DATA



FEATURES

- L4079A has two ganged spst switches; breaks two circuits (may be both sides of the power supply) simultaneously.
- L4079B has one spst switch.
- L4079W is the same as L4079B, but with seals for oil applications.
- MICRO SWITCH® snap-acting switches are visible through transparent cover.
- Switches open automatically, but must be reset manually.
- Trip-free reset mechanisms do not permit the limiting role of the PressureTrol® Control to be defeated by jamming the reset lever.
- Control does not need leveling.
- The L4079 is unaffected by moderate vibration.

APPLICATION

The L4079A,B, and W PressureTrol® Limit Controls are high pressure limit switches which break electrical circuits when pressure rises to a preset value.

The L4079A and B can be used with steam, air, noncombustible gases, and fluids noncorrosive to the sensing element.

SPECIFICATIONS

Models: Pressure and Electrical Specifications: See Table 1.

Table 1. Pressure and Electrical Ratings.

Model Number	Range		Maximum Diaphragm Pressure		Ratings in Amperes			
					120 Vac		240 Vac	
	psi	kPa	psi	kPa	Full Load	Locked Rotor	Full Load	Locked Rotor
L4079A ^a and L4079B ^b	2 to 15	15 to 100	25	170	9.8	58.8	4.9	29.4
	5 to 50	35 to 350	85	590	9.8	58.8	4.9	29.4
	10 to 150	70 to 1035	225	1550	9.8	58.8	4.9	29.4
L4079B1066 ^b	20 to 300	140 to 2070	350	2410	9.8	58.8	4.9	29.4
L4079W1000 ^b	10 to 150	70 to 1035	225	1550	9.8	58.8	4.9	29.4

^a Ratings apply to each of two separate circuits.

^b One circuit only.

Nota: Tomado de <https://www.venamet.com/wp-content/uploads/2019/07/L4079B1041.pdf>

Anexo 4. Ficha técnica de manómetro

Manómetro Premium PFP



Nota: La normativa ROHS es aplicable solamente a los interiores de acero inoxidable

Descripción & Características:

- Carcasa con glicerina que protege de la vibración y de la pulsación
- Aro bayoneta
- Alta precisión
- Conexión inferior, posterior o montaje en panel
- Stop para la sobre carga y la carga baja
- Tapón de ventilación para carátulas de 2.5" a 4.5" de acero inoxidable, para carátulas de 4.5" de montaje inferior en latón y para carátulas de 4" de acero inoxidable con montaje posterior
- Partes de acero inoxidable o partes húmedas de latón
- Tornillo restrictor estándar en la escala dual (opcional para escala única)
- Disponible carcasa en seco
- Cumple con la normativa ASME B40.100 (disponible EN837-1)
- Registrado en CRN
- 5 años de garantía

Aplicaciones:

- Para exteriores y condiciones ambientales y de procesos severas
- Utilizable en aplicaciones donde hay altas vibraciones y pulsaciones
- Equipamiento hidráulico, lavadoras a presión, equipamiento para maquinarias de petróleo, bombas, compresores y procesos de sistemas

Especificaciones	Interior de Acero Inoxidable	Interior de Latón
Carátula	Aluminio blanco con escritura roja y negra	Aluminio blanco con escritura roja y negra
Carcasa	Acero inoxidable AISI 304	Acero inoxidable AISI 304
Lente	Polycarbonato, Presión alta y HP vidrio de seguridad templado	Polycarbonato
Aro	Acero inoxidable AISI 304	Acero inoxidable AISI 304
Zócalo	Acero inoxidable 316L, 2.5" (63mm) a 4.5" (115mm): Zócalo soldado una sola pieza	Latón OT 58
Conexión	1/4" NPT o 1/2" NPT estándar, 2.5" (63mm): 1/4" solamente NPT, Presión alta : 1/2" BSP(G) o 9/16" (HP o HP autoclave con glándula)	1/4" NPT o 1/2" NPT estándar
Tubo Bourdon	Acero inoxidable 316L	Bronce fosforoso
Movimiento	Acero inoxidable 304 (stop para la carga baja y para la sobrecarga de 4" a 6")	Latón OT 59 (stop para la carga baja y la sobrecarga de 4")
Aguja	2.5" (63mm): aluminio anodizado negro, 4" (100mm), 4.5" (115mm), 6" (150mm): aluminio anodizado negro, micrómetro ajustable	4" (100mm), 4.5" (115mm): Aluminio anodizado negro
Soldadura	Zócalo soldado a la carcasa con laser	Aleación en plata
Líquido de Relleno	Glicerina	Glicerina
Límite de Sobrepresión	25% para presión hasta 1,450 psi (9,998 kPa), 15% para presión de más de 1,40 psi (9,998 kPa)	25% para presión hasta 1,450 psi (9,998 kPa), 15% para presión de más de 1,40 psi (9,998 kPa)
Junta del Zócalo	2.5" (63mm), 4" (100mm), 4.5" (115mm): Soldado (sin zócalo), 6" (150mm): Buna N para el sello del zócalo interno de dos piezas	4" (100mm), 4.5" (115mm): Buna N para el sello del zócalo interno de dos piezas
Tapón	Buna N (opción de goma de silicona)	Buna N (opción de goma de silicona)
Sello del Lente	Buna N (opción de goma de silicona)	Buna N (opción de goma de silicona)
Presión Operativa	Máximo 75% del valor de escala	Máximo 75% del valor de escala
Temperatura Ambiente	Seco: -40°F hasta 250°F (-40°C hasta 120°C) Relleno de Glicerina: -4°F hasta 150°F (-20° hasta 65°C)	Seco: -40°F hasta 250°F (-40°C hasta 120°C) Relleno de Glicerina: -4°F hasta 150°F (-20° hasta 65°C)
Temperatura de Procesos	Seco: -40°F hasta 250°F (-40°C hasta 120°C)	Seco: -40°F hasta 250°F (-40°C hasta 120°C)
Exactitud	2.5" (63mm): ±1.5% de fondo de escala completo 4" (100mm), 4.5" (115mm), 6" (150mm): ±1% ANSI/ASME Grado 1A	4" (100mm), 4.5" (115mm): ±1% ANSI/ASME Grado 1A
Índice de Protección	NEMA 4X/IP68, EN60529-1 (IEC529-1)	NEMA 4X/IP68, EN60529-1 (IEC529-1)
Precaución (solo para termopozos de latón)	N/A	<p>⚠ PRECAUCIÓN: El uso de este producto lo expone a diversos elementos químicos incluyendo el plomo, reconocido por el estado de California como posible causante de cáncer, defectos de nacimiento o daños en el sistema reproductivo. Para más información dirigirse a www.P65Warnings.ca.gov</p>

WINTERS INSTRUMENTS

Tel: 1-800-WINTERS / www.winters.com

Nota: Tomado de http://winters.com/PDF/PFP_sp.pdf

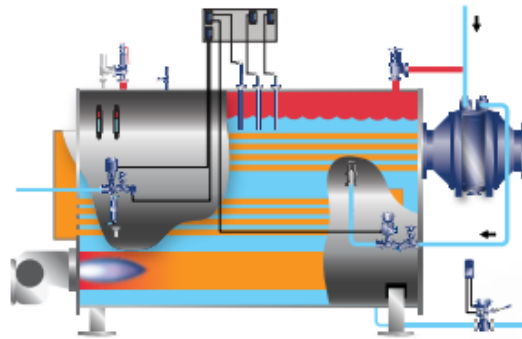
Anexo 5. Ficha técnica de válvula de seguridad

s a f e t y v a l v e s o v e r v i e w

SV615

Suitable for the protection of steam or hot water boilers, generators, vessels, receivers and air compressors, autoclaves, downstream of pressure reducing valves and for general pressure relief applications.

Application illustration



Range table

Model	Material	Maximum operating pressure	Connections		Sizes	Approvals
			Inlet	Outlet		
SV615	Bronze BS EN 1982 CC491KM	CHT 37.5 bar g	Screwed BSP (BS 21 parallel) or NPT female connections. 1" Sanitary clamp compatible (DN15, DN20 and DN25 sizes only) BS 4825 / ISO 2852 / DIN 32676	Screwed BSP (BS 21 parallel) or NPT female connection	Inlet: DN15, DN20, DN25, DN32, DN40 and DN50	The SV615 complies with the requirements of EN ISO 4126:2004 and carries the CE mark indicating full compliance with the requirements of the European Pressure Equipment Directive 97 / 23 / EC. The Approval Authority and Notified Body is the Royal and Sun Alliance. Seat tightness complies with ASME / API STD 527- Revision 2002

Nota: Tomado de <https://content.spiraxsarco.com/-/media/spiraxsarco/international/documents/en/sb/safety-valves-overview-sb-s13-60-en.ashx?rev=c0693952348948d09c9afc4ff94e3a3e>

Anexo 6. Ficha técnica de bomba de alimentación de agua



HIDROMAC MALMEDI

SELECTION TABLE-BOILER FEED PUMP
TURBI 1750 RPM / MZG 3500 RPM



TEMPERATURE OF WATER NOT TO EXCEED 190°F TURBI / 165°F MZG

BOILER H.P.	GPM EVAP.	FACTOR	GPM SUPPLY	DISCHARGE PSI BOILER PRESSURE PSI	80	105	130	160	185	210	235
					75	100	125	150	175	200	225
10	0,69	3	2	PUMP MODEL	E4	G4	E4T	E4T	G4T	G4T	F5T
				MOTOR H.P.	¾	1½	1½	1½	1½	3	3
15	1,04	3	3	PUMP MODEL	E4T	E4T	E4T	G4T	G4T	G4T	F5
				MOTOR H.P.	1	1	1½		2	3	3
20	1,38	3	4	PUMP MODEL	E4T	E4T	G4T	G4T	G4T	G4T	G5T
				MOTOR H.P.	1	1	1	1½	3	3	5
25	1,73	3	5	PUMP MODEL	E4T	G4T	G4T	G4T	G4T	G4T	G5T
				MOTOR H.P.	¾	1	1	2	3	3	5
30	2,07	3	6	PUMP MODEL	G4T	F4T	G4T	F5T	F5T	F5T	G5T
				MOTOR H.P.	1½	1½	2	3	3	3	5
40	2,76	3	8	PUMP MODEL	G4T	G4T	F5T	G5T	G5T	G5T	G5T
				MOTOR H.P.	1½	1½	2	3	3	5	5
50	3,45	2,5	9	PUMP MODEL	G4T	G4T	F5T	G5T	G5T	G5T	G5T
				MOTOR H.P.	1	2	2	3	3	5	5
60	4,14	2,5	10	PUMP MODEL	G4T	I4T	G5T	G5T	G5T	G5T	H5T
				MOTOR H.P.	1½	2	3	3	3	5	5
75	5,17	2,5	13	PUMP MODEL	H4T	G5T	G5T	G5T	H5T	H5T	H5T
				MOTOR H.P.	1½	3	3	3	5	5	5
80	5,52	2	11	PUMP MODEL	I4T	G5T	G5T	H5T	H5T	H5T	H5T
				MOTOR H.P.	2	3	3	5	5	5	5
100	6,9	2	14	PUMP MODEL	I4T	H5T	H5T	I5T	I5T	I5T	I5T
				MOTOR H.P.	2	3	3	5	7½	7½	7½
125	8,6	2	17	PUMP MODEL	I4T	H5T	H5T	I5T	I5T	I5T	I5T
				MOTOR H.P.	2	3	3	5	7½	7½	7½
150	10,4	2	21	PUMP MODEL	H5T	I5T	I5T	I5T	I5T	I5T	I5T
				MOTOR H.P.	3	5	5	5	7½	7½	7½
200	13,8	2	28	PUMP MODEL	I5T	I5T	I5T	E6T	E6T	E6T	E6T
				MOTOR H.P.	3	5	5	10	10	15	15
250	17,3	2	35	PUMP MODEL	E6T	E6T	E6T	E6T	E6T	F6T	G6T
				MOTOR H.P.	5	7½	7½	10	10	15	20
300	20,7	2	41	PUMP MODEL	E6T	E6T	E6T	G6T	G6T	G6T	G6T
				MOTOR H.P.	5	7½	10	10	15	15	20
350	24,2	2	48	PUMP MODEL	E6T	E6T	F6T	G6T	G6T	G6T	ND
				MOTOR H.P.	5	7½	10	15	15	20	
400	27,6	2	55	PUMP MODEL	F6T	F6T	G6T	G6T	J6T*	J6T	ND
				MOTOR H.P.	7½	7½	15	15	25	25	
450	31,1	2	62	PUMP MODEL	G6T	G6T	G6T	J6T	J6T*	J6T	ND
				MOTOR H.P.	7½	10	15	20	25	25	
500	34,5	2	69	PUMP MODEL	G6T	G6T	J6T	J6T	J6T*	K6T	ND
				MOTOR H.P.	7½	10	15	20	25	30	
600	41,4	1,75	72	PUMP MODEL	H6T	H6T	J6T	J6T	K6T	K6T	ND
				MOTOR H.P.	10	10	15	20	25	30	
650	45	1,75	79	PUMP MODEL	ND	J6T	J6T	K6T	K6T	ND	ND
				MOTOR H.P.		20	20	20	25		
750	52	1,75	91	PUMP MODEL	J6T	J6T	J6T	K6T	ND	ND	ND
				MOTOR H.P.	15	20	20	25			
900	62	1,62	100	PUMP MODEL	J6T	K6T	K6T	ND	ND	ND	ND
				MOTOR H.P.	15	20	20				

Nota: Tomado de https://issuu.com/edarvico/docs/catalogo_hidromac 1 de 2/193

Anexo 7. Ficha técnica de quemador de combustible

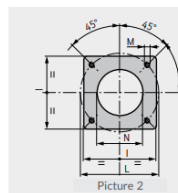
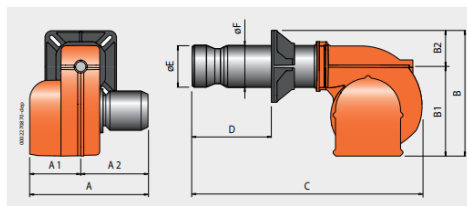
kW **400 - 1300**

SERIES **TBL**

CONFORM TO: E.M.C DIRECTIVE 2014/30/UE | L.V. DIRECTIVE 2014/35/EU | MACHINERY DIRECTIVE 2006/42/CE | REFERENCE STANDARD EN267.



	TBL 130 P	TBL 130 P DACA
Light oil burner. Operation:	two-stage	two-stage
Low NOx and CO emissions light oil burner according to European standard EN267:	class 2	class 2
Adjusting the combustion head.	•	•
Maintenance facilitated by the possibility of removing the combustion head without having to remove the burner from the boiler.	•	•
High ventilation efficiency, low electrical input, low noise.	•	•
Sliding boiler coupling flange to adapt the blast-pipe to the various types of boilers.	•	•
Combustion air intake with butterfly valve. Air flow adjustment:	hydraulic jack	electric servomotor
Fully closing air damper on shutdown to avoid loss of heat through the chimney.		•
Combustion air intake designed to achieve optimum linearity of the air gate opening.	•	•
Device made of sound-absorbing material to reduce fan noise.		•
Fuel supply circuit made of gear pump with pressure adjustment, shut-off valves and safety valve.	•	•
Flame detection by photoresistance.	•	•



Flange dimensions and boiler drilling template.

Model	A mm	A1 mm	A2 mm	B mm	B1 mm	B2 mm	C mm	D mm	E mm	F mm	I mm	L mm	M mm	N mm	Pic.
TBL 130 P	680	310	370	520	380	140	1250	175 ÷ 400	180	178	280	250 ÷ 325	M12	190	2
TBL 130 P DACA	680	310	370	520	380	140	1250	175 ÷ 400	180	178	280	250 ÷ 325	M12	190	2

Nota: Tomado de

http://www.baltur.com/downloads/25349/41799/Scheda_TBL%20130_GB_0001100374.pdf

Anexo 8. Ficha técnica de combustible Diesel N°2



EP - PETROECUADOR REPORTE DE RESULTADOS

Laboratorio de ensayo acreditado por el SAE con
Acreditación No. OAE LE C13-002 2013-06-04

GERENCIA: _____ GERENCIA DE REFINACIÓN _____ REFERENCIA: _____
 ORGANIZACIÓN: M01 REFINERIA ESMERALDAS PRODUCTO ANALIZADO: 0180 DIESEL 2
 REPORTE Nro. _____ CÓDIGO DE MUESTRA: ECC- _____

DATOS DEL CLIENTE	
NOMBRE	ING. ANTONIO MORALES (INTENDENTE DE OPERACIONES)
DIRECCIÓN	Km 7 1/2 Antigua Vía Atacames
TELÉFONO	022094000 (85021)
SOLICITADO POR:	ING. REMIGIO PACHECO - JEFE DE CONTROL Y PROGRAMACIÓN DE LA PRODUCCIÓN

DATOS DE LA MUESTRA	
ORIGEN DE LA MUESTRA:	
FECHA DE TOMA DE MUESTRA:	HORA TOMA DE MUESTRA:
CANTIDAD DE MUESTRA:	
FECHA DE RECEPCIÓN DE MUESTRA:	HORA DE RECEPCIÓN DE MUESTRA:
LUGAR TOMA DE MUESTRA:	PUNTO DE MUESTRO: AFORO DE TANQUE

DATOS DE ANALISIS	
TEMPERATURA AMBIENTE:	°C
HUMEDAD RELATIVA AMBIENTE:	%RH
FECHA Y HORA DE INICIO DE LOS ENSAYOS:	FECHA Y HORA FINALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS:
FECHA DE EMISIÓN DEL REPORTE:	

RESULTADOS								
PARÁMETROS	MÉTODOS			ESPECIFICACIONES (1)		RESULTADO	UNIDAD DE MEDIDA	U(2)
	ASTM	INEN	INTERNO	MIN	MAX.			
Punto de inflamación	93	1493	V03.06.01.03-T-11	51	-		°C	
Contenido de agua y sedimento*	1796	1494		-	0.05		%V	
Contenido de residuo carbonoso sobre el 10% del residuo de la destilación*	189	1491		-	0.15		%P	
Contenido de cenizas*	462	1492		-	0.01		%P	
Destilación: 50%*	85	925		REPORTE	REPORTE		°C	
90%*	85	925		-	350		°C	
Viscosidad cinemática, 40 °C	445	810	V03.06.01.03-T-02	2.0	5.0		mm ² /s	
Contenido de azufre	4294	-	V03.06.01.03-T-27	-	0.7		%P	
Corrosión a la lámina de cobre*	130	927	V03.06.01.03-T-51	-	No 3		-	
Índice de cetano calculado*	976	1495		45	-		-	
Contenido de biodiesel*	7371	EN14078		NOTA	5		%V	
Gravedad API, 15,6 °C	1298	-	V03.06.01.03-T-04	REPORTE	REPORTE		°API	
Densidad Relativa, 15,6/15,6 °C	1298	-	V03.06.01.03-T-04	REPORTE	REPORTE		-	
Densidad, 15,0 °C	1298	-	V03.06.01.03-T-04	REPORTE	REPORTE		kgm ⁻³	

°API OBSERVADO: _____
 TEMPERATURA OBSERVADA: _____

OBSERVACIONES: _____

FIRMAS DE RESPONSABILIDAD

TECNICO LIDER DE CONTROL DE CALIDAD _____ SUPERVISOR DE CONTROL DE CALIDAD _____ ESPECIALISTA DE CONTROL DE CALIDAD _____

NOTAS:

Los resultados se refieren únicamente a los objetos sometidos a ensayos
 Este informe no deberá reproducirse más que en su totalidad, previa autorización escrita del LCC
 Los ensayos marcados con (*) NO están dentro del alcance de la acreditación del SAE
 (1) Retiro a la Norma INEN 1489:2012 (ENMIENDA 2013-06-14)
 (2) La U es estimación multiplicando la U Típica por el factor de cobertura k=2 (95% nivel de confianza)

DIRECCIÓN: Km 7 1/2 ANTIGUA VÍA ATACAMES /2994800 - EXT. 85450
 Página 1 de 1 FORMATO: V03.06.01.03-FO-207(V17-2012-01-25)

Anexo 9. Valores específicos del agua a diferentes temperaturas

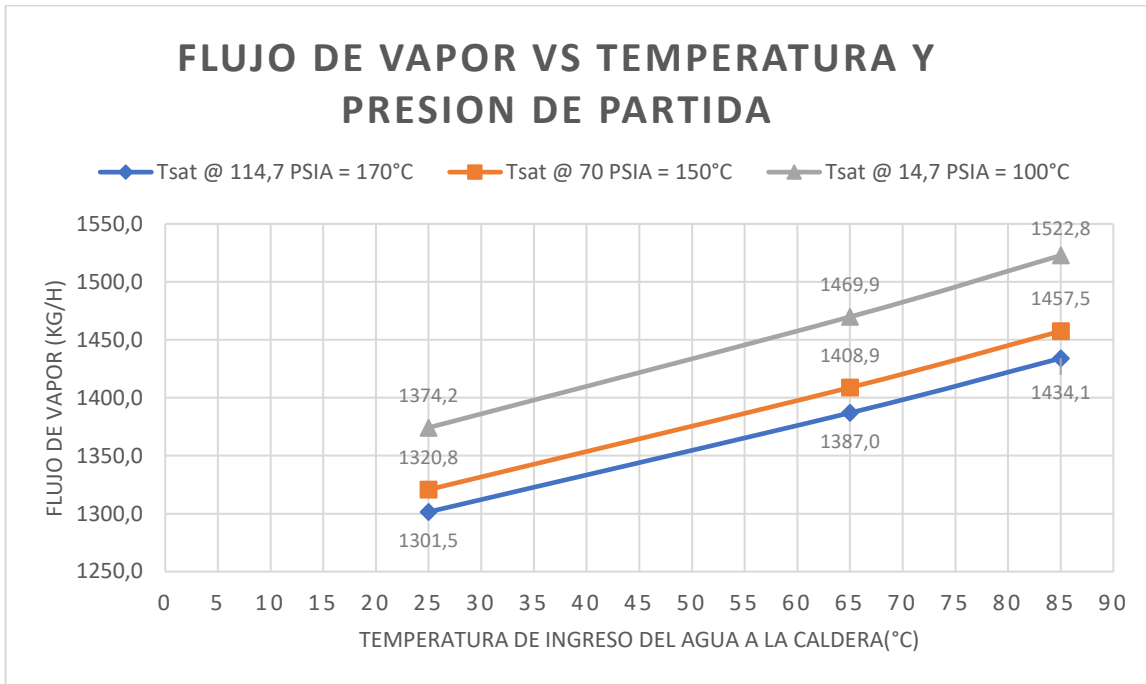
Calor específico del agua entre 0 °C y 100 °C

www.vaxasoftware.com

Temp. °C	Calor específico		Temp. °C	Calor específico		Temp. °C	Calor específico	
	<u>kJ</u> K·kg	<u>kcal</u> K·kg		<u>kJ</u> K·kg	<u>kcal</u> K·kg		<u>kJ</u> K·kg	<u>kcal</u> K·kg
0 (hielo)	1,960	0,468	34	4,178	0,999	68	4,189	1,001
0	4,217	1,008	35	4,178	0,999	69	4,189	1,001
1	4,213	1,007	36	4,178	0,999	70	4,190	1,001
2	4,210	1,006	37	4,178	0,999	71	4,190	1,001
3	4,207	1,005	38	4,178	0,999	72	4,191	1,002
4	4,205	1,005	39	4,179	0,999	73	4,192	1,002
5	4,202	1,004	40	4,179	0,999	74	4,192	1,002
6	4,200	1,004	41	4,179	0,999	75	4,193	1,002
7	4,198	1,003	42	4,179	0,999	76	4,194	1,002
8	4,196	1,003	43	4,179	0,999	77	4,194	1,002
9	4,194	1,002	44	4,179	0,999	78	4,195	1,003
10	4,192	1,002	45	4,180	0,999	79	4,196	1,003
11	4,191	1,002	46	4,180	0,999	80	4,196	1,003
12	4,189	1,001	47	4,180	0,999	81	4,197	1,003
13	4,188	1,001	48	4,180	0,999	82	4,198	1,003
14	4,187	1,001	49	4,181	0,999	83	4,199	1,004
15	4,186	1,000	50	4,181	0,999	84	4,200	1,004
16	4,185	1,000	51	4,181	0,999	85	4,200	1,004
17	4,184	1,000	52	4,182	1,000	86	4,201	1,004
18	4,183	1,000	53	4,182	1,000	87	4,202	1,004
19	4,182	1,000	54	4,182	1,000	88	4,203	1,005
20	4,182	1,000	55	4,183	1,000	89	4,204	1,005
21	4,181	0,999	56	4,183	1,000	90	4,205	1,005
22	4,181	0,999	57	4,183	1,000	91	4,206	1,005
23	4,180	0,999	58	4,184	1,000	92	4,207	1,005
24	4,180	0,999	59	4,184	1,000	93	4,208	1,006
25	4,180	0,999	60	4,185	1,000	94	4,209	1,006
26	4,179	0,999	61	4,185	1,000	95	4,210	1,006
27	4,179	0,999	62	4,186	1,000	96	4,211	1,006
28	4,179	0,999	63	4,186	1,000	97	4,212	1,007
29	4,179	0,999	64	4,187	1,001	98	4,213	1,007
30	4,178	0,999	65	4,187	1,001	99	4,214	1,007
31	4,178	0,999	66	4,188	1,001	100	4,216	1,008
32	4,178	0,999	67	4,188	1,001	100 (gas)	2,080	0,497
33	4,178	0,999						

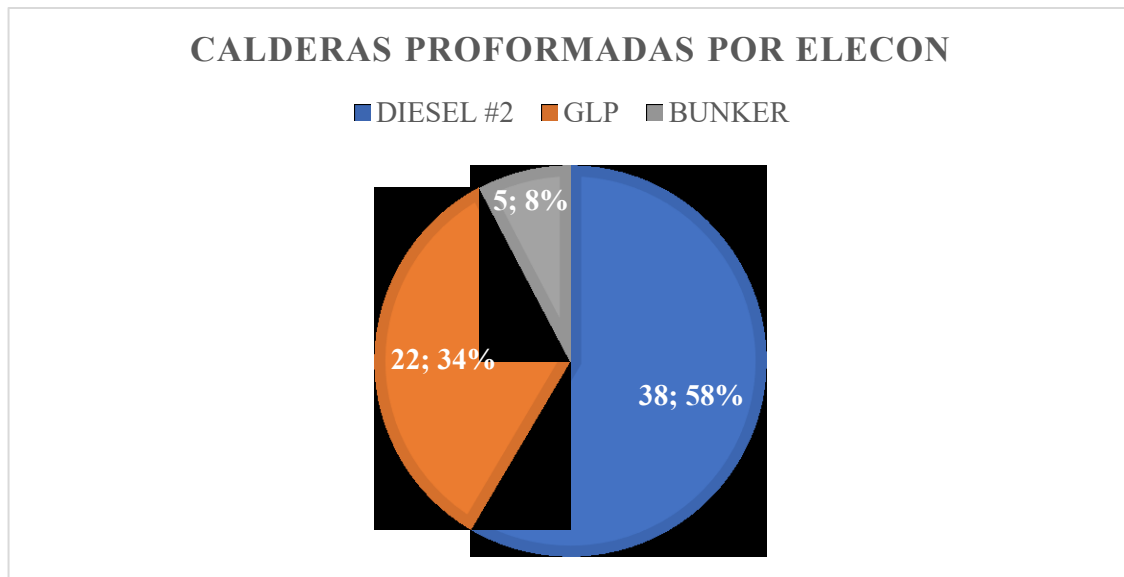
Fuente: (VAXA Soft, 2021)

Anexo 10. Flujo de vapor vs Temperatura y presión de partida para la caldera.



Nota: Elaboración propia

Anexo 11. Tipos de combustible utilizado por la empresa ELECON para la construcción de calderas.



Nota: Elaboración propia

Anexo 12. Criterios de ponderación para selección de un combustible para caldera.

Aspectos	Ponderación	Diesel #2	GLP	Bunker
Costo del combustible	30	23	18	30
Costo para el almacenamiento y distribución	15	15	8	7
Costo del quemador para utilizar el combustible	15	15	8	5
Contaminación Ambiental	10	6	7	5
Peligro de accidentes	10	8	6	7
Complejidad en la calibración	10	10	7	6
Mayor poder calorífico inferior	10	8	10	7
Total:	100	85	64	67

Nota: Elaboración propia

Anexo 13. Pesos moleculares de diferentes productos para la combustión

C	H	O	N	S	H ₂ O	CO	CO ₂
gr/mol	gr/mol	gr/mol	gr/mol	gr/mol	gr/mol	gr/mol	gr/mol
12	1	16	14	32	18	28	44

Nota: (Cuzco et al., 2019)

Anexo 14. Propiedades termodinámicas del gas nitrógeno (N_2)

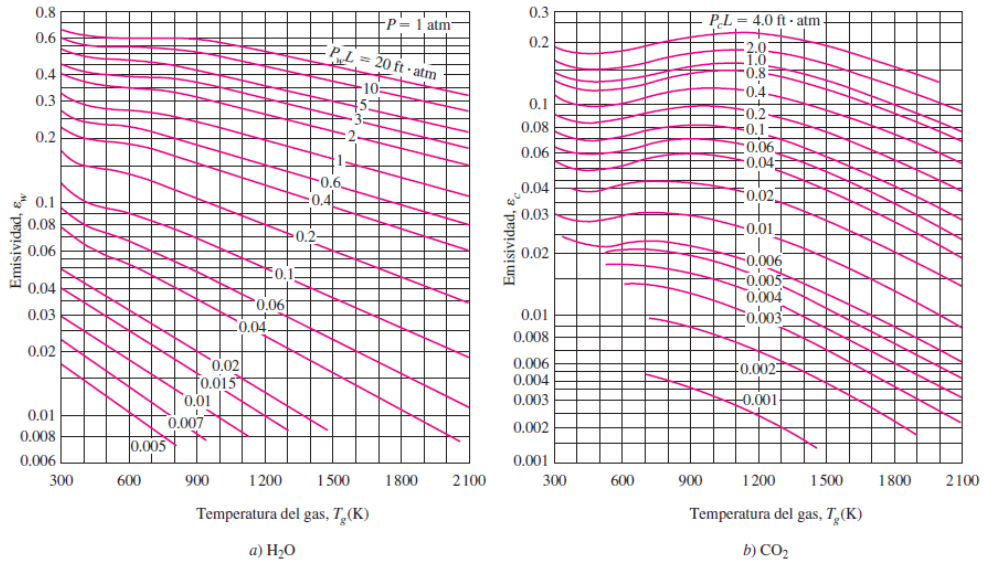
TABLA A-18

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 (conclusión)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
1000	30,129	21,815	228.057	1760	56,227	41,594	247.396
1020	30,784	22,304	228.706	1780	56,938	42,139	247.798
1040	31,442	22,795	229.344	1800	57,651	42,685	248.195
1060	32,101	23,288	229.973	1820	58,363	43,231	248.589
1080	32,762	23,782	230.591	1840	59,075	43,777	248.979
1100	33,426	24,280	231.199	1860	59,790	44,324	249.365
1120	34,092	24,780	231.799	1880	60,504	44,873	249.748
1140	34,760	25,282	232.391	1900	61,220	45,423	250.128
1160	35,430	25,786	232.973	1920	61,936	45,973	250.502
1180	36,104	26,291	233.549	1940	62,654	46,524	250.874
1200	36,777	26,799	234.115	1960	63,381	47,075	251.242
1220	37,452	27,308	234.673	1980	64,090	47,627	251.607
1240	38,129	27,819	235.223	2000	64,810	48,181	251.969
1260	38,807	28,331	235.766	2050	66,612	49,567	252.858
1280	39,488	28,845	236.302	2100	68,417	50,957	253.726
1300	40,170	29,361	236.831	2150	70,226	52,351	254.578
1320	40,853	29,378	237.353	2200	72,040	53,749	255.412
1340	41,539	30,398	237.867	2250	73,856	55,149	256.227
1360	42,227	30,919	238.376	2300	75,676	56,553	257.027
1380	42,915	31,441	238.878	2350	77,496	57,958	257.810
1400	43,605	31,964	239.375	2400	79,320	59,366	258.580
1420	44,295	32,489	239.865	2450	81,149	60,779	259.332
1440	44,988	33,014	240.350	2500	82,981	62,195	260.073
1460	45,682	33,543	240.827	2550	84,814	63,613	260.799
1480	46,377	34,071	241.301	2600	86,650	65,033	261.512
1500	47,073	34,601	241.768	2650	88,488	66,455	262.213
1520	47,771	35,133	242.228	2700	90,328	67,880	262.902
1540	48,470	35,665	242.685	2750	92,171	69,306	263.577
1560	49,168	36,197	243.137	2800	94,014	70,734	264.241
1580	49,869	36,732	243.585	2850	95,859	72,163	264.895
1600	50,571	37,268	244.028	2900	97,705	73,593	265.538
1620	51,275	37,806	244.464	2950	99,556	75,028	266.170
1640	51,980	38,344	244.896	3000	101,407	76,464	266.793
1660	52,686	38,884	245.324	3050	103,260	77,902	267.404
1680	53,393	39,424	245.747	3100	105,115	79,341	268.007
1700	54,099	39,965	246.166	3150	106,972	80,782	268.601
1720	54,807	40,507	246.580	3200	108,830	82,224	269.186
1740	55,516	41,049	246.990	3250	110,690	83,668	269.763

Nota: (Çengel, 2012)

Anexo 15. Carta de emisividad de los gases H₂O y CO₂ a una presión total de 1 atm



Nota: (Çengel, 2012)

Anexo 16. Fórmulas para obtener la longitud media del haz L.

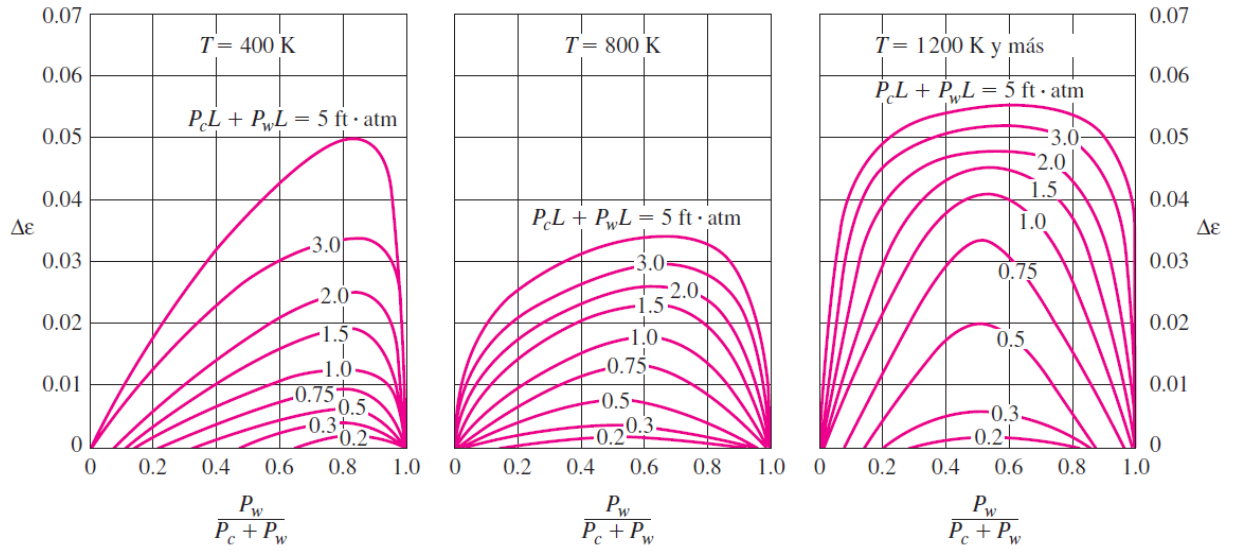
TABLA 13-4

Longitud media del haz L para varias formas del volumen de gas

Configuración geométrica del volumen de gas	L
Hemisferio de radio R irradiando hacia el centro de su base	R
Esfera de diámetro D irradiando hacia su superficie	0.65D
Cilindro circular infinito de diámetro D irradiando hacia la superficie curva	0.95D
Cilindro circular semiinfinito de diámetro D irradiando hacia su base	0.65D
Cilindro circular semiinfinito de diámetro D irradiando hacia el centro de su base	0.90D
Cilindro semicircular infinito de radio R irradiando hacia el centro de su base	1.26R
Cilindro circular de altura igual al diámetro D irradiando hacia toda la superficie	0.60D
Cilindro circular de altura igual al diámetro D irradiando hacia el centro de su base	0.71D
Losa infinita de espesor D irradiando hacia cualquiera de los dos planos que la limitan	1.80D
Cubo de longitud L por lado irradiando hacia cualquiera de las caras	0.66L
Forma arbitraria de volumen V y área superficial A _s irradiando hacia la superficie	3.6V/A _s

Nota: (Çengel, 2012)

Anexo 17. Factor de corrección $\Delta\varepsilon$ para gases de combustión



Nota: (Çengel, 2012)

Anexo 18. Propiedades de gases a 1 atm y a diferentes temperaturas

TABLA B-7

Propiedades de gases a 1 atm de presión (continuación)

Temp. T, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico C_p , J/kg·K	Conductividad térmica k, W/m·K	Difusividad térmica α , m ² /s	Viscosidad dinámica μ , kg/m·s	Viscosidad cinemática v, m ² /s	Número de Prandtl Pr
<i>Nitrógeno, N₂</i>							
-50	1,5299	957,3	0,02001	1,366 x 10 ⁻⁵	1,390 x 10 ⁻⁵	9,091 x 10 ⁻⁶	0,6655
0	1,2498	1035	0,02384	1,843 x 10 ⁻⁵	1,640 x 10 ⁻⁵	1,312 x 10 ⁻⁵	0,7121
50	1,0564	1042	0,02746	2,494 x 10 ⁻⁵	1,874 x 10 ⁻⁵	1,774 x 10 ⁻⁵	0,7114
100	0,9149	1041	0,03090	3,244 x 10 ⁻⁵	2,094 x 10 ⁻⁵	2,289 x 10 ⁻⁵	0,7056
150	0,8068	1043	0,03416	4,058 x 10 ⁻⁵	2,300 x 10 ⁻⁵	2,851 x 10 ⁻⁵	0,7025
200	0,7215	1050	0,03727	4,921 x 10 ⁻⁵	2,494 x 10 ⁻⁵	3,457 x 10 ⁻⁵	0,7025
300	0,5956	1070	0,04309	6,758 x 10 ⁻⁵	2,849 x 10 ⁻⁵	4,783 x 10 ⁻⁵	0,7078
400	0,5072	1095	0,04848	8,727 x 10 ⁻⁵	3,166 x 10 ⁻⁵	6,242 x 10 ⁻⁵	0,7153
500	0,4416	1120	0,05358	1,083 x 10 ⁻⁴	3,451 x 10 ⁻⁵	7,816 x 10 ⁻⁵	0,7215
1000	0,2681	1213	0,07938	2,440 x 10 ⁻⁴	4,594 x 10 ⁻⁵	1,713 x 10 ⁻⁴	0,7022
1500	0,1925	1266	0,11793	4,839 x 10 ⁻⁴	5,562 x 10 ⁻⁵	2,889 x 10 ⁻⁴	0,5969
2000	0,1502	1297	0,18590	9,543 x 10 ⁻⁴	6,426 x 10 ⁻⁵	4,278 x 10 ⁻⁴	0,4483
<i>Oxígeno, O₂</i>							
-50	1,7475	984,4	0,02067	1,201 x 10 ⁻⁵	1,616 x 10 ⁻⁵	9,246 x 10 ⁻⁶	0,7694
0	1,4277	928,7	0,02472	1,865 x 10 ⁻⁵	1,916 x 10 ⁻⁵	1,342 x 10 ⁻⁵	0,7198
50	1,2068	921,7	0,02867	2,577 x 10 ⁻⁵	2,194 x 10 ⁻⁵	1,818 x 10 ⁻⁵	0,7053
100	1,0451	931,8	0,03254	3,342 x 10 ⁻⁵	2,451 x 10 ⁻⁵	2,346 x 10 ⁻⁵	0,7019
150	0,9216	947,6	0,03637	4,164 x 10 ⁻⁵	2,694 x 10 ⁻⁵	2,923 x 10 ⁻⁵	0,7019
200	0,8242	964,7	0,04014	5,048 x 10 ⁻⁵	2,923 x 10 ⁻⁵	3,546 x 10 ⁻⁵	0,7025
300	0,6804	997,1	0,04751	7,003 x 10 ⁻⁵	3,350 x 10 ⁻⁵	4,923 x 10 ⁻⁵	0,7030
400	0,5793	1025	0,05463	9,204 x 10 ⁻⁵	3,744 x 10 ⁻⁵	6,463 x 10 ⁻⁵	0,7023
500	0,5044	1048	0,06148	1,163 x 10 ⁻⁴	4,114 x 10 ⁻⁵	8,156 x 10 ⁻⁵	0,7010
1000	0,3063	1121	0,09198	2,678 x 10 ⁻⁴	5,732 x 10 ⁻⁵	1,871 x 10 ⁻⁴	0,6986
1500	0,2199	1165	0,11901	4,643 x 10 ⁻⁴	7,133 x 10 ⁻⁵	3,243 x 10 ⁻⁴	0,6985
2000	0,1716	1201	0,14705	7,139 x 10 ⁻⁴	8,417 x 10 ⁻⁵	4,907 x 10 ⁻⁴	0,6873
<i>Vapor de agua, H₂O</i>							
-50	0,9839	1892	0,01353	7,271 x 10 ⁻⁶	7,187 x 10 ⁻⁶	7,305 x 10 ⁻⁶	1,0047
0	0,8038	1874	0,01673	1,110 x 10 ⁻⁵	8,956 x 10 ⁻⁶	1,114 x 10 ⁻⁵	1,0033
50	0,6794	1874	0,02032	1,596 x 10 ⁻⁵	1,078 x 10 ⁻⁵	1,587 x 10 ⁻⁵	0,9944
100	0,5884	1887	0,02429	2,187 x 10 ⁻⁵	1,265 x 10 ⁻⁵	2,150 x 10 ⁻⁵	0,9830
150	0,5189	1908	0,02861	2,890 x 10 ⁻⁵	1,456 x 10 ⁻⁵	2,806 x 10 ⁻⁵	0,9712
200	0,4640	1935	0,03326	3,705 x 10 ⁻⁵	1,650 x 10 ⁻⁵	3,556 x 10 ⁻⁵	0,9599
300	0,3831	1997	0,04345	5,680 x 10 ⁻⁵	2,045 x 10 ⁻⁵	5,340 x 10 ⁻⁵	0,9401
400	0,3262	2066	0,05467	8,114 x 10 ⁻⁵	2,446 x 10 ⁻⁵	7,498 x 10 ⁻⁵	0,9240
500	0,2840	2137	0,06677	1,100 x 10 ⁻⁴	2,847 x 10 ⁻⁵	1,002 x 10 ⁻⁴	0,9108
1000	0,1725	2471	0,13623	3,196 x 10 ⁻⁴	4,762 x 10 ⁻⁵	2,761 x 10 ⁻⁴	0,8639
1500	0,1238	2736	0,21301	6,288 x 10 ⁻⁴	6,411 x 10 ⁻⁵	5,177 x 10 ⁻⁴	0,8233
2000	0,0966	2928	0,29183	1,032 x 10 ⁻³	7,808 x 10 ⁻⁵	8,084 x 10 ⁻⁴	0,7833
<i>Hidrógeno, H₂</i>							
-50	0,11010	12635	0,1404	1,009 x 10 ⁻⁴	7,293 x 10 ⁻⁶	6,624 x 10 ⁻⁵	0,6562
0	0,08995	13920	0,1652	1,319 x 10 ⁻⁴	8,391 x 10 ⁻⁶	9,329 x 10 ⁻⁵	0,7071
50	0,07603	14349	0,1881	1,724 x 10 ⁻⁴	9,427 x 10 ⁻⁶	1,240 x 10 ⁻⁴	0,7191
100	0,06584	14473	0,2095	2,199 x 10 ⁻⁴	1,041 x 10 ⁻⁵	1,582 x 10 ⁻⁴	0,7196
150	0,05806	14492	0,2296	2,729 x 10 ⁻⁴	1,136 x 10 ⁻⁵	1,957 x 10 ⁻⁴	0,7174
200	0,05193	14482	0,2486	3,306 x 10 ⁻⁴	1,228 x 10 ⁻⁵	2,365 x 10 ⁻⁴	0,7155
300	0,04287	14481	0,2843	4,580 x 10 ⁻⁴	1,403 x 10 ⁻⁵	3,274 x 10 ⁻⁴	0,7149
400	0,03650	14540	0,3180	5,992 x 10 ⁻⁴	1,570 x 10 ⁻⁵	4,302 x 10 ⁻⁴	0,7179
500	0,03178	14653	0,3509	7,535 x 10 ⁻⁴	1,730 x 10 ⁻⁵	5,443 x 10 ⁻⁴	0,7224
1000	0,01930	15577	0,5206	1,732 x 10 ⁻³	2,455 x 10 ⁻⁵	1,272 x 10 ⁻³	0,7345
1500	0,01386	16553	0,6581	2,869 x 10 ⁻³	3,099 x 10 ⁻⁵	2,237 x 10 ⁻³	0,7795
2000	0,01081	17400	0,5480	2,914 x 10 ⁻³	3,690 x 10 ⁻⁵	3,414 x 10 ⁻³	1,1717

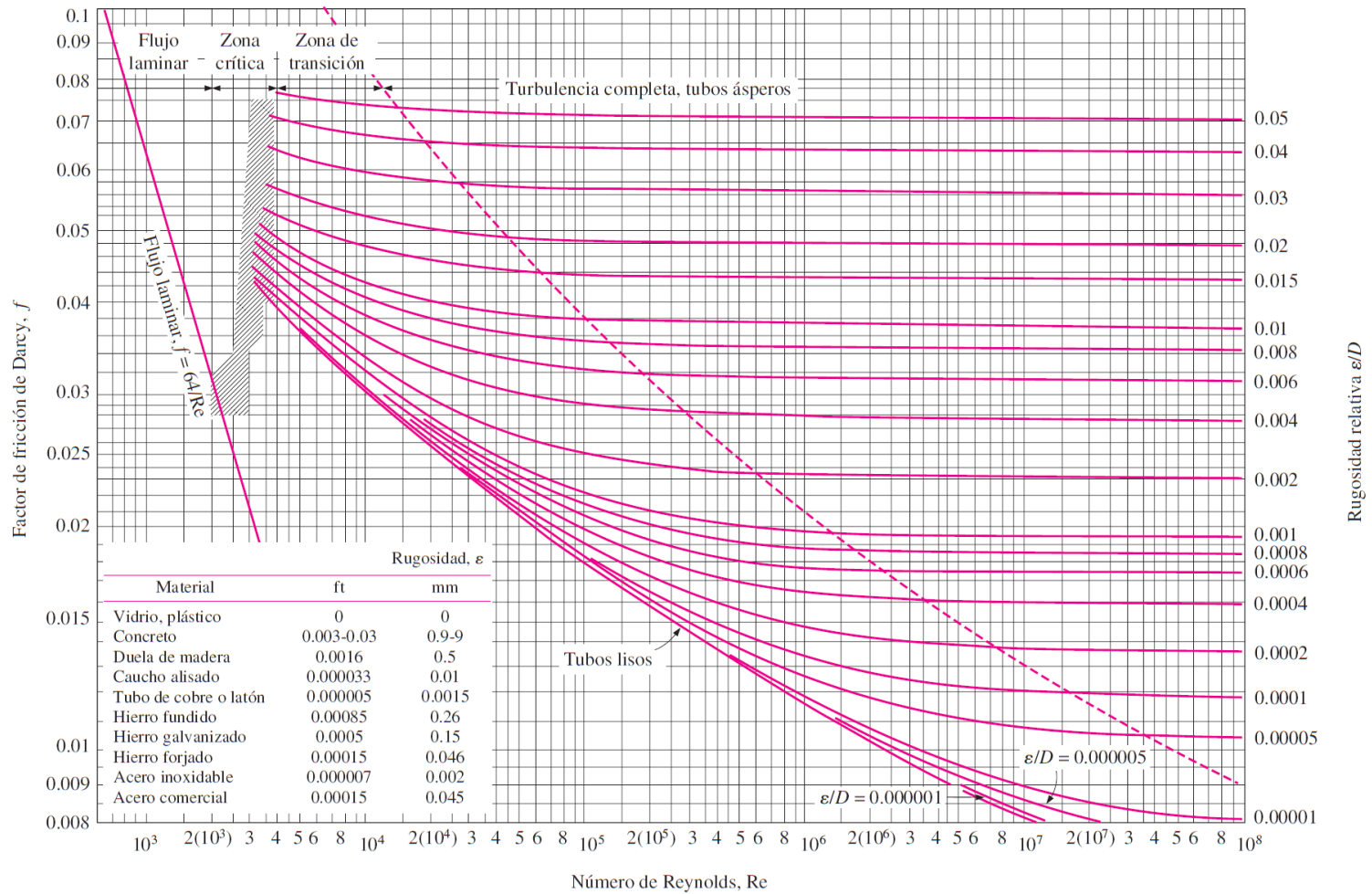
Nota: (Tablas de Propiedades - Transferencia de Calor, s/f).

Anexo 19. Rugosidades equivalentes para diferentes materiales

Material	Absolute Roughness (mm)
Copper, Lead, Brass, Aluminum (new)	0.001 - 0.002
PVC and Plastic Pipes	0.0015 - 0.007
Flexible Rubber Tubing - Smooth	0.006-0.07
Stainless Steel	0.0015
Steel Commercial Pipe	0.045 - 0.09
Weld Steel	0.045
Carbon Steel (New)	0.02-0.05
Carbon Steel (Slightly Corroded)	0.05-0.15
Carbon Steel (Moderately Corroded)	0.15-1
Carbon Steel (Badly Corroded)	1-3
Asphalted Cast Iron	0.1-1
New Cast Iron	0.25 - 0.8
Worn Cast Iron	0.8 - 1.5
Rusty Cast Iron	1.5 - 2.5
Galvanized Iron	0.025-0.15
Wood Stave	0.18-0.91
Wood Stave, used	0.25-1
Smoothed Cement	0.3
Ordinary Concrete	0.3 - 1
Concrete – Rough, Form Marks	0.8-3

Nota: (Connor, 2019).

Anexo 20. Diagrama de Moody.



Nota: (Cengel, 2012)

Anexo 21. Tabla de propiedades del aire a 1 atm de presión y a diferentes temperaturas

TABLA B-6

Propiedades del aire a 1 atm de presión

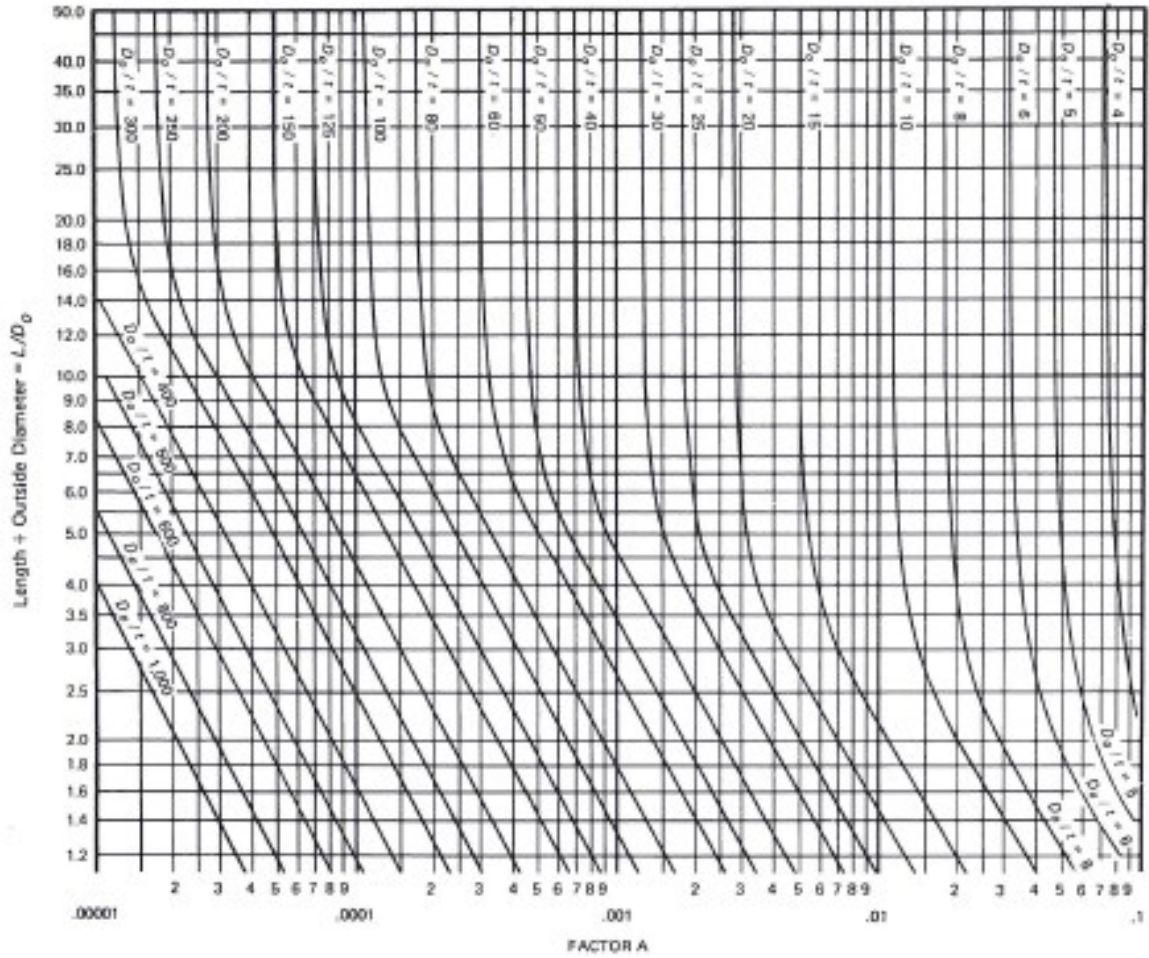
Temp. T, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico C _p , J/kg·K	Conductividad térmica k, W/m·K	Difusividad térmica α , m ² /s	Viscosidad dinámica μ , kg/m·s	Viscosidad cinemática v, m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	4,158 x 10 ⁻⁶	8,636 x 10 ⁻⁶	3,013 x 10 ⁻⁶	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	8,036 x 10 ⁻⁶	1,189 x 10 ⁻⁶	5,837 x 10 ⁻⁶	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	1,525 x 10 ⁻⁵	1,474 x 10 ⁻⁵	9,319 x 10 ⁻⁶	0,7440
-40	1,514	1002	0,02057	1,356 x 10 ⁻⁵	1,527 x 10 ⁻⁵	1,008 x 10 ⁻⁵	0,7436
-30	1,451	1004	0,02134	1,465 x 10 ⁻⁵	1,579 x 10 ⁻⁵	1,087 x 10 ⁻⁵	0,7425
-20	1,394	1005	0,02211	1,578 x 10 ⁻⁵	1,630 x 10 ⁻⁵	1,169 x 10 ⁻⁵	0,7408
-10	1,341	1006	0,02288	1,696 x 10 ⁻⁵	1,680 x 10 ⁻⁵	1,252 x 10 ⁻⁵	0,7387
0	1,292	1006	0,02364	1,818 x 10 ⁻⁵	1,729 x 10 ⁻⁵	1,338 x 10 ⁻⁵	0,7362
5	1,269	1006	0,02401	1,880 x 10 ⁻⁵	1,754 x 10 ⁻⁵	1,382 x 10 ⁻⁵	0,7350
10	1,246	1006	0,02439	1,944 x 10 ⁻⁵	1,778 x 10 ⁻⁵	1,426 x 10 ⁻⁵	0,7336
15	1,225	1007	0,02476	2,009 x 10 ⁻⁵	1,802 x 10 ⁻⁵	1,470 x 10 ⁻⁵	0,7323
20	1,204	1007	0,02514	2,074 x 10 ⁻⁵	1,825 x 10 ⁻⁵	1,516 x 10 ⁻⁵	0,7309
25	1,184	1007	0,02551	2,141 x 10 ⁻⁵	1,849 x 10 ⁻⁵	1,562 x 10 ⁻⁵	0,7296
30	1,164	1007	0,02588	2,208 x 10 ⁻⁵	1,872 x 10 ⁻⁵	1,608 x 10 ⁻⁵	0,7282
35	1,145	1007	0,02625	2,277 x 10 ⁻⁵	1,895 x 10 ⁻⁵	1,655 x 10 ⁻⁵	0,7268
40	1,127	1007	0,02662	2,346 x 10 ⁻⁵	1,918 x 10 ⁻⁵	1,702 x 10 ⁻⁵	0,7255
45	1,109	1007	0,02699	2,416 x 10 ⁻⁵	1,941 x 10 ⁻⁵	1,750 x 10 ⁻⁵	0,7241
50	1,092	1007	0,02735	2,487 x 10 ⁻⁵	1,963 x 10 ⁻⁵	1,798 x 10 ⁻⁵	0,7228
60	1,059	1007	0,02808	2,632 x 10 ⁻⁵	2,008 x 10 ⁻⁵	1,896 x 10 ⁻⁵	0,7202
70	1,028	1007	0,02881	2,780 x 10 ⁻⁵	2,052 x 10 ⁻⁵	1,995 x 10 ⁻⁵	0,7177
80	0,9994	1008	0,02953	2,931 x 10 ⁻⁵	2,096 x 10 ⁻⁵	2,097 x 10 ⁻⁵	0,7154
90	0,9718	1008	0,03024	3,086 x 10 ⁻⁵	2,139 x 10 ⁻⁵	2,201 x 10 ⁻⁵	0,7132
100	0,9458	1009	0,03095	3,243 x 10 ⁻⁵	2,181 x 10 ⁻⁵	2,306 x 10 ⁻⁵	0,7111
120	0,8977	1011	0,03235	3,565 x 10 ⁻⁵	2,264 x 10 ⁻⁵	2,522 x 10 ⁻⁵	0,7073
140	0,8542	1013	0,03374	3,898 x 10 ⁻⁵	2,345 x 10 ⁻⁵	2,745 x 10 ⁻⁵	0,7041
160	0,8148	1016	0,03511	4,241 x 10 ⁻⁵	2,420 x 10 ⁻⁵	2,975 x 10 ⁻⁵	0,7014
180	0,7788	1019	0,03646	4,593 x 10 ⁻⁵	2,504 x 10 ⁻⁵	3,212 x 10 ⁻⁵	0,6992
200	0,7459	1023	0,03779	4,954 x 10 ⁻⁵	2,577 x 10 ⁻⁵	3,455 x 10 ⁻⁵	0,6974
250	0,6746	1033	0,04104	5,890 x 10 ⁻⁵	2,760 x 10 ⁻⁵	4,091 x 10 ⁻⁵	0,6946
300	0,6158	1044	0,04418	6,871 x 10 ⁻⁵	2,934 x 10 ⁻⁵	4,765 x 10 ⁻⁵	0,6935
350	0,5664	1056	0,04721	7,892 x 10 ⁻⁵	3,101 x 10 ⁻⁵	5,475 x 10 ⁻⁵	0,6937
400	0,5243	1069	0,05015	8,951 x 10 ⁻⁵	3,261 x 10 ⁻⁵	6,219 x 10 ⁻⁵	0,6948
450	0,4880	1081	0,05298	1,004 x 10 ⁻⁴	3,415 x 10 ⁻⁵	6,997 x 10 ⁻⁵	0,6965
500	0,4565	1093	0,05572	1,117 x 10 ⁻⁴	3,563 x 10 ⁻⁵	7,806 x 10 ⁻⁵	0,6986
600	0,4042	1115	0,06093	1,352 x 10 ⁻⁴	3,846 x 10 ⁻⁵	9,515 x 10 ⁻⁵	0,7037
700	0,3627	1135	0,06581	1,598 x 10 ⁻⁴	4,111 x 10 ⁻⁵	1,133 x 10 ⁻⁴	0,7092
800	0,3289	1153	0,07037	1,855 x 10 ⁻⁴	4,362 x 10 ⁻⁵	1,326 x 10 ⁻⁴	0,7149
900	0,3008	1169	0,07465	2,122 x 10 ⁻⁴	4,600 x 10 ⁻⁵	1,529 x 10 ⁻⁴	0,7206
1000	0,2772	1184	0,07868	2,398 x 10 ⁻⁴	4,826 x 10 ⁻⁵	1,741 x 10 ⁻⁴	0,7260
1500	0,1990	1234	0,09599	3,908 x 10 ⁻⁴	5,817 x 10 ⁻⁵	2,922 x 10 ⁻⁴	0,7478
2000	0,1553	1264	0,11113	5,664 x 10 ⁻⁴	6,630 x 10 ⁻⁵	4,270 x 10 ⁻⁴	0,7539

Nota: (Tablas DE Propiedades - Transferencia de Calor, s/f).

Anexo 22. Diagrama para la determinación del factor A

Figure G

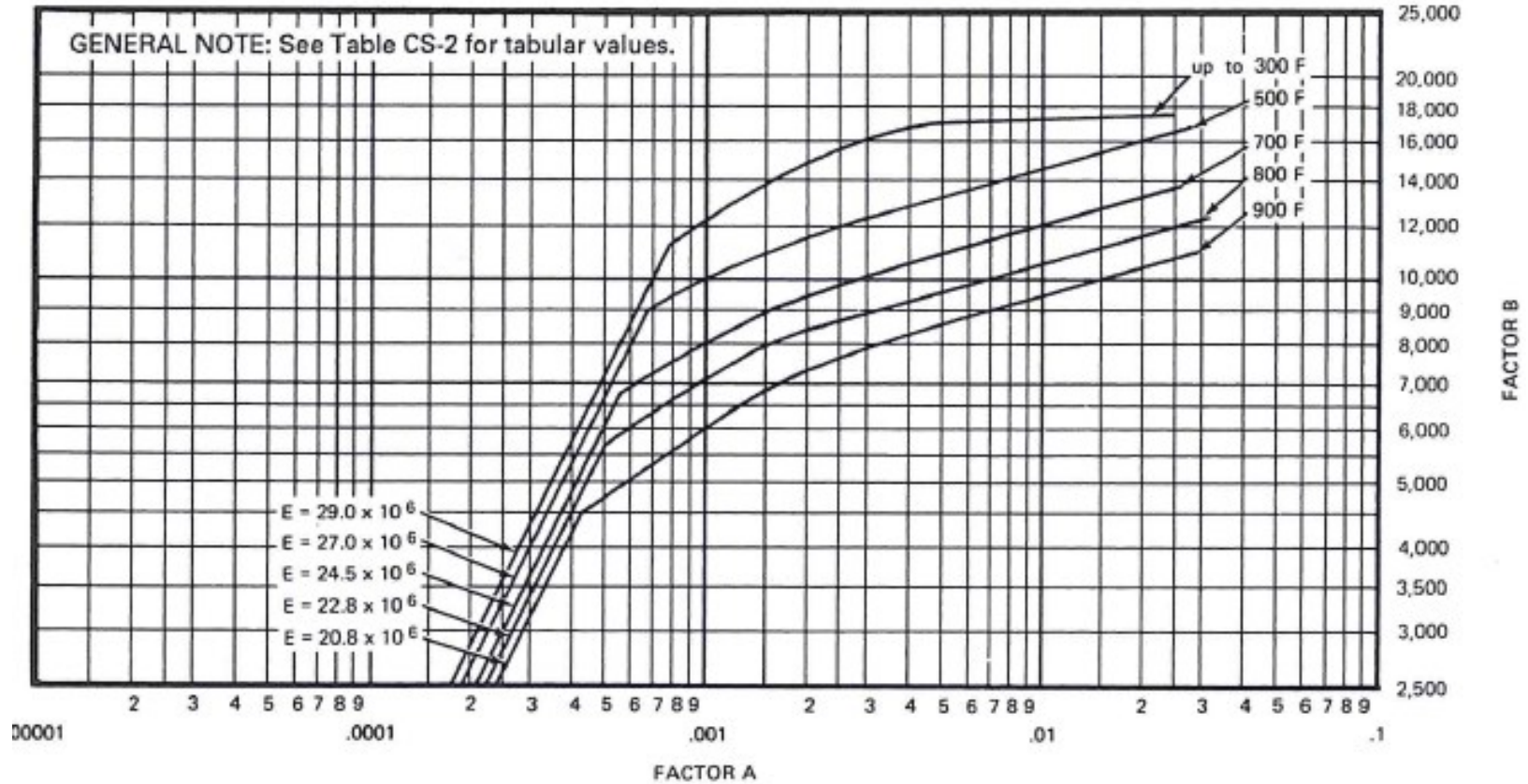
Geometric Chart for Components Under External or Compressive Loadings (for All Materials)



Nota: (ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sección II, 2019)

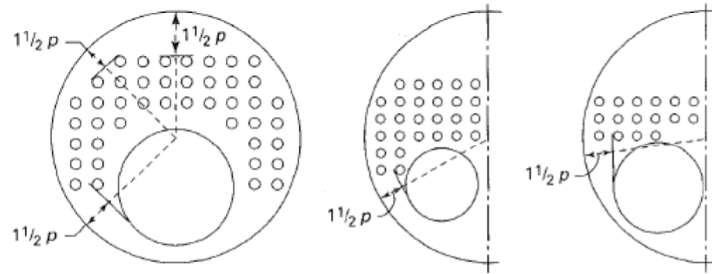
Anexo 23. Diagrama para la determinación del factor B

Figure CS-2
Chart for Determining Shell Thickness of Components Under External Pressure Developed for Carbon or Low Alloy Steels With Specified Minimum Yield Strength 30,000 psi and Higher



Nota: (ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sección II, 2019)

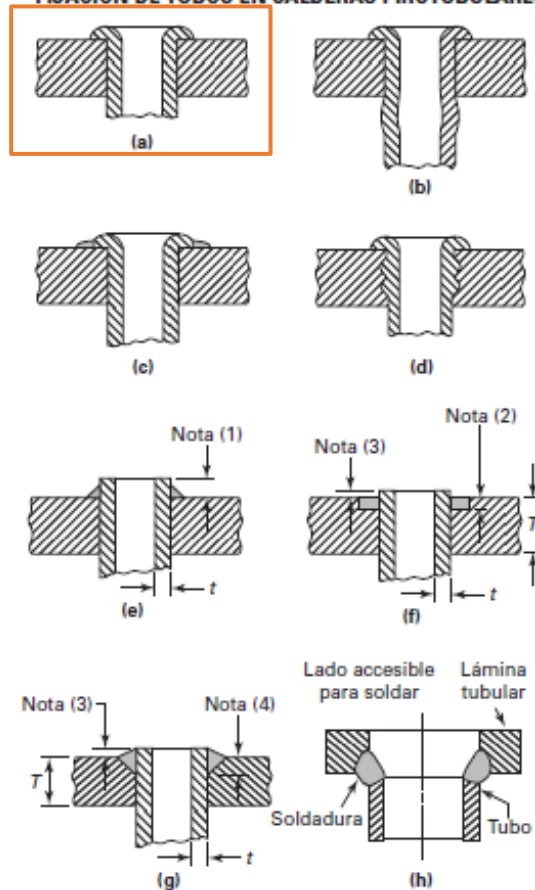
Anexo 24. Ubicación recomendada de riostras para las placas tubulares de calderas



Nota: (ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section I, 2019)

Anexo 25. Formas aceptables de fijación de los tubos en las placas tubulares

FIG. PFT-12.1 ALGUNAS FORMAS ACEPTABLES DE FIJACIÓN DE TUBOS EN CALDERAS PIROTUBULARES



Nota: (ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section I, 2019)

Anexo 26. Ficha técnica de válvula de vapor.

The high integrity A3S bellows sealed valve is suitable for use under higher pressure steam, gas, and liquid applications as it is designed to ASME Class 800.



BSA range

Model	Valve trim	Material	Body design rating	Connection	Sizes																					
					DN15 1/2"	DN20 3/4"	DN25 1"	DN32 1 1/2"	DN40 1 1/2"	DN50 2"	DN65 2 1/2"	DN80 3"	DN100 4"	DN125 5"	DN150 6"	DN200 8"	DN250 10"									
BSA1T	Throttling plug	Cast iron	16 bar g	Flanged	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
BSA1T RPTFE	Throttling plug with soft seat				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
BSA1	Flat disc				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
BSA1 BD	Balancing disc				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

Nota: Tomado de https://BSATT.com/edarvico/docs/catalogo_valvules_1_de_2/193

Anexo 27. Características de las válvulas de alivio de presión.

Table 1 - SV615 flow capacity for saturated steam in kilogrammes per hour (kg/h)
 (calculated in accordance with EN ISO 4126:2004 at 5% overpressure)
 Derated coefficient of discharge (Kdr) = 0.71

Valve size DN in/out	15/20	20/32	25/40	32/50	40/65	50/80
Flow area (mm ²)	113	314	452	661	1075	1662
Set pressure (bar g)	Flow capacity for dry saturated steam kg/h					
0.5	71	198	285	417	678	1049
1.0	95	263	379	554	901	1393
1.5	118	328	472	690	1122	1734
2.0	141	392	564	824	1341	2073
2.5	164	455	655	959	1559	2410
3.0	187	519	747	1092	1776	2748
3.5	209	582	838	1225	1993	3081
4.0	232	645	929	1358	2008	3414
4.5	255	708	1019	1490	2424	3747
5.0	277	771	1109	1622	2638	4079
5.5	300	833	1199	1754	2853	4410
6.0	322	896	1289	1886	3067	4741
6.5	345	958	1379	2017	3280	5071
7.0	367	1020	1469	2148	3494	5401
7.5	390	1083	1559	2279	3707	5731
8.0	412	1145	1648	2410	3920	6060
8.5	434	1207	1737	2541	4132	6389
9.0	457	1269	1827	2672	4345	6717
9.5	479	1331	1916	2802	4557	7046
10.0	501	1393	2005	2933	4769	7374
11.0	546	1517	2184	3194	5194	8030
12.0	591	1641	2362	3454	5618	8685
13.0	635	1765	2540	3715	6042	9340
14.0	680	1888	2718	3975		
15.0	724	2012	2897	4236		
16.0	769	2136	3075	4496		
17.0	813	2260	3253	4757		
18.0	858	2384	3431	5018		

Nota:(isolation_valve_overview-sb-f05-03-en.pdf, s/f)

Anexo 28. Planos principales del generador de vapor de 100BHP.