

ANÁLISIS EXERGEOECONÓMICO Y AMBIENTAL DE LA APLICACIÓN DE UN
CICLO RANKINE ORGÁNICO ACCIONADO POR GASIFICACIÓN DE BIOMASA
PARA PROVEER LA ENERGÍA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE
LA UIS.

JUAN CAMILO LADINO CAMARGO
DARLYN YULIETH VELASQUEZ CASTELLANOS

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2021

ANÁLISIS EXERGEOECONÓMICO Y AMBIENTAL DE LA APLICACIÓN DE UN
CICLO RANKINE ORGÁNICO ACCIONADO POR GASIFICACIÓN DE BIOMASA
PARA PROVEER LA ENERGÍA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE
LA UIS.

JUAN CAMILO LADINO CAMARGO
DARLYN YULIETH VELASQUEZ CASTELLANOS

Trabajo de Grado para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director

YESID JAVIER RUEDA ORDOÑEZ

PhD. Ingeniero Mecánico

Codirector

ANDRÉS FABIÁN SOLANO PÉREZ

MSc. En Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2022

Agradecimientos

Damos nuestro agradecimiento a:

La Universidad Industrial de Santander, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica y sus respectivos docentes por su labor diaria en formación de nuevos profesionales.

Al profesor Yesid Javier Rueda, docente de planta y director de nuestro proyecto quien nos brindó guía, seguimiento y conocimientos para el desarrollo del proyecto.

A todas las demás personas que contribuyeron en la realización del proyecto, sin ninguna de ellas esto no sería posible.

Dedicatorias

Le dedico este trabajo a mis padres y hermano menor, por su trabajo y sacrificio en todos estos años.

A mis abuelas, tíos, que me dieron la mano en los momentos que más lo necesitaba. Por darme consejo e intentar que la vida fuera más sencilla en los momentos difíciles.

A mí pareja Ghymel, que siempre confió en mis capacidades y me daba palabras de aliento en los momentos difíciles.

A mi compañero de tesis Juan Camilo Ladino, porque sin su apoyo, perseverancia y dedicación no se hubiera logrado la realización de este trabajo.

A mis amigos y toda persona que me haya aportado en este proceso, por sus ánimos y consejos.

Dedicatorias

Me gustaría dedicarle este proyecto de grado a mis padres Carlos Alberto Ladino y Sonia Camargo, por su paciencia y dedicación, amor y cariño en todos estos años de apoyo que estuvieron conmigo. A mi hermano Nicolás Andrés Ladino por ser un modelo para seguir.

También me gustaría agradecer a mis compañeros de carrera, en especial a Pablo Nieto, Andrés Velásquez, Sebastián Sanz, Libardo Pinilla, Andrea Botello; por su amistad y su ayuda en los momentos que más lo necesitaba.

A mis mejores amigos, Marlon Fabián García y Paula Fernanda Escobar, por ser esa luz cálida y esa conclusión sabia en mi vida.

A mi compañera de tesis Darlyn Velásquez por su dedicación y entrega incluso en los peores momentos.

Contenido

INTRODUCCIÓN.....	12
1. OBJETIVOS.....	13
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	13
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	13
2. MARCO TEORICO	14
2.1 CICLO RANKINE.....	14
2.2 CICLO RANKINE ORGÁNICO.....	14
2.2.1 FLUIDO DE TRABAJO	15
2.2 EXERGEOECONOMÍA.....	15
2.3 GASIFICACIÓN	16
3. METODOLOGÍA DEL DESARROLLO DEL PROYECTO	16
3.1 RECOLECCION DE DATOS	17
3.2. SELECCION DE FLUIDO DE TRABAJO	20
3.3. GENERALIDADES DEL CICLO RANKINE ORGANICO.....	22
3.4 ANÁLISIS DE COMBUSTIÓN DEL PRODUCTO DE GASIFICACIÓN.	23
3.5 ANÁLISIS EXERGEOECONÓMICO.....	28
3.6 HUELLA DE CARBONO	29
4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	31
4.1 SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO.....	31
4.2 MODELAMIENTO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC).....	32
4.3 DISEÑO DE LA BOMBA	36
4.4 MODELAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.	38
4.5 COMBUSTIÓN DEL PRODUCTO DE GASIFICACIÓN	39
4.6 DISEÑO DEL CONDENSADOR.....	43
4.6.1 CÁLCULO CONVECCIÓN EXTERNA.....	43
4.6.2 CÁLCULO CONVENCCIÓN INTERNA.	45
4.6.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR.	45
4.7 ANÁLISIS EXERGEOECONÓMICO.....	46
4.7.1 INVERSIÓN INICIAL Y O&M	46
4.7.2 BALANCE EXERGÉTICO Y DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA.	48
4.7.3 COSTOS ASOCIADOS A LA EXERGÍA.....	52
4.8 SELECCIÓN DE COMPONENTES	55
4.8.1 BOMBA Y EXPANSOR.....	56

4.8.2 CONDENSADOR.....	56
4.8.3 CALDERA.....	57
4.8.4 COMPRESOR	58
4.8.5 RADIADOR.....	59
4.8.6 VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	60
4.9 HUELLA DE CARBONO	62
5. CONCLUSIONES.....	64
6. BIBLIOGRAFÍA	66
7. ANEXOS.....	67

Figuras

Figura 1. Curvas de Clasificación de fluidos orgánicos a. Fluido seco b. Fluido húmedo c. Fluido isentrópico.....	15
Figura 2. Proceso de diseño ciclo Rankine Orgánico.....	17
Figura 3. Ficha técnica motor asíncrono. Foto tomada en los laboratorios de la Escuela de Ingeniería Mecánica.	18
Figura 4. Ficha elemento de laboratorio. Foto tomada en los laboratorios de la Escuela de Ingeniería Mecánica.	19
Figura 5. Ciclo Rankine ideal simple. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)l	22
Figura 6. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)	23
Figura 7. Ciclo Rankine orgánico real. Realización propia.....	36
Figura 8. Gráfica de rendimiento de bombas centrífugas. Tomado de TACO, Inc.....	37
Figura 9. Banco de tubos. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)	44
Figura 10. Esquema simplificado del ciclo Rankine orgánico. Elaboración propia.	49
Figura 11. Página web de la empresa KAISHA.....	56
Figura 12. Catálogo de ventajas en la construcción de un intercambiador de calor de la empresa DUNPHY ENERGY.....	57
Figura 13.. Quemador de tipo Inyección o atomización de la empresa EQUABOILER.....	58
Figura 14. Compresores Copeland scroll ZH para refrigerantes R134a	59
Figura 15. Tabla de Datos de capacidad de los compresores Copeland scroll ZH	59
Figura 16. Radiadores de cabezales compactos Armstrong.....	60
Figura 17. Válvula de expansión termostática Serie TRAE +	61
Figura 18.Tabla de información para ordenar la válvula de expansión termostática.....	61
Figura 19. Ciclo Rankine ideal simple. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)	67
Figura 20. Gráfica T-s ciclo Rankine ideal simple. Tomado de (Cengel & Boles, 2012).....	67
Figura 21. Gráfica T-s ciclo Rankine real simple (a), ciclo Rankine ideal con efectos de irreversibilidades en la bomba y turbina (b). Tomado de (Cengel & Boles, 2012)	70
Figura 22.Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)	84
Figura 23. Tipos de flujo intercambiadores de calor. Tomado de (Cengel & Ghajar, 2011)	86
Figura 24. Gráfica de temperatura en un condensador. Tomado de (Cengel & Ghajar, 2011)	87

Tablas

Tabla 1. Composición del syngas.....	16
Tabla 2. Lista de fluidos orgánicos sus propiedades. Tomado de (Cerrada Galán, 2020).....	21
Tabla 3. Niveles de GPW de diferentes gases comparados con el dióxido de carbono.....	30
Tabla 4. Lista de fluidos de trabajo en el mercado colombiano. Realización propia.	31
Tabla 5. Matriz Pugh para toma de decisión del mejor fluido de trabajo. Realización propia.	32
Tabla 6. Eficiencia térmica y eficiencia de segunda ley en función de la relación de presiones. Realización propia.	34
Tabla 7. Presión a la salida de la bomba, eficiencia térmica y eficiencia de segunda ley. Realización propia.	35
Tabla 8. Temperatura a la salida de la caldera, eficiencia térmica y eficiencia de segunda ley. Realización propia.	35
Tabla 9. Eficiencia isentrópica de diferentes compresores. Tomado (de Campbell, 2021).....	38
Tabla 10. Tabla donde se compara la relación de presiones, el flujo másico del sistema de refrigeración, la potencia requerida por el compresor y el coeficiente de desempeño. Realización propia.....	39
Tabla 11. Resultados de la estequiometría con aire estequiométrico. Realización propia.	40
Tabla 12. Lista de sustancias, entalpías de formación y entalpías. Realización propia.	42
Tabla 13. Resultados análisis del condensador. Realización propia.	46
Tabla 14. Costos de capital inicial y valor nivelado.	48
Tabla 15. Costo O&M u valor nivelado.....	48
Tabla 16. Resumen propiedades termodinámicas del ciclo en cada estado.	50
Tabla 17. Resumen exergías destruidas del ORC.	52
Tabla 18. Resumen análisis exergoeconómico con observaciones.	55
Tabla 19. Valores de costos exergéticos.	55
Tabla 20. Comparativa de MWh con las tCO ₂ e, en los años 2018, 2019 y 2020. (ESSA, 2020).....	62

RESUMEN

TÍTULO: ANÁLISIS EXERGEOCONÓMICO Y AMBIENTAL DE LA APLICACIÓN DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO ACCIONADO POR GASIFICACIÓN DE BIOMASA PARA PROVEER LA ENERGÍA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UIS.

AUTORES: JUAN CAMILO LADINO CAMARGO
DARLYN YULIETH VELASQUEZ CASTELLANOS

PALABRAS CLAVE: ORC, ANALISIS EXERGEOCONOMICO, BIOMASA, COSTOS, EXERGIA, ENERGIA, PROCESOS TERMODINAMICOS, FLUIDOS REFRIGERANTES, SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.

En este proyecto de investigación se analizará exergo económicamente una alternativa diferente para obtención de energía consumible para la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, por medio de un ciclo Rankine orgánico (ORC por sus siglas en inglés) alimentado por gasificación de biomasa. Esto, con el propósito de disminuir costes de gasto eléctrico y emisiones de gases perjudiciales para el medio ambiente en comparación a la fuente de energía principal de la escuela.

Las tendencias en la actualidad del mercado industrial abarcan procesos de alta eficiencia y calidad con bajos costos para su producción, por lo que los análisis exergo económicos son más necesarios y utilizados. Sumado a lo anterior, las herramientas computacionales (programas como EES y Matlab, entre otros), son una base fundamental en la resolución de problemas de ingeniería. Estas, brindan soluciones muy aproximadas que, con el criterio ingenieril, permiten mejores resultados en la elaboración de proyectos, facilitando los procesos de optimización.

El uso de biomasa, como recurso primario para el proceso de gasificación, permite un nuevo método para disponer de la materia orgánica que se produce en todo el campus de la universidad. Esto reduce el impacto ambiental al tratar residuos sólidos (MSW por sus siglas en inglés).

El proceso de transformación de RSU a combustible permite la producción de energía eléctrica. Sin embargo, esta energía proveniente no tiene la capacidad de alimentar sistemas de gran potencia o generar el vapor necesario para el funcionamiento de este. Por lo que se presenta este medio de cogeneración como una alternativa económica, esto debido que los sistemas ORC pueden ser utilizados a la salida de la Cámara de combustión, utilizando los gases de escape como fuente de energía.

ABSTRACT

TITLE: EXERGOECONOMIC AND ENVIROMENTAL ANALYSIS OF THE APLICATION OF A ORC POWERED BY GASIFICATION OF BIOMASS TO PROVIDE ENERGY TO MECHANICAL ENGINIRING BUILDING FROM UIS.

AUTHORS: JUAN CAMILO LADINO CAMARGO
DARLYN YULIETH VELASQUEZ CASTELLANOS

KEY WORDS: ORC, EXERGOECONOMIC ANALYSIS, BIOMASS, COSTS, EXERGY, ENERGY, THERMODYNAMIC PROCESS, FLUIDS, REFRIGERANTS, REFRIGERANT SYSTEMS.

In this proyect of investigation wil be analized exergoeconomically a different alternative to obtain energy consumable to mechanical enginiring building from the Industrial University of Santander, via an ORC powered by gasification of biomass. All of this, with the purpose to diminish cost for electric and gas emissions harmful to the enviroment if their are compared with the principal source of energy.

Current trends in the industrial market encompass high-efficiency and quality processes with low production costs, so exergo-economic analyzes are more necessary and used. In addition to the above, computational tools (programs such as EES and Matlab, among others), are a fundamental basis in solving engineering problems. These provide very approximate solutions that, with engineering criteria, allow better results in project development, facilitating optimization processes.

The use of biomass, as a primary resource for the gasification process, allows a new method to dispose of the organic matter that is produced throughout the university campus. This reduces the environmental impact of treating solid waste (MSW).

The process of transforming MSW to fuel allows the production of electrical energy. However, this energy does not have the capacity to feed high-power systems or generate the necessary steam for its operation. Therefore, this means of cogeneration is presented as an economic alternative, this is because the ORC systems can be used at the exit of the combustion chamber, using the exhaust gases as an energy source.

INTRODUCCIÓN

Hoy por hoy, la energía eléctrica, como necesidad básica de la civilización, está en un constante cambio hacia fuentes renovables, eficientes y de bajo costo ambiental. Esto último deriva de que tradicionalmente, la producción de electricidad viene de procesos agresivos que requieren el consumo de bienes naturales. Según la Unidad de Planeación Minero-Energética, por sus siglas, la oferta-demanda de extracción de energía primaria más importantes en Colombia, en el año 2020, estuvo compuesta principalmente de petróleo (40.6%), carbón mineral (33.1%) y gas natural (16.7%). Mientras, solamente el 0.6% del consumo colombiano es de energías renovables (UPME, 2019).

La implementación de una estación de generación de energía, a través de un Ciclo Rankine Orgánico (ORC, por sus siglas en inglés), presenta una alternativa ante la producción habitual de hidrocarburos. Aunque su implementación está diseñada para la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS, se puede extrapolar hacia otras zonas colombianas, donde aún no hay servicio de energía eléctrica.

Además, el uso de biomasa como combustible también apunta a la utilización de residuos sólidos urbanos. Esto permite también dar una solución a los problemas de basuras que tiene el país, bajando lo altos índices de vertederos y rellenos sanitarios colapsados. Incentivar el desarrollo de tecnologías alternativas, contribuye al mejoramiento y preservación del medio ambiente, sin dejar de dar el servicio básico.

El trabajo de investigación se buscó analizar diferentes fluidos de trabajo para el ORC, fáciles de conseguir en el mercado colombiano. Así mismo, como la generación de energía a través de una turbina-alternador. Y los elementos que conforman el ciclo y que satisfagan las condiciones del fluido de trabajo seleccionado. También se hizo especial énfasis en el sistema de refrigeración y en la optimización de todo el diseño a través de un análisis termo-económico.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Analizar la viabilidad exergo económica y ambiental para la generación de energía eléctrica, implementado un Ciclo Rankine Orgánico accionado por combustible obtenido por gasificación de biomasa

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar la carga energética del edificio de la escuela de mecánica, basado en los elementos que componen los salones y laboratorios de esta.
- Implementar un análisis exergoeconómico del ciclo Rankine orgánico para obtener la energía eléctrica que consiga mantener en funcionamiento de la Escuela de Ingeniería Mecánica UIS a través de conocimientos adquiridos en las áreas de termodinámica e ingeniería económica.
- Seleccionar cada uno de los componentes del ciclo Rankine para determinar la viabilidad técnica-económico basándose en el cumplimiento de los criterios termodinámicos óptimos obtenidos desde el análisis exergo-económico.
- Determinar la cantidad de gases contaminantes generados con la implementación de este sistema a través de modelos matemáticos para compararlos con la huella de carbón producida por la energía consumida en el año 2020.

2. MARCO TEORICO

2.1 CICLO RANKINE

El ciclo Rankine es un ciclo de potencia de vapor que permite convertir el calor en trabajo. (Droguett, 2017)

La composición detallada del ciclo y el análisis termodinámico y energético de sus componentes se detallan en el **anexo A**.

2.2 CICLO RANKINE ORGÁNICO

El ORC es parecido a un ciclo Rankine de vapor. Ambos están basados en la evaporación de un líquido a alta presión que se expande hasta baja presión generando trabajo mecánico. Por lo tanto, un ORC incluye los mismos elementos que un ciclo de vapor convencional. No obstante, el fluido de trabajo utilizado en un ORC no es agua, sino que se trata de compuestos orgánicos caracterizados por temperaturas de evaporación menores a las del agua y que permiten la generación de potencia mediante fuentes de calor de baja temperatura (Peris Pérez, Navarro Esbrí, Molés Ribera, & Mota Babiloni, 2015).

Los fluidos de trabajo son de tipo 'orgánico', pueden ser alcohol, refrigerante o un compuesto de refrigerantes, de alcoholes o ambos. Se llaman 'orgánicos' porque los fluidos de trabajo suelen ser compuestos químicos con cadenas de hidrocarburos. Estos tipos de fluidos son utilizados básicamente porque requieren una menor cantidad de calor para llevar al fluido hasta la fase de vapor sobrecalentado. Entonces, en la selección del fluido de trabajo se buscan los siguientes requerimientos:

- Bajas temperaturas de congelación.
- Estabilidad de altas temperaturas.
- Bajo impacto ambiental: no ser tóxico, corrosivo o inflamable.

2.2.1 FLUIDO DE TRABAJO

Los fluidos de un ciclo orgánico de Rankine pueden dividirse en tres categorías (Cerrada Galán, 2020):

- Fluidos secos: tiene curvas de saturación con pendiente es negativa, por lo que forman gotas en la etapa de expansión
- Fluidos isentrópicos: la pendiente es infinita, no producen gotas debido a que la expansión en la turbina se da a una entropía que coincide siempre con la del estado de saturación.
- Fluidos húmedos: tienen curvas de saturación con pendientes positivas que provocan que el fluido tienda a entrar en la región húmeda a salida de la turbina de expansión, haciendo necesario el empleo de procesos de sobrecalentamiento e incluso recalentamiento para evitarlo.

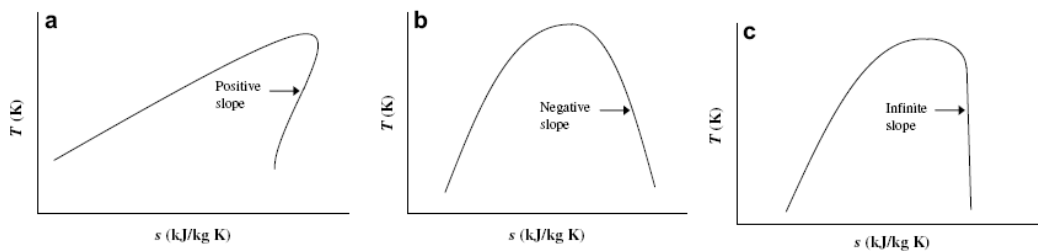


Figura 1. Curvas de Clasificación de fluidos orgánicos a. Fluido seco b. Fluido húmedo c. Fluido isentrópico.

2.2 EXERGONOMÍA

Estos análisis energéticos/financieros no se restringen a los flujos de energía en los sistemas térmicos, sino también a las áreas de operación, mantenimiento, personal, instalación, costos de materias primas, entre otras. Por esto, es que los estudios de

termoeconomía son tan importantes para la optimización de diseños, para buscar la máxima utilidad con el mínimo en costos.

2.3 GASIFICACIÓN

La gasificación consiste en la termoconversión de sólidos o líquidos carbonosos a temperaturas entre 600 y 1500 °C, en presencia de agentes gasificantes y un posible alimento de aire que esté por debajo de los valores estequiométricos de oxidación. Esto puede generar tres productos: syngas (en estado gaseoso), alquitrán (en estado líquido) y char (en estado sólido) (IDAE, 2007).

Para el caso del diseño del este proyecto, se utilizó la siguiente composición de syngas (Biagini, Barontini, & Tognotti, 2014):

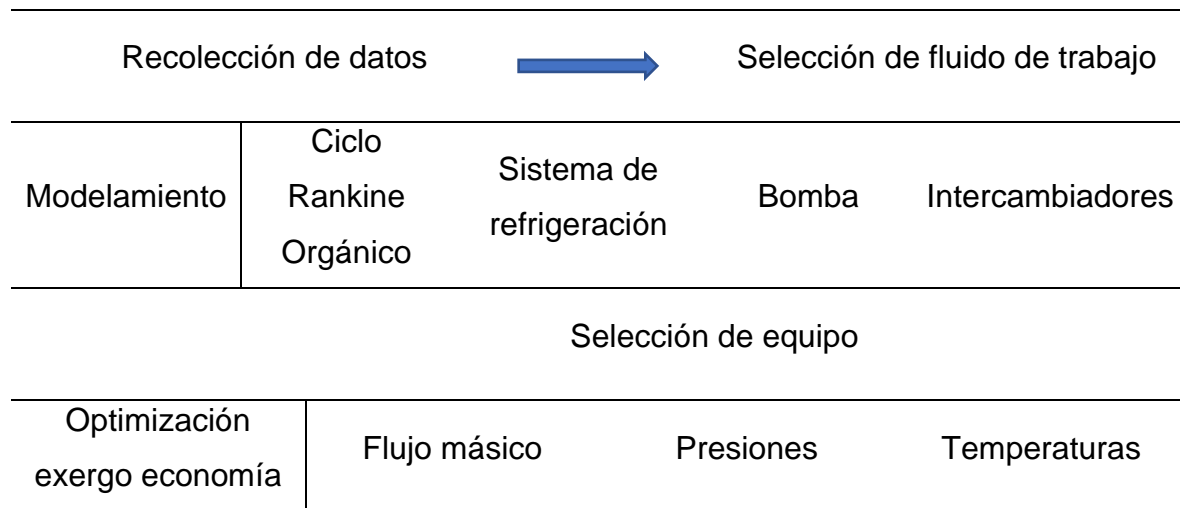
Composición syngas (porcentaje)	$H_2 = 17.3\%$
	$N_2 = 45.7\%$
	$CH_4 = 1.98\%$
	$CO = 22.6\%$
	$CO_2 = 12.0\%$
	$C_2H_4 = 0.39\%$
	$C_2H_6 = 0.04\%$
	$C_2H_2 = 0.04\%$
LHV	$5.70 \left[\frac{MJ}{m^3} \right] (dry)$
Peso molecular del syngas	$25.2 \left[\frac{kg}{kmol} \right] (dry)$

Tabla 1. Composición del syngas

3. METODOLOGÍA DEL DESARROLLO DEL PROYECTO

La siguiente Figura 2, muestra el proceso para diseñar el ciclo Rankine Orgánico que se llevó, buscando agrupar en pasos lógicos partes de la metodología. Con ayuda del software EES, se llevó primero a un modelo genérico de ORC para luego optimizarlo exergo económicamente.

METODOLOGÍA DISEÑO ORC



Resultados y conclusiones

Figura 2. Proceso de diseño ciclo Rankine Orgánico.

3.1 RECOLECCION DE DATOS

El objetivo de este proyecto es brindar energía eléctrica a la escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS. Ésta consta de dos edificios y un auditorio (el cuál, no se analizó). Para esto, en principio, se debe conocer cuánto consume dichos edificios. Las propuestas para definir el consumo energético fueron un analizador de redes, el cual es un instrumento que permite analizar diferentes propiedades de una instalación. Al estar conectado a la red eléctrica que entra a la escuela durante un tiempo, se hubiera podido saber con exactitud cuánto consume realmente la escuela en un mes. Sin embargo, no se pudo acceder a uno de estos instrumentos. Otra solución que se buscó fue saber si la

universidad tenía sectorizada los consumos, y al ver las cuentas saber cuánto consumen estos edificios. El problema es que la universidad maneja esas cuentas al completo, sin discriminar los edificios ni saber cuánto consume cada uno.

La última solución fue la que se implementó, y consta en la recolección de datos de cada elemento que consuma energía en la escuela, y hacer una sumatoria. Es decir, se plantea hacer el diseño de un ciclo de potencia que satisfaga el consumo de todos los elementos a la vez.



Figura 3. Ficha técnica motor asíncrono. Foto tomada en los laboratorios de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Muchos de los dispositivos utilizados en los laboratorios de Ingeniería Mecánica no tienen hojas de vida donde especifique cuánto es el consumo eléctrico exacto por hora. Sin embargo, elementos como bombas, tornos y fresadoras CNC, entre otros; poseen fichas técnicas (como en la Figura 3) que permite calcular este consumo de potencia, a través de la siguiente ecuación.

$$Pot_{equipo}[Wh] = Voltaje[V] * Amperaje[A] * 1[h] \quad (1)$$

Para los casos en los que la ficha no especifique voltaje y/o amperaje, se hace una conversión en la potencia.

$$1[h] * 1[hp] = 745.7[Wh] \quad (2)$$

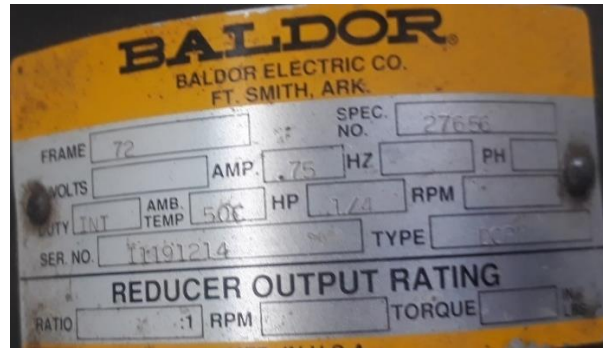


Figura 4. Ficha elemento de laboratorio. Foto tomada en los laboratorios de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Luego de tabular cada salón y laboratorio de cada piso de cada edificio, se sumó el resultado final y luego se multiplicó por un factor de seguridad, de $N = 1.2$, pensando en un margen de error al tomar los datos. La siguiente ecuación describe este proceso

$$Pot_{total}[kWh] = \frac{(\sum n * Pot_{equipo} * 1[h])}{1000} * N \quad (3)$$

Siendo Pot_{total} la potencia total de la escuela, N la cantidad del mismo equipo y Pot_{equipo} la potencia de cada equipo. Con este cálculo, se halló que, por hora, y si todos los elementos estuvieran en funcionamiento, los dos edificios consumen un total de

$$Pot_{total} = 516.06 [kWh] \quad (4)$$

En el **anexo B** se explica con mayor detalle la recolección de datos y la tabulación.

3.2. SELECCION DE FLUIDO DE TRABAJO

Aunque el ciclo Rankine convencional y el orgánico comparten los mismos elementos y la misma función, se diferencian del fluido que recorre dicho sistema. Normalmente, el agua es el fluido de trabajo utilizado en los ciclos que buscan generar grandes cantidades potencia. Esto se debe a sus propiedades termodinámicas y su abundancia y facilidad de obtención en el mercado. Sin embargo, para procesos de demanda de potencias medias o bajas, tales propiedades del agua terminan siendo un obstáculo al momento del diseño. Es por esto por lo que se utilizan otros fluidos de trabajo, y los cuales le dan ese nombre de '*orgánico*', con composiciones de hidrocarburos tales como refrigerantes, alcoholes o combinaciones de estos. Para hacer una comparación con el agua, al tener una composición de molécula más simple, su expansión se lleva a cabo en la zona bifásica, reduciendo el rendimiento (obligando a agregar más combustible a la caldera) y provocando cavitación en las aspas de la turbina. En cambio, refrigerantes como el benceno o el octametiltrisiloxano (MDM), por ser sustancias más compactas, se incrementa la vibración de sus átomos y favorece la capacidad de transferir calor sensible a nivel molecular.

También es común en los fluidos de trabajo orgánicos que su gráfica $T - s$ tengan comportamientos secos o isentrópicos, haciendo que, en todo el proceso de expansión a través de la turbina, no se generen burbujas de mezcla vapor-líquido ni generando cavitación, aumentando la vida útil de las aspas. Así mismo, por dicho comportamiento, el ciclo tendrá menores movimientos de calor latente en comparación a los sistemas con vapor de agua, aumentando la eficiencia.

La siguiente Tabla 2 muestra una amplia variedad de fluidos orgánicos existentes en los sistemas ORCs, haciendo que exista una amplia libertad para elegir óptimamente. Algunas restricciones para la selección del fluido son el peso molecular (PM_i), rango de

estabilidad térmica (T_{min} , T_{max}) y punto crítico (T_c , P_c), ésta última con especial atención. Dice Cerrada (Cerrada Galán, 2020)

“Uno de los parámetros esenciales para el diseño de los ORCs es la temperatura crítica del fluido de trabajo, cuanto mayor relación se obtenga entre esta y la temperatura de la fuente de calor, mayor aprovechamiento de calor se logrará”, y “convienen altas temperaturas críticas para que el fluido tenga amplia coexistencia de fases, así la caldera podrá operar con mayores presiones, lo que se traduce en mayor eficiencia gracias mejores expansiones en la turbina.”

Nombre	$PM_i \left[\frac{g}{mol} \right]$	$T_c [^{\circ}C]$	$P_c [bar]$	$T_{min}[^{\circ}C]$	$T_{max}[^{\circ}C]$	Seguridad	Inflamabilidad	Toxicidad
Butano	58.12	152	38	-138	301.9	1	4	0
Isobutano	58.12	135	36.3	-159	301.9	1	4	0
Pentano	72.15	197	33.7	-130	326.9	1	4	0
Ciclopentano	70.13	239	45.7	-93.4	326.9	1	3	0
Ciclohexano	84.16	280	40.8	6.32	426.9	1	3	0
1-Buteno	56.11	145	40.1	-141	276.9	1	4	0
2-metil-1-propeno	56.11	146	40.1	-185	251.9	1	4	0
Benceno	78.11	289	49.1	5.55	476.9	2	3	0
Metilbenceno	92.14	319	41.3	-95.2	426.9	2	3	0
Metanol	32.04	240	82.2	175.6	620	1	3	0
Acetona	58.08	235	47	178.5	550	1	3	0
R125	120.02	66	36.2	172.5	500	1	0	0
R143a	84.04	72.7	37.6	161.3	650	1	4	0
R134a	102.03	101	40.6	169.9	455	1	0	1
R245fa	134.05	154	34.5	171.1	440	2	1	0
R218	188.02	71.9	26.4	125.5	440	1	0	0
Perfluorobutano	238.03	113	23.2	189	500	1	0	0
MDM	236.53	291	14.2	187.2	673	1	3	1
Amoniaco	17.03	132	113	-77.7	426.9	3	1	0
Agua	18.02	374	221	0.01	1727	0	0	0

Tabla 2. Lista de fluidos orgánicos sus propiedades. Tomado de (Cerrada Galán, 2020)

Los criterios al seleccionar un fluido de trabajo se basaron en su inflamabilidad, toxicidad, corrosividad, seguridad y capacidad de adquisición en el mercado colombiano. En base a estos criterios, se realizó el estudio comparativo mediante la aplicación de la matriz de

Pugh, la cual permite comparar distintas opciones de diseño respecto a una alternativa base. Es decir, que la primera alternativa de diseño base es el fluido del agua, a partir de la puntuación de este que va a ser la misma, se compara las distintas características del fluido por medio de una valoración de: +1 si es mejor que el criterio base o -1 si es peor, 0 para el caso de ser similares es importancia.

3.3. GENERALIDADES DEL CICLO RANKINE ORGANICO

Al haber seleccionado el fluido de trabajo, se procede a hacer el modelamiento y diseño del ciclo Rankine orgánico.

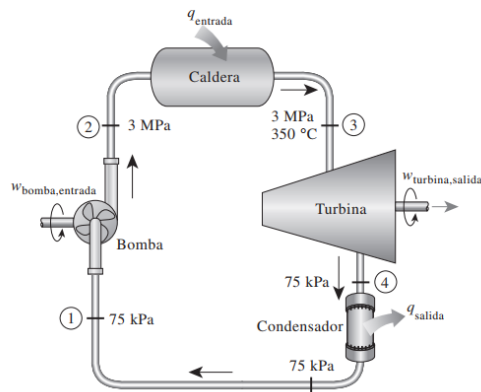


Figura 5. Ciclo Rankine ideal simple. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)

Los pasos que se siguieron para realizar el diseño son los que se presentan a continuación:

- 1) Obtener las tablas de propiedades del refrigerante seleccionado, las cuales serán agregadas en el **Anexo C**. Hacer los cálculos termodinámicos en los diferentes elementos del ciclo, con un modelamiento en el software EES. El objetivo es hallar los valores de calor extraído y agregado al sistema, así como el trabajo requerido por la bomba.

- 2) Se hace el modelamiento del sistema de refrigeración utilizado para la extracción de calor. Por las temperaturas que se manejan normalmente, se optó por un ciclo de compresión. El elemento en común, el ‘condensador’, se diseñará como un intercambiador de calor de contraflujo. La explicación sobre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor se muestra en el **Anexo D**.

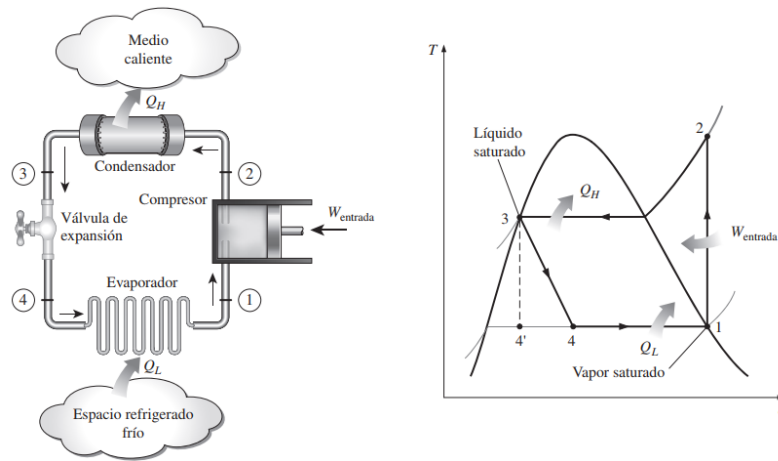


Figura 6. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)

- 3) Se plantea el diseño del condensador como un intercambiador de calor a contraflujo, por medio del método de la diferencia de temperatura media logarítmica. La explicación sobre el diseño de intercambiadores de calor se muestra en el **Anexo E**.
- 4) Se analiza la carga de aspiración neta positiva (**NPSH**, por sus siglas en inglés) para evitar la cavitación dentro de la bomba, y así poder hacer una selección de ésta. La explicación sobre el **NPSH** se muestra en el **Anexo F**.

3.4 ANÁLISIS DE COMBUSTIÓN DEL PRODUCTO DE GASIFICACIÓN.

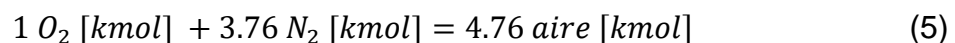
“Cualquier material que puede quemarse para liberar energía recibe el nombre de *combustible*” (Cengel & Boles, 2012). Al combinarse este combustible en una mezcla con

un oxidante, como el aire, y darle la energía suficiente, se produce el proceso termoquímico de la combustión. La utilidad de este es transformar esta mezcla, llamada comúnmente como reactivos, a través de una reacción exotérmica, a productos de combustión como el CO_2 , H_2O o SO_2 . Con ello, darle utilidad al calor generado y usarlo en el ciclo de potencia.

La mayoría de los combustibles conocidos se componen de hidrógenos y carbonos principalmente, es por esto por lo que reciben el nombre de combustibles hidrocarburos y se denotan por una fórmula general C_nH_m . Aunque también éstos combustibles pueden estar constituidos por trazos de oxígeno, hidrógeno, nitrógeno, azufre, humedad y cenizas.

El agente oxidante utilizado con mayor frecuencia es el aire, esto se debe a que existe abundantemente y es gratuito. También se podría utilizar O_2 puro, como en corte y soldadura. El inconveniente es que es más complicado procesar, transportar y conseguir O_2 puro, por lo que sólo se hace cuando se requiere en un trabajo especializado.

La composición de aire es: 20.9% de oxígeno O_2 , 78.1% de nitrógeno N_2 , 0.9% de argón Ar , y pequeños porcentajes de CO_2 , He , Ne e H . Como son tan pequeñas esas cantidades de gases, se descartan y el argón se trabaja como si fuera nitrógeno. Por lo que, en análisis de combustión, el aire se define como 21% oxígeno y 79% nitrógeno. Entonces, para un $kmol$ de O_2 hay un total de $\frac{0.79}{0.21} = 3.76 [kmol]$ de N_2 .



Es importante destacar que el nitrógeno no trabaja como oxidante en la combustión. Esto quiere decir, es inerte durante el proceso. Sin embargo, su aparición no es despreciable,

puesto que el nitrógeno suele entrar a la cámara de combustión en grandes cantidades y a temperaturas bajas. Al salir, el nitrógeno no se ha combinado con otras sustancias, pero sí ha absorbido energía, reflejado en su alta temperatura como producto.

El primer paso al hacer un estudio de combustión es el cumplimiento de la ley de la conservación de la masa. Al mezclar el combustible con el gas oxidante, y compararlo con los productos de combustión, la masa en la entrada y luego del proceso debe ser igual. Esto se llama balance estequiométrico. Luego, se suele utilizar en los análisis de procesos de combustión, una relación aire-combustible, que suele expresarse en base de masa, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$AC = \frac{m_{air}}{m_{combu}} \quad (6)$$

La masa m de una sustancia se relaciona con el número de moles N por medio de la relación, siendo M la masa molar.

$$m = NM \quad (7)$$

Es posible que la combustión sea incompleta, es decir, que en los productos aparezcan gases como CO , C , H_2 , o bien, OH . Esto puede ocurrir puesto que, en el proceso, no se llega a el aire calculado en la estequiometría, también llamado *aire estequiométrico*, aunque esta no sea la única razón. Otra forma para llegar a una combustión incompleta es la disociación, la cual se vuelve importante a elevadas temperaturas.

Al ser la combustión un proceso en donde hay cambios en la estructura química por los rompimientos de enlaces químicos que unen a los átomos en las moléculas para luego formar otros nuevos; el balance energético debe tener en cuenta la energía química. Si se supone que no hay cambios en los átomos de los reactivos, en otras palabras, no ha

reacciones nucleares, y se ignora los cambios de energía cinética y potencial, el balance de energía en el sistema se debe al cambio de la composición química y a un cambio de estado, como se explica con la siguiente ecuación:

$$\Delta E_{sistema} = \Delta E_{estado} + \Delta E_{química} \quad (8)$$

Si en el proceso, los productos salen con las mismas condiciones de entrada, se asume que $\Delta E_{estado} = 0$. Por consiguiente, el cambio de energía en el sistema se debe únicamente a la variación de energía química.

En este punto, también se definen los estados de referencia (a 25°C y 1 atm), a los cuales se le asigna los valores iguales a cero a la energía interna o entalpía en una sustancia en ese estado y, con ello, calcular las variaciones de estas en cualquier proceso. Los valores de las propiedades en el estado de referencia estándar se indican mediante un superíndice (h° y u°). Cuando se analicen sistemas reactivos, se deben emplear valores de propiedades relativos al estado de referencia estándar.

Puesto que la combustión es un proceso exotérmico, es decir, durante el proceso algo de calor se transfiere a la cámara de combustión o a los alrededores. De este modo, de acuerdo con la relación de balance de energía para flujo estable, y sin contar con trabajo, la transferencia de calor durante este proceso debe ser igual a la diferencia entre la entalpía de productos y de reactivos. La siguiente ecuación explica este comportamiento:

$$Q = H_{productos} - H_{reactivos} \quad (9)$$

Este calor también recibe el nombre de entalpía de reacción h_R , que se define como “la diferencia entre la entalpía de los productos en un estado específico y la entalpía de los

reactivos en el mismo estado para una reacción completa.” (Cengel & Boles, 2012). Cuando se habla de combustión, se le suele llamar entalpía de combustión h_C o poder calorífico y “representa la cantidad de calor liberado durante un proceso de combustión de flujo estable cuando 1 kmol de combustible se quema por completo a una temperatura y presión especificado”. Es decir:

$$h_R = h_C = H_{\text{productos}} - H_{\text{reactivos}} \quad (10)$$

Otra propiedad para definir es la entalpía de formación \bar{h}_f , la cual puede considerarse como la entalpía de una sustancia en un estado especificado debido a su composición química. Elementos como el O_2, N_2, H_2 y C tienen una entalpía de formación igual a cero, puesto que su composición química en el estado de referencia se da por naturalidad. En otras palabras, son elementos estables a 25 °C y 1 atm.

El balance final de energía de sistemas de flujo estable utiliza las propiedades termodinámicas recién definidas en la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{salida}} = \sum N_r (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r - \sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p \quad (11)$$

Siendo Q_{salida} el calor que sale de la combustión, N_r y N_p el número de moles del reactivo r y el producto p , $\sum N_r (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$ la energía hacia el sistema mediante la masa por mol de combustible y $\sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p$ la energía fuera del sistema mediante la masa por mol de combustible.

3.5 ANÁLISIS EXERGEOECONÓMICO

La termoeconomía es esa rama de la ingeniería que combina análisis exergético con principios económicos para proveer información que no estaría disponible con un análisis de energía convencional y evaluaciones económicas, al diseño de un sistema. Es decir, se puede considerar a la termoeconomía como la optimización de diseño, en términos de costos.

Puesto que la base de este campo de estudio es en principio *exergía*, se procede a definirla. La exergía, también llamada disponibilidad, es la propiedad que permite determinar el potencial de trabajo útil que se puede extraer de una cantidad de energía definida. “Un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto” (Cengel & Boles, 2012). En otras palabras, es el límite máximo de trabajo que un dispositivo puede entregar, por una cantidad de energía dada, si el elemento no tiene irreversibilidades. En situaciones reales, los elementos que conforman un ciclo tienen irreversibilidades (o destrucciones de exergías). Esto quiere decir, en los procesos ideales, al no tener pérdidas de exergía, no generan entropía.

La exergía es una propiedad de combinación, puesto que depende no sólo del sistema sino también del *ambiente*. Cuando el sistema alcanza los valores de presión, temperatura, etc., con el ambiente, se dice que entró en un ‘*estado muerto*’ puesto que ya no puede genera más trabajo.

Para un proceso con flujo de masa, la ecuación que explica la exergía de un elemento es igual a:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (12)$$

Donde h_0 , T_0 y s_0 son las propiedades en el estado muerto. Para el cálculo de las irreversibilidades se usa la siguiente ecuación

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} \geq 0 \quad (13)$$

Donde S_{gen} es la entropía generada por el proceso. Al tener definido las exergías en todos los puntos del sistema, se empieza a agregar el análisis económico. Los costos asociados con un producto están ilustrados en la siguiente ecuación (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

$$\dot{C}_p = \dot{C}_F + \dot{Z}^{CI} + \dot{Z}^{OM} \quad (14)$$

Siendo \dot{C}_p los costos asociados con el producto realizado, \dot{C}_F los costos del combustible, \dot{Z}^{CI} costos ligados con el capital invertido y \dot{Z}^{OM} son los costos relacionados con la operación y mantenimiento. La variable \dot{C} denota una tasa de costo vinculado con un flujo de exergía, de materia, de potencia o de transferencia de calor, en cambio, la variable \dot{Z} representa todos los costos remanentes.

3.6 HUELLA DE CARBONO

Se entiende como huella de carbono (HC) a "la totalidad de gases de efecto invernadero (GEI) emitidos por efecto directo o indirecto por un individuo, organización, evento o producto". (Ministerio de agricultura, 2010)

La huella de carbono cuantifica la cantidad de emisiones de GEI, expresadas en toneladas de CO2 equivalente, que son liberadas a la atmósfera como consecuencia del desarrollo de cualquier actividad.

Las emisiones de GEI se dividen en:

- Emisiones Directas: Aquellas que son emitidas desde fuentes que son controladas.
- Emisiones Indirectas: Aquellas que son consecuencia de las actividades, pero que son emitidas desde fuentes que no son controladas.

Las emisiones de GEI típicamente provienen de las siguientes categorías de fuentes:

- Combustión Fija: combustión de combustibles en equipos estacionarios o fijos.
- Combustión Móvil: combustión de combustibles en medios de transporte.
- Emisiones de Proceso: emisiones de procesos físicos o químicos.
- Emisiones Fugitivas: liberaciones intencionales y no intencionales.

La siguiente ecuación nos permite calcular la HC para cualquier sector:

$$\begin{aligned}
 & \text{Emisiones de GEI (ton CO2eq)} \\
 & = \text{Dato de actividad} * \text{Dato de Emision} * \text{GWP}
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

- Dato de actividad: Medida cuantitativa de la actividad que produce una emisión. Los datos de actividad son relativos a consumos de materias primas, productos, energía y transporte (entre otros) que permiten cuantificar las emisiones de GEI.
- Dato de Emisión: medida directa de las emisiones de los Gases considerados para el cálculo de la Huella de carbono. Se expresa en peso de ese gas (Por ejemplo: Kg de CH₄)
- El potencial de Calentamiento global (GWP- Global Warning Potential) es un factor que describe el aporte al efecto invernadero de cada gas respecto al dióxido de carbono (CO₂) que se toma como gas de referencia. Este valor depende de la capacidad de absorción de radiación infrarroja y de la vida en la atmosfera.

GAS	FÓRMULA QUÍMICA	GPW
Dióxido de carbono	CO ₂	1
Metano	CH ₄	25
Óxido nitroso	N ₂ O	298

Tabla 3. Niveles de GPW de diferentes gases comparados con el dióxido de carbono

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO

Al haber una cantidad de opciones para usar como fluido de trabajo, el primer paso realizado fue disminuir la lista. Como el sistema se diseña para estar en las instalaciones de la escuela de Ingeniería Mecánica, los refrigerantes y fluidos de trabajo deben estar asequibles en el mercado colombiano.

Nombre	Categoría	En dónde se puede comprar	Precio	Cantidad	Precio/Peso
R218	Seco	<ul style="list-style-type: none">• CTH Centro técnico del hogar• Comercializadora Albadán	\$181.860	1 [kg]	\$181.860
R125	Seco	<ul style="list-style-type: none">• AWVAR WORLD	\$247.058	11 [lb] = 4.98 [kg]	\$49.610
R134a	Húmedo	<ul style="list-style-type: none">• AWVAR WORLD• CTH Centro técnico del hogar• Almacenes refrigeración	\$598.000	30 [lb] = 13.61 [kg]	\$43.938
R245fa	Seco	<ul style="list-style-type: none">• Almacenes refrigeración• Alibaba.com	\$24.248	1 [kg]	\$24.248

Tabla 4. Lista de fluidos de trabajo en el mercado colombiano. Realización propia.

Se redujo los candidatos a un total de cuatro refrigerantes en el mercado colombiano. Con esto, podemos realizar la matriz Pugh, teniendo en cuenta precio por kg de combustible, toxicidad, seguridad, capacidad para generar potencia e inflamabilidad; teniendo de referencia el agua.

Para el criterio de estabilidad a altas temperaturas, se comparó la temperatura crítica mostrada en la Tabla 2. Así mismo, para el criterio de generación de altas potencias, se observó las gráficas $P - h$ de cada refrigerante. Aunque el agua sea el fluido de referencia y no vaya a ser utilizado, en cuanto a precio, disponibilidad en el mercado y generación de potencia; es la alternativa más valorada.

CRITERIOS	Fluido de Referencia	ALTERNATIVAS DE FLUIDO DE TRABAJO			
	Agua	R218	R125	R134a	R245fa
Inflamabilidad	0	0	0	0	-1
Seguridad	0	-1	-1	-1	-2
Toxicidad	0	0	0	-1	0
Disponibilidad en el mercado	3	1	-1	2	1
Capacidad de producir alta potencia	3	1	1	1	2
Estabilidad a altas temperaturas	3	1	2	1	2
Precio	3	-2	0	0	2
Suma	12	0	1	2	4
Ranking	0	4	3	2	1

Tabla 5. Matriz Pugh para toma de decisión del mejor fluido de trabajo. Realización propia.

Como conclusión, para este diseño se tomó como fluido de trabajo el refrigerante R245fa.

4.2 MODELAMIENTO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC)

Para el diseño del ciclo Rankine orgánico, se tuvieron en cuenta una lista de supuestos para facilitar los cálculos. A continuación, se enumeran los puntos que se supusieron y su justificación:

- 1) En la entrada de la bomba, el fluido está como líquido subenfriado. Uno de los problemas de los ciclos Rankine orgánicos son las bombas. En la realidad, la

mayoría de las bombas del mercado están diseñadas para operar con agua. Cuando se cambia el fluido de trabajo, puede aparecer cavitación.

- 2) En la turbina no hay cavitación. Esto se puede suponer por dos motivos, porque normalmente se diseña el ciclo en área de vapor sobrecalentado. En un ciclo Rankine orgánico, donde su fluido de trabajo tiene un comportamiento seco en su gráfica $T - s$, en el proceso de expansión no habrá mezcla líquido-vapor.
- 3) En las tuberías del sistema no hay pérdidas de presión, así como tampoco en los accesorios.
- 4) Las eficiencias isentrópicas de la bomba y la turbina estarán cerca de un 65%. Como el diseño es para generar potencias no tan altas, lo normal es que su eficiencia isentrópica no sea tan alta y ronde los valores entre 65% y 75%.
- 5) En ninguna parte del diseño, la temperatura del fluido de trabajo estará por debajo de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, para evitar condensación de la humedad del aire y genere bloques de hielo en las tuberías.
- 6) La relación de presión entre la entrada de la bomba, y la salida de ésta, es de máximo un $R = 10$. Esto se debe a que, en las turbinas comerciales, ese es el rango que se maneja. Así mismo, la presión máxima a la entrada de la turbina está en función de la presión crítica del fluido de trabajo, de $P_{crit} = 34.5\text{ [bar]} = 3450\text{ [kPa]}$.
- 7) El trabajo de salida de la turbina debe ser igual a la tabulada en la recolección de datos más la potencia necesaria en la bomba y el compresor. La razón de esta suposición es para que el diseño sea autosustentable. La siguiente ecuación expresa este punto.

$$W_{total} = 520 \frac{[kWh]}{1\text{ [h]}} + W_{compresor} + W_{bomba} \quad (16)$$

Buscamos los valores de las propiedades del ciclo en función de las eficiencias térmicas y de segunda ley. Éstas, a su vez, en función de tres variables: la relación de presiones a la entrada y salida de la bomba R , la presión de salida de la bomba P_2 y la temperatura a la salida de la caldera T_3 . El objetivo de este procedimiento es poder hallar las propiedades óptimas con el análisis exergoeconómico.

	R	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	η_{ter}	η_{II}
Run 1	3	1150	3450	5,062	10,5
Run 2	3,333	1035	3450	5,431	11,12
Run 3	3,667	940,9	3450	5,742	11,63
Run 4	4	862,5	3450	6,005	12,06
Run 5	4,333	796,2	3450	6,226	12,41
Run 6	4,667	739,3	3450	6,409	12,69
Run 7	5	690	3450	6,556	12,91
Run 8	5,333	646,9	3450	6,668	13,06
Run 9	5,667	608,8	3450	6,74	13,14
Run 10	6	575	3450	6,764	13,13

Tabla 6. Eficiencia térmica y eficiencia de segunda ley en función de la relación de presiones. Realización propia.

Se eligió una relación entre presiones de $R = 5,2$ por elección de los diseñadores. Con la relación ya seleccionada, se buscó una presión de entrada de la turbina P_2 como variable.

	R	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	η _{ter}	η _{II}
Run 1	5,2	509,6	2650	5,606	10,56
Run 2	5,2	525,6	2733	6,004	11,38
Run 3	5,2	541,7	2817	6,177	11,76
Run 4	5,2	557,7	2900	6,292	12,03
Run 5	5,2	573,7	2983	6,378	12,24
Run 6	5,2	589,7	3067	6,446	12,42
Run 7	5,2	605,8	3150	6,5	12,57
Run 8	5,2	621,8	3233	6,545	12,71
Run 9	5,2	637,8	3317	6,582	12,83
Run 10	5,2	653,8	3400	6,612	12,95

Tabla 7. Presión a la salida de la bomba, eficiencia térmica y eficiencia de segunda ley. Realización propia.

T ₃ [C]	η _{ter}	η _{II}
130	2,095	6,325
140,6	3,003	7,316
151,1	5,844	10,95
161,7	6,154	11,32
172,2	6,315	11,49
182,8	6,416	11,58
193,3	6,484	11,63
203,9	6,529	11,65
214,4	6,559	11,65
225	6,576	11,63

Tabla 8. Temperatura a la salida de la caldera, eficiencia térmica y eficiencia de segunda ley. Realización propia.

La siguiente Figura 7 muestra el comportamiento del ciclo, siendo 2_s y 4_s los estados isentrópicos mientras que 2_a y 4_a los estados reales basados en las eficiencias isentrópicas.

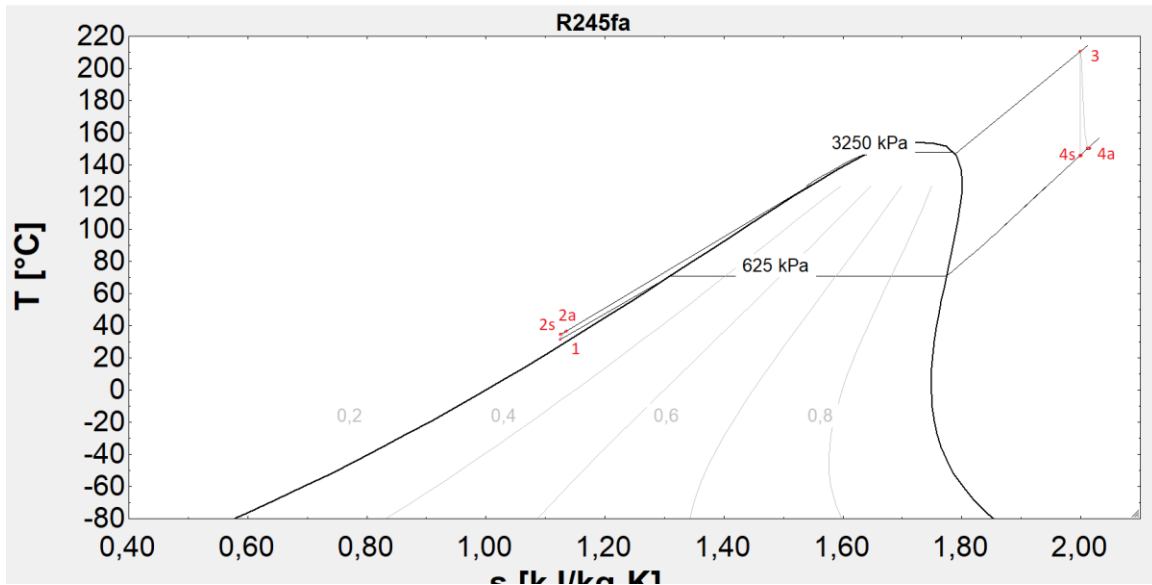


Figura 7. Ciclo Rankine orgánico real. Realización propia.

4.3 DISEÑO DE LA BOMBA

Para hacer el diseño del ciclo, hay que mirar las especificaciones de la bomba. Como ya se mencionó antes, el problema que maneja las bombas cuando se les usa con refrigerantes es la cavitación. En principio, se calcula la carga hidrostática neta.

$$H = \frac{P_{sal} - P_{ent}}{g * \rho} = 22,72 [ft] = 6,925 [m] \quad (17)$$

Suponiendo que no hay cambios significativos de la velocidad, ni altura, del fluido de trabajo al pasar a través de la bomba. Para mirar si la bomba seleccionada puede tener

problemas con el circuito establecido, se hace estudio de la carga de aspiración neta positiva, usando la siguiente ecuación.

$$NPSH = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{Vel^2}{2g} \right)_{entrada} - \frac{P_v}{\rho g} = 4.3 [ft] \quad (18)$$

Se tomó el valor de 4,3 [ft] de altura de carga de aspiración como requisito. Con este, se observa la temperatura a la que entra el fluido a la bomba como líquido subenfriado. Si en la selección de la bomba por catálogo, no hay uno que satisfaga las necesidades, se puede hacer un circuito en paralelo y distribuir la carga a varias bombas que funcionarán a la vez.

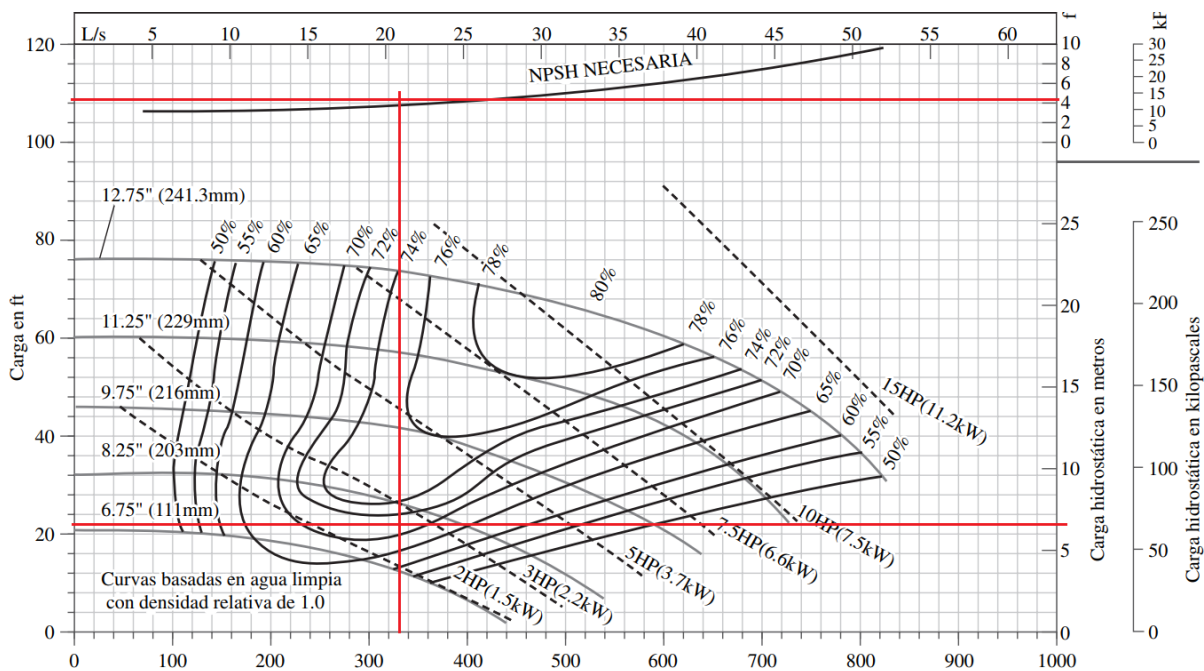


Figura 8. Gráfica de rendimiento de bombas centrífugas. Tomado de TACO, Inc.

La propiedad termodinámica que estuvo en función del NPSH fue la presión a la entrada de la bomba. Ésta, a su vez, definió la temperatura T_1 (temperatura a la entrada de la

bomba). Con este nuevo parámetro se termina de definir el ciclo. Dando por resultado los siguientes datos: Calor de entrada en la caldera $Q_{caldera} = 9980 \left[\frac{kJ}{s} \right]$, transferencia de calor a través del condensador $Q_{condensador} = 9326 \left[\frac{kJ}{s} \right]$, el calor de escape del sistema por medio del radiador $Q_{radiador} = 9460 \left[\frac{kJ}{s} \right]$. También se encontró las potencias relacionadas con el ciclo, como el de la bomba $W_{bomba} = 82,92 [kWh]$, el compresor $W_{compresor} = 134 [kWh]$ y la salida en la turbina $W_{turbina} = 736,9 [kWh]$

4.4 MODELAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Para el diseño del ciclo de enfriamiento, se supuso que podría utilizarse una torre de refrigeración. Sin embargo, por las temperaturas a las que opera el ORC, y la conductividad térmica del agua puede que no sea suficiente. Entonces, para solucionar la necesidad de extracción de calor al ciclo de generación de potencia, se implementó el modelo de un ciclo de refrigeración por compresión de gas (para el caso R134a, por selección propia). Se debe también tener en cuenta la eficiencia isentrópica del compresor que se vaya a utilizar para el planteamiento del ciclo teniendo en cuenta que lo común sea el uso de compresores recíprocos de baja velocidad.

TIPO DE COMPRESOR	EFICIENCIA η_{ise}
Centrífugo	0.65 – 0.75
Recíproco de alta velocidad	0.65 – 0.75
Recíproco baja velocidad	0.75 – 0.85

Tabla 9. Eficiencia isentrópica de diferentes compresores. Tomado (de Campbell, 2021)

Así mismo, la relación de presión a la entrada y salida del compresor no debe exceder un valor de 4 (de Campbell, 2021). Sin embargo, si la relación de presiones en la entrada y salida del compresor sea lo menor posible, el sistema necesita menos potencia de entrada y menos flujo másico de R134a.

1..10	R_2		W_C [kJ/s]	COP_R
Run 1	1,1	58,92	134	69,61
Run 2	1,144	67,31	216,5	48,5
Run 3	1,189	78	321,5	37,3
Run 4	1,233	92,06	459,6	30,36
Run 5	1,278	111,4	649,4	25,63
Run 6	1,322	139,5	925,8	22,2
Run 7	1,367	183,5	1361	19,59
Run 8	1,411	259,4	2120	17,54
Run 9	1,456	398	3541	15,88
Run 10	1,5	613,9	5895	14,51

Tabla 10. Tabla donde se compara la relación de presiones, el flujo másico del sistema de refrigeración, la potencia requerida por el compresor y el coeficiente de desempeño. Realización propia.

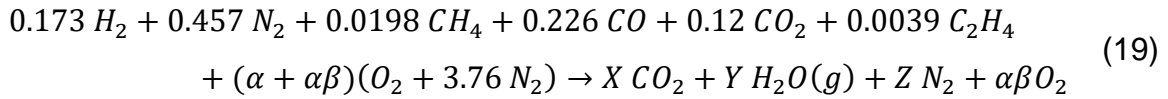
Llegando a una relación de $R_2 = 1,1$, el sistema consume en exceso potencia para refrigerar el sistema, necesitando cantidades enormes de refrigerante.

4.5 COMBUSTIÓN DEL PRODUCTO DE GASIFICACIÓN

El objetivo del análisis de combustión del producto de gasificación es conocer cuál es la cantidad de calor generado por unidad molar Q_{comb} y, al compararlo con la necesidad del ciclo Rankine $Q_{caldera}$, conocer el flujo másico de combustible \dot{m}_{combu} .

Para ello, primero se desarrolla la estequiometría suponiendo que la combustión es completa y se lleva a cabo a temperatura ambiente (alrededor de los 25 °C) y presión ambiente. Sin embargo, se aplica aire en exceso para garantizar una combustión

completa. Un rango entre el 15% y 20% de aire extra permitiría una seguridad en la combustión. Es decir, los productos sólo se conforman por vapor de agua $H_2O(g)$, dióxido de carbono CO_2 y nitrógeno N_2 .



Siendo $\beta = 0.15$ un 15% de exceso de aire. El siguiente sistema de ecuaciones expresa el balance estequiométrico entre productos y reactivos.

$$X = 0.0198 + 0.226 + 0.12 + 2(0.0039)$$

$$Y = 0.173 + 2(0.0198) + 2(0.0039)$$

$$Z = 0.457 + (\alpha + \alpha\beta)(3.76)$$

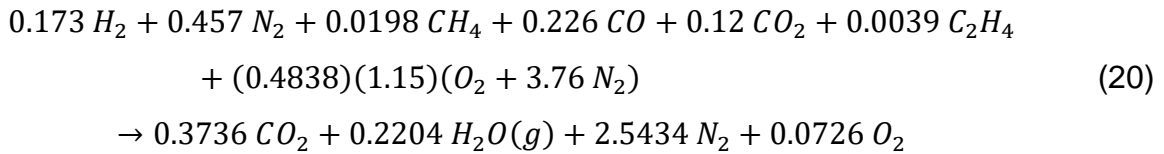
$$\alpha = X + \frac{Y}{2}$$

Siendo X la relación de carbonos, Y la relación entre hidrógenos, Z la relación de nitrógenos y α la relación de oxígenos entre los productos y los reactivos. Los resultados se enlistan en la siguiente Tabla 11

X	0.3736
Y	0.2204
Z	2.5434
α	0.4838
$\alpha\beta$	0.0726

Tabla 11. Resultados de la estequiometría con aire estequiométrico. Realización propia.

Por lo que, si el proceso se da de manera ideal, la combustión se ve reflejada en la siguiente expresión:



Con estos datos también podemos calcular la relación aire-combustible AC , el cual es de la forma:

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combu}} = \frac{(\alpha\beta NM)_{aire}}{(NM)_{combu}} = \frac{(0.4838)(1.15)(4.76 [kmol]) \left(29 \left[\frac{kg}{kmol}\right]\right)}{(0.9997 [kmol]) \left(25.2 \left[\frac{kg}{kmol}\right]\right)} = 3.05 \tag{21}$$

Se procede a desarrollar el análisis energético de la combustión para hallar el calor de combustión Q_{comb}

$$Q_{comb} + \sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \tag{22}$$

Nos interesa que la temperatura en los productos sea lo menor posible. Esto se debe a que mejora la eficiencia de segunda ley, por lo que se supone una temperatura de 700 K. La siguiente tabla enumera las entalpías de las sustancias que participan en la combustión, así como la entalpía de referencia para el nitrógeno, dióxido de carbono, oxígeno de vapor de agua. Además, se enlistan las entropías de los productos a temperatura de salida.

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ \left[\frac{kJ}{kmol} \right]$	$\bar{h}_{298\text{ K}} \left[\frac{kJ}{kmol} \right]$	$\bar{h}_{700\text{ K}} \left[\frac{kJ}{kmol} \right]$
Hidrógeno	H_2	0	-	-
Nitrógeno	N_2	0	8,669	20,604
Metano	CH_4	-74,850	-	-
Monóxido de carbono	CO	-110,530	-	-
Dióxido de carbono	CO_2	-393,520	9,364	27,125
Etileno	C_2H_4	+52,280	-	-
Oxígeno	O_2	0	8,682	-
Vapor de agua	$H_2O(g)$	-241,820	9,904	24,088

Tabla 12. Lista de sustancias, entalpías de formación y entalpías. Realización propia.

Cabe rescatar que, al asumirse que el producto de gasificación entra con presión y temperatura ambiental, el $\bar{h} - \bar{h}^\circ$ va a ser cero y por eso no se incluye en la tabla. Sin embargo, lo más probable es que el producto de gasificación sea almacenado en cilindros donde su presión pueda ser mayor, aunque ese análisis excede los límites de los objetivos de este trabajo de grado. Se procede a desarrollar y hallar cuál sería la capacidad de calor útil en un análisis ideal.

$$Q_{comb} = 86.719,0 \left[\frac{kJ}{kmol} \right] = 3.441,0 \left[\frac{kJ}{kg_{comb}} \right] \quad (23)$$

Para conocer la cantidad de flujo másico de combustible que debe ingresar a la caldera, se utilizó la siguiente ecuación

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_{caldera} \left[\frac{kJ}{s} \right]}{Q_{comb} \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 2,9 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (24)$$

4.6 DISEÑO DEL CONDENSADOR

El condensador se diseñó con la forma supuesta, de un intercambiador de calor con 60 tubos, en una distribución cuadrada de 6×10 . El diámetro de cada tubo es de $1,5 [cm]$ y con un espesor de pared despreciable para los cálculos. La distancia de centros entre tubos está planeada para que sea de $S_t = 5 [cm]$, y la longitud del tubo es de $1 [m]$. El fluido de trabajo del ciclo Rankine será el que pase por la carcasa, mientras que el fluido de trabajo del sistema de refrigeración pasa por el banco de tubos.

Lo primero es hacer el desarrollo de la convección forzada interna y externa para conocer los coeficientes de transferencia pertinentes y, con ellos, calcular el coeficiente global del intercambiador de calor. Luego, poder calcular el área de transferencia requerido para este modelo.

4.6.1 CÁLCULO CONVECCIÓN EXTERNA.

Se necesita el valor de la velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$ a la que fluye el refrigerante *R245fa* en medio de los tubos. Para ello, se utiliza la siguiente ecuación.

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_t}{S_t - D_{tubos}} * V \quad (25)$$

Siendo V la velocidad por la que se mueve el fluido de trabajo del Ciclo Rankine a través del sistema. Para calcular esta velocidad, utilizamos el área que atraviesa, la densidad del fluido a una temperatura media y el flujo másico.

$$V = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{cor} * \rho_{R245fa@T_m}} \quad (26)$$

$$A_{cor} = S_t * N_t + D_{tubos} \quad (27)$$

Siendo N_t el número de tubos en la primera fila.

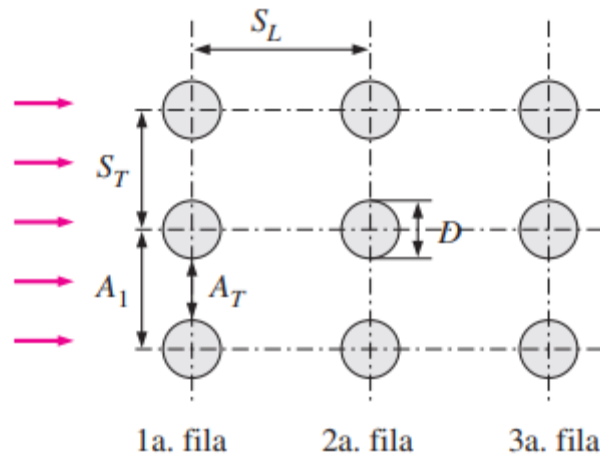


Figura 9. Banco de tubos. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)

Teniendo la velocidad máxima, podemos calcular el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho_{R245fa@T_m} * V_{m\acute{a}x}}{\mu_{R245fa@T_m}} \quad (28)$$

Dependiendo del valor, podemos utilizar la siguiente ecuación tomada de la tabla 7-2 del libro de (Cengel & Boles, 2012)

$$Nu = 0,27 * F * Re^{0,63} * Pr_{R245fa@T_m}^{0,36} * \left(\frac{Pr_{R245fa@T_m}}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (29)$$

$$h_e = \frac{Nu * k_{R245fa@T_m}}{D_{tubos}} \quad (30)$$

Donde $F = 0,98$ es un factor de corrección dado a que no hay más de 16 filas.

4.6.2 CÁLCULO CONVECCIÓN INTERNA.

Al igual que en el análisis de convección externa, se calcula la velocidad del fluido de trabajo del sistema de refrigeración, conociendo la cantidad total de tubos y el área transversal de cada uno. Luego se halla el número de Reynolds.

Se supone que los tubos son lisos, por lo que se utilizan las siguientes ecuaciones para calcular el número de Nusselt.

$$Nu = 0,125 * \xi * Re * Pr^{\left(\frac{1}{3}\right)} \quad (31)$$

$$\xi = (0,79 * \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (32)$$

$$h_i = \frac{Nu * k_{R34a}}{D} \quad (33)$$

4.6.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Ya teniendo los dos coeficientes de transferencia de calor por convección interna y externa, podemos hacer el cálculo del coeficiente global del intercambiador de calor.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (34)$$

Puesto que el fluido del sistema de refrigeración no cambia de temperatura en este proceso, se utiliza una expresión análoga a la ley de Newton del enfriamiento, donde A_s es el área de transferencia de calor.

$$Q_{condensador} = U * A_s * \Delta T_m \quad (35)$$

Los resultados de los cálculos de esta sección se resumen en la siguiente tabla.

CONDENSADOR	
Tipo	Carcaza y tubos
Fluido caliente	R245fa
Fluido frío	R134a
Flujo másico fluido caliente [kg/s]	27,71
Flujo másico fluido frío [kg/s]	58,92
Temperatura de entrada fluido caliente [°C]	168,7
Temperatura de entrada fluido frío [°C]	39,37
Temperatura de salida fluido caliente [°C]	21,45
Temperatura de salida fluido frío [°C]	39,37
Entalpía de vaporización fluido frío [kJ/kg]	158,3
Presión fluido frío [kPa]	1000
Coeficiente global de transferencia (w/m2C)	486,3
Área de transferencia de calor requerida. (m2)	344,2

Tabla 13. Resultados análisis del condensador. Realización propia

4.7 ANÁLISIS EXERGEOECONÓMICO

4.7.1 INVERSIÓN INICIAL Y O&M

Para hacer el desarrollo del análisis termoeconómico (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996), se debe tener los costos de inversión inicial (Z^{IC}), y de operación y mantenimiento

($Z^{O\&M}$). Los valores de capital inicial se entienden también como el costo de compra de cada elemento que pertenezca al diseño del ciclo Rankine, y computando dicho costo para tener un valor nivelado en función a factores como la inflación, tasa de retorno, etc.

$$Z_k = Z_k^{IC} + Z_k^{O\&M} \quad (36)$$

Este proceso de costos nivelados también se debe hacer a los gastos asociados con O&M, asumiendo presupuestos del encargado de la operación, así como la tarifa que podría tener el mantenimiento de cada elemento. Para el precio de los elementos del diseño, se utilizaron herramientas como MATCHES', así como catálogos y tiendas especializadas en internet.

El diseño del ciclo está pensado para una vida útil de 30 años, trabajando con horarios de 8 horas diarias, 6 días a la semana. Como a la salida de la turbina, la potencia está pensada para satisfacer la carga eléctrica del edificio de mecánica cuando todos los laboratorios están en uso, lo normal es que no se use toda la energía generada, por lo que se debería almacenar en baterías. Esto proporcionará electricidad a la escuela mientras el Ciclo no está en funcionamiento. La Tabla 14 resume el costo de cada elemento, así como su valor nivelado, suponiendo un interés efectivo anual del 12 %.

Lo que respecta a los gastos en operación y mantenimiento, se les hizo el análisis a los elementos considerados críticos (caldera y turbina) y que requieren un operario y mantenimiento.

Elemento	Valor en dólares	Valor en pesos colombianos	Valor nivelado (pesos colombianos/segundo)
Turbina	\$16.000	\$70.400.000	\$0,91856
Condensador	\$37.300	\$164.120.000	\$ 2,141140
Bomba	\$4.900	\$21.560.000	\$ 0,28131
Caldera	\$2.700	\$11.880.000	\$ 0,15501
Compresor	–	\$3.200.000	\$ 0,04176
Radiador	2.400	\$10.560.000	\$ 0,13778
Válvula de expansión	–	\$700.000	\$ 0,00913

Tabla 14. Costos de capital inicial y valor nivelado

Elemento	Mensualidad	Valor en pesos colombianos en presente	Valor nivelado (pesos colombianos/segundo)
Turbina	\$ 2'500.000	\$ 725'920.072,05	\$ 9,47163
Caldera	\$ 1'200.000	\$ 664'038.692,93	\$ 8,66422

Tabla 15. Costo O&M u valor nivelado.

s

4.7.2 BALANCE EXERGÉTICO Y DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA.

Para los cálculos termo-económicos, se debe conocer los valores de transferencia de calor, la exergía en cada punto, así como las potencias de salida y entrada al sistema. La exergía representa el potencial de trabajo útil en referencia a un punto muerto (como puede ser el ambiente), se rige en la siguiente ecuación para corrientes de flujo:

$$\chi_{flujo} = \psi_{flujo} * \dot{m} \quad (37)$$

$$\psi_{flujo} = (h_1 - h_o) - T_o * (s_1 - s_o) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (38)$$

Donde h_o y s_o representan la entalpía y la entropía del estado muerto del fluido a estudiar.

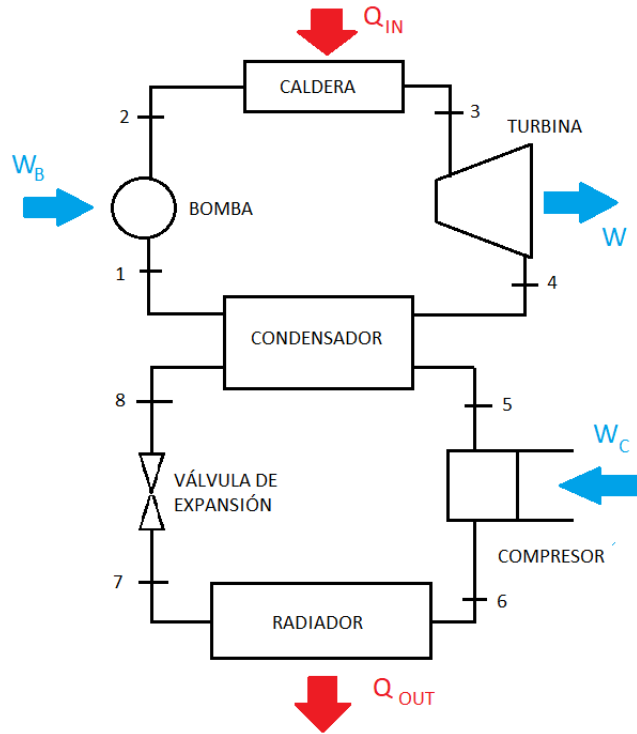


Figura 10. Esquema simplificado del ciclo Rankine orgánico. Elaboración propia.

Para nuestro caso, se eligió el punto muerto el ambiente de Bucaramanga, el cual tiene una temperatura promedio de $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ (300 K) y una presión atmosférica de $680\text{ [mmHg]} \approx 91\text{ [kPa]}$. Conociendo las propiedades termodinámicas en los puntos de interés (estados 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8 de la Figura 10.) podemos calcular la exergía asociada a cada estado.

Estado	Propiedades termodinámicas		
	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kg-K]	Exergía [kJ/kg]
Estado muerto R245fa	426,8	1,794	0
Estado muerto R134a	278,3	1,12	0
Estado 1	227,9	1,097	10,25
Estado 2	230,9	1,1	12,18
Estado 3	591,1	2,02	96,58
Estado 4	564,5	2,053	60,12
Estado 5	271	0,9156	54,02
Estado 6	273,3	0,9167	55,97
Estado 7	112,7	0,4087	47,78
Estado 8	112,7	0,4091	47,67

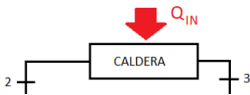
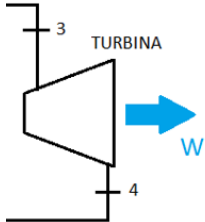
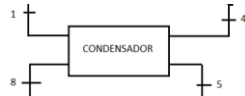
Tabla 16. Resumen propiedades termodinámicas del ciclo en cada estado.

Otro dato de interés es la exergía asociada al combustible utilizado para el suministro de energía entrante al sistema como calor. Del libro de *Thermal Desing and Optimization* (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996), se explica que la exergía química asociado con el combustible se aproxima a el poder calorífico superior (HHV por sus siglas en inglés).

$$\chi_{fuel} = HHV \quad (39)$$

Del artículo *Gasification Of Agricultural Risdues In A Demonstrative Plant: Corn Cobs* (Biagini, Barontini, & Tognotti, 2014), conocemos tanto la composición, en porcentaje, del gas utilizado por este diseño de ciclo Rankine Orgánico para combustión; así como también su poder calorífico inferior, la densidad del gas y el peso molecular del Syngas. Con estos datos, podemos calcular la exergía del Syngas a la entrada de la caldera $\chi_{fuel} = 15.702,68 [kW]$.

Para la destrucción de exergía en los elementos que conforman el ciclo, las ecuaciones y los resultados están resumidos en la siguiente Tabla 17.

Elemento	Ecuación	Exergía destruida [kW]
 <p>Caldera</p>	$\chi_{destruida\ caldera\ 1}$ $= m_{comb} * \psi_{fuel} - m_{ef} * \psi_{ef}$ $- Q_{caldera} * \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right)$	3642
	$\chi_{destruida\ caldera\ 2}$ $= Q_{caldera} * \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) + m_{ref}$ $* (\psi_2 - \psi_3)$	3364
	$\chi_{destruida\ caldera}$ $= \chi_{destruida\ caldera\ 2}$ $+ \chi_{destruida\ caldera\ 1}$	7006
 <p>Turbina</p>	$\chi_{destruida\ turbina} = T_o * m_{ref} * (s_{4a} - s_3)$	273,3
 <p>Condensador</p>	$\chi_{destruida\ condensador\ 1}$ $= -Q_{cond} * \left(1 - \frac{T_o}{T_{med} + 273}\right)$ $+ m_{ref} * (\psi_4 - \psi_1)$	1013

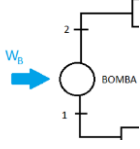
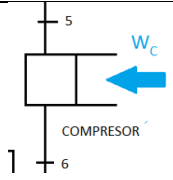

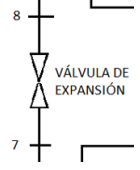
	$\chi_{destruida\ condensador\ 2}$ $= Q_{cond} * \left(1 - \frac{T_o}{T_{med} + 273}\right)$ $+ m_{ref} * (\psi_8 - \psi_5)$	2816
	$\chi_{destruida\ condensador}$ $= \chi_{destruida\ condensador\ 2}$ $+ \chi_{destruida\ condensador\ 1}$	3829
 <p>Bomba</p>	$\chi_{destruida\ bomba} = T_o * m_{ref} * (s_{2a} - s_1)$	29,54
 <p>Compresor</p>	$\chi_{destruida\ compresor} = W_c + m_{ref2} * (\psi_5 - \psi_6)$	19,04
 <p>Radiador</p>	$\chi_{destruida\ radiador}$ $= m_{ref2} * (\psi_6 - \psi_7) - Q_{rad}$ $* \left(1 - \frac{T_o}{T_{med} + 273}\right)$	4,88
 <p>Válvula de expansión</p>	$\chi_{destruida\ válvula} = m_{ref2} * (\psi_7 - \psi_8)$	6,64

Tabla 17. Resumen exergías destruidas del ORC

4.7.3 COSTOS ASOCIADOS A LA EXERGÍA

El análisis exergoeconómico (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996) relaciona unos costos específicos, que multiplican la exergías y trabajos. Este estudio, brinda más información

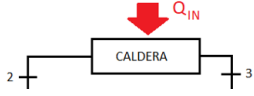
útil en comparativa a un análisis económico o un análisis energético. La siguiente expresión matemática describe, de manera general, el comportamiento exergoeconómico de cada estado dentro del ciclo de generación de potencia.

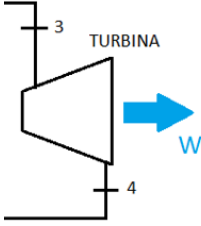
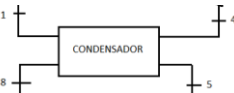
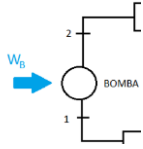
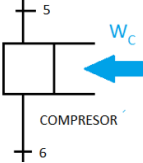
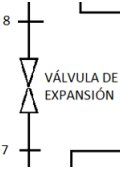
$$\sum (c_s \chi_s)_k + c_{w,k} W_{s,k} = c_{q,k} \chi_{q,k} + \sum (c_e \chi_e)_k + \dot{Z}_k \quad (4)$$

Donde los sufijos *s* y *e* significan *salida* y *entrada*, respectivamente. El sufijo *k* representa el *k*-ésimo elemento. Así mismo, se emplearon ecuaciones auxiliares en los costos, utilizando el concepto de que, si al elemento no se le es agregado exergía, los costos por unidad de exergía a la entrada y a la salida se mantienen constantes. Es decir, $c_e = c_s$.

Como dato de entrada, es necesario conocer el costo de gas de gasificación, que se utilizará como combustible para la caldera. Del artículo “*Estimación Del Recurso Y Prospectiva Tecnológica De La Biomasa Como Energético Renovable En México*” (Maser, Aguillón, & Gamino, 2005), se explica que, para el proceso de gasificación de biomasa, en proporción energética los costos rondan los $39 \left[\frac{US\$}{MWh} \right]$. Al hacer la conversión, tenemos un costo de syngas a $c_{fuel} = 171,7 \left[\frac{COP\$}{kWh} \right]$.

Las siguientes Tablas 18 y 19, resume las ecuaciones empleadas, así como sus resultados, respectivamente.

Elemento	Ecuación	Observaciones
 <p style="text-align: center;">Caldera</p>	$c_3 \chi_3 = c_{fuel} \chi_{fuel} + c_2 \chi_2 + Z_{calde}$	<p>No hay observaciones</p>

 <p>Turbina</p>	$c_4\chi_4 + c_w W = c_3\chi_3 + Z_{turb}$	<p>Se asume que los costos del estado 3 c_3 y el estado 4 c_4 son iguales porque no se agrega exergía.</p>
 <p>Condensador</p>	$c_1\chi_1 + c_q Q_{cond} \left(1 - \frac{T_o}{T_{med}}\right) = c_4\chi_4 + \frac{Z_{cond}}{2}$	<p>Se asume que los costos del estado 1 c_1, el estado 4 c_4 y el calor que sale del ciclo Rankine al ciclo de refrigeración c_q, son iguales porque no se agrega exergía. Los costos del condensador se dividieron en dos para que se comparta el costo ambos ciclos ya mencionados.</p>
	$c_5\chi_5 = c_q Q_{cond} \left(1 - \frac{T_o}{T_{med}}\right) + c_8\chi_8 + \frac{Z_{cond}}{2}$	
	$c_1 = c_4$	
	$c_4 = c_q$	
 <p>Bomba</p>	$c_2\chi_2 = c_1\chi_1 + c_{wb} W_b + Z_{bomb}$	<p>Se asumió que el coste de la potencia de entrada de la bomba c_{wb} era el mismo que de la potencia de salida en la turbina c_w</p>
	$c_{wb} = c_w$	
 <p>Compresor</p>	$c_6\chi_6 = c_5\chi_5 + c_{wc} W_c + Z_{compr}$	<p>No hay observaciones</p>
 <p>Válvula de expansión</p>	$c_8\chi_8 = c_7\chi_7 + Z_{válv}$	<p>Se asume que los costos del estado 7 c_7 y el estado 8 c_8 son iguales porque no se agrega exergía. Los costos en este punto son pequeños, puesto que están en función del costo de la válvula.</p>
	$c_7 = c_8$	


 <p>Radiador</p>	$c_7 \chi_7 + c_{qr} Q_{rad} \left(1 - \frac{T_o}{T_{med} + 273} \right)$ $= c_6 \chi_6 + Z_{rad}$	<p>Se asume que los costos del estado 7 c_7 y el estado 6 c_6 son iguales porque no se agrega exergía.</p>
	$c_7 = c_6$	

Tabla 18. Resumen análisis exergoeconómico con observaciones.

Elemento	Costos exergéticos [COP\$/kWh]
c_{fuel}	171,7
c_1	1183
c_2	1395
c_3	1183
c_4	1183
c_5	513,803
c_6	0,01376
c_7	0,001376
c_8	0,001376
c_q	1183
c_{qr}	0,001647
c_w	1622
c_{wb}	1622
c_{wc}	1220

Tabla 19. Valores de costos exergéticos.

4.8 SELECCIÓN DE COMPONENTES

En la siguiente sección se ilustrarán los componentes seleccionados para la construcción del ciclo. Así mismo, se mostrarán sus fichas técnicas extraídas de catálogos.

4.8.1 BOMBA Y EXPANSOR

La variedad de bombas y expansores (turbinas) es muy limitada cuando el fluido de trabajo es diferente al agua y vapor de agua, respectivamente. Sin embargo, existe un mercado de empresas a nivel mundial especializadas en la construcción de ORCs, los cuales, en sus diseños, utilizan estos elementos antes mencionados. La propuesta es contactar a la empresa KAISHAN para preguntar la cotización de una bomba y un expansor que satisfaga las condiciones especificadas en el diseño de este proyecto.



KAISHAN Engineering The Future

PRODUCTS INDUSTRIES COMPANY SUPPORT

PLANTAS DE ENERGÍA DEL CICLO ORGÁNICO DE RANKINE (ORC)

Home » Products » PLANTAS DE ENERGÍA DEL CICLO ORGÁNICO DE RANKINE (ORC)

PLANTAS DE ENERGÍA DEL CICLO ORGÁNICO DE RANKINE (ORC)

Kaishan Compressor es un fabricante líder de sistemas de generación de energía de ciclo orgánico de Rankine. Nuestros productos generan actualmente cientos de megavatios de potencia en instalaciones de todo el mundo, donde desempeñan un papel clave en la reducción de las emisiones de CO₂ y en la reducción del impacto ambiental general.

FUNDAMENTO

El ciclo Rankine es el nombre científico del principio subyacente de la tecnología de turbinas de vapor, en el que el agua se calienta hasta la ebullición, produciendo vapor que genera energía. El ciclo orgánico de Rankine (ORC) es un refinamiento más reciente de esta tecnología, desarrollada por primera vez en la década de 1950. Utiliza un fluido orgánico, como n-pentano o tolueno, en lugar de agua. Este fluido produce vapores que impulsan un turbogenerador especialmente diseñado. La principal ventaja es que genera energía de una fuente de baja temperatura y reduce las emisiones de gases de efecto invernadero.

Figura 11. Página web de la empresa KAISHA

4.8.2 CONDENSADOR

El diseño del condensador se planeó como un intercambiador de calor de coraza y tubos. Los catálogos de la empresa DUNPHY ENERGY, en la sección de INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBULARES DUNBELL, para mandar a hacer el condensador, “la temperatura de diseño, la presión y la caída de presión máxima permitida deben definirse para el producto y los líquidos de servicio. Una vez definidas las dimensiones del intercambiador de calor, se preparan los planos de fabricación.”

INTERCAMBIADORES TUBULARES, SEGÚN SUS DISEÑOS

- Intercambiadores de **tubo en U**.
- Intercambiadores de **tubos**.

TIPOS DE FLUIDO

Aire, agua, agua de mar, petróleo, vapor, aceite caliente y soluciones químicas.



INTERCAMBIADORES TUBULARES, DISEÑADOS SEGÚN USO

- Intercambiadores de hilados.
- Intercambiadores de teñidoras de telas.
- Intercambiadores de enfriamiento de aceite.
- Compresor intercambiadores de enfriamiento de aire.
- Tipos de intercambiadores utilizados en aplicaciones marítimas.
- Tipos de intercambiadores utilizados en la industria petroquímica y de refinería.

TUBOS

Los intercambiadores de calor **Dunphy** de carcasa y tubos se fabrican en acero al carbono, acero inoxidable, cobre o se utilizan tubos con aleaciones especiales.

El diámetro y el grosor de los tubos están diseñados de acuerdo con las especificaciones del proyecto, teniendo en cuenta la selección de los materiales para evitar la corrosión. La elección del diseño más efectivo se realiza valorando la protección del medio ambiente mediante la utilización de un software específico.



Figura 12. Catálogo de ventajas en la construcción de un intercambiador de calor de la empresa DUNPHY ENERGY

4.8.3 CALDERA

Para la caldera se seleccionó la empresa EQUABOILER para la construcción de un quemador de tipo inyección y atomización. El calor de entrada en el sistema ORC es de

$Q_{caldera} = 9980 \left[\frac{kJ}{s} \right] = 8'586.998,0 \left[\frac{kcal}{h} \right]$. A continuación, se muestra la capacidad técnica de la caldera:



Quemadores de tipo Inyección o atomización.

Quemadores de tipo Inyección o atomización.

Tipos de combustibles: Diesel | Bunker | Gas | Duales Gas+Bunker | Duales Gas+Diesel

De: una etapa | Dos etapas | Modulación

Capacidad:

Desde 10.200 Kcal/H

Hasta 10.453.679 Kcal/H

Figura 13.. Quemador de tipo Inyección o atomización de la empresa EQUABOILER

4.8.4 COMPRESOR

Se seleccionó un compresor modelo ZH150KCE de la marca EMERSON, por su capacidad de satisfacer los requerimientos del diseño con el refrigerante *r134a*.

Gama de compresores Copeland™ scroll ZH para aplicaciones de recuperación de calor y alta condensación para R134a

Los compresores Copeland scroll ZH*KCE R134a han sido desarrollados para recuperar y reutilizar el calor que puede proceder de diferentes fuentes. Por ejemplo, de ciertos procesos industriales o de la refrigeración de ciertos equipos. Esto contribuye a reducir el coste total de energía de las instalaciones. En una enfriadora condensada por agua, la recuperación del calor del circuito de condensación puede utilizarse para producir agua caliente sanitaria o calefacción. Con una temperatura de evaporación típica de entre 20 y 40 °C y una condensación de hasta 85 °C, los scroll ZH*KCE ofrecen numerosas oportunidades para aprovechar la recuperación de calor.

La gama comprende desde el modelo ZH40KCE (7,5 CV) hasta el ZH150 (30 CV) y se puede montar en tándem.



Copeland scroll ZH*KCE para aplicaciones de recuperación de calor

Figura 14. Compresores Copeland scroll ZH para refrigerantes R134a

Datos de capacidad

Temperatura de condensación +80°C															
R134a	Capacidad calefacción (kW)							R134a	Potencia absorbida (kW)						
	Temperatura de evaporación (°C)								Temperatura de evaporación (°C)						
Modelos	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	Modelos	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40
ZH40KCE	16,9	19,7	22,9	26,5	30,7	35,6	41,1	ZH40KCE	8,3	8,3	8,2	8,1	8,1	8,1	8,1
ZH45KCE	20,2	23,2	26,5	30,5	35,0	40,3	46,5	ZH45KCE	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7
ZH50KCE	23,1	26,6	30,6	35,2	40,5	46,7	53,8	ZH50KCE	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2
ZH64KCE	28,7	33,1	38,1	43,9	50,7	58,4	67,3	ZH64KCE	13,5	13,5	13,4	13,4	13,5	13,5	13,6
ZH75KCE	34,8	39,9	45,8	52,6	60,5	69,7	80,3	ZH75KCE	16,2	16,2	16,2	16,2	16,3	16,4	16,7
ZH100KCE	46,4	52,6	59,9	68,3	77,9	88,9	101,5	ZH100KCE	21,1	21,3	21,4	21,5	21,5	21,5	21,6
ZH125KCE	57,6	65,4	74,4	84,8	96,9	111,0	127,0	ZH125KCE	27,6	28,6	28,6	28,5	28,4	28,2	28,2
ZH150KCE	71,0	80,7	91,9	105,0	120,0	137,0	157,0	ZH150KCE	30,7	31,2	31,5	31,8	32,0	32,3	32,5

Condiciones: recalentamiento de aspiración 5 K, subenfriamiento 4 K

Figura 15. Tabla de Datos de capacidad de los compresores Copeland scroll ZH

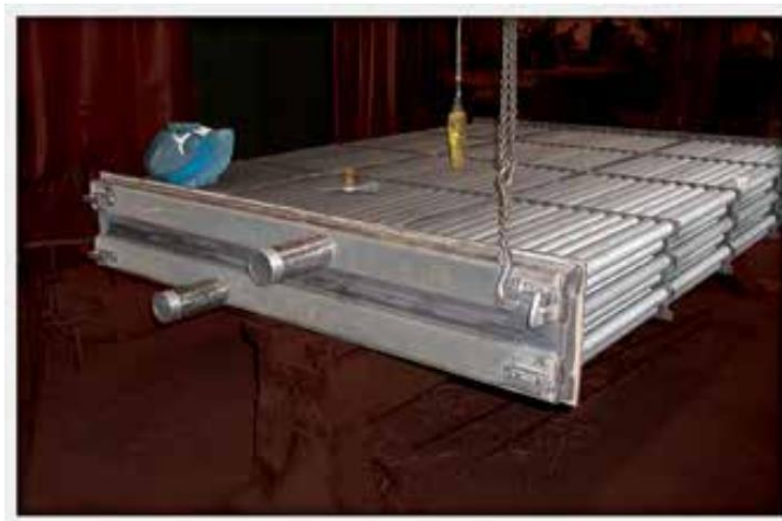
4.8.5 RADIADOR

Se seleccionó un radiador de la marca Armstrong y que apele a la necesidad del ciclo de refrigeración. Los radiadores removibles de cabezales compactos están diseñados específicamente para esta función.



Radiador removible (tipo cajón) para deslizarse sobre marco externo y facilitar el mantenimiento y la limpieza en aplicaciones industriales y en las que se emplean flujos de aire contaminado.

Industrias		
HPI/CPI (industria de procesos de hidrocarburos/industria de procesos químicos)	Energía eléctrica	Pulpa y papel



Cabezales compactos

Industrias
Refrigeración

Figura 16. Radiadores de cabezales compactos Armstrong

4.8.6 VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Para la válvula, se seleccionó una TRAE + 22 MC 10 FT 064667, de la marca EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES, por sus prestaciones para soportar las presiones y temperaturas del sistema.

Serie TRAE+

Válvulas de Expansión Termostática

Aplicación

Las válvulas TRAE+ plus y TRAE de puerto balanceado, han sido diseñadas para aplicaciones de refrigeración, aire acondicionado, chillers y bombas de calor de capacidades comerciales grandes. Los rangos de capacidad de las TRAE+ van entre 10 a 40 tons, y las serie TRAE entre 50 y 70 tons.

La característica de puerto balanceado permite una operación estable, preciso control del sobrecalentamiento del evaporador y por lo mismo, precisa alimentación de líquido al evaporador bajo cualquier condición de carga térmica del refrigerador y variaciones de las condiciones de operación debidas a los cambios de temperatura exterior.



TRAE+

TRAE+

El rango de capacidad de la TRAE Plus es para 10 a 40 tons, R-22.

Características

- Elemento de poder de acero inoxidable que elimina la corrosión y previene fallas de la válvula.
- Adecuada para aplicaciones bi-flujo o de flujo inverso.
- Elemento de poder y ensamble de aguja reemplazables.
- Mejora la estabilidad y operación de la Válvula aún operando bajo condiciones de operación variables.
- Doble puerto balanceado. Esto mejora la operación y estabilidad sobre amplias cargas y rangos de temperaturas de evaporación.
- Conexiones rectas de cobre a soldar.
- Amplio diafragma que ofrece mayor estabilidad
- Ajuste de sobrecalentamiento externo.
- Cedazo de entrada permanente.

Opciones

- Ensamblajes de aguja de expansión (para disponibilidad ver los kits de Aguja de Reemplazo para TRAE+ en la tabla localizada en la última página de la sección de la Serie TRAE+/TRAE)

Especificaciones

- Máxima presión de trabajo MWP: 450 psig.
- Torque para el ensamble de poder: 375-425 Lb-pulg

Figura 17. Válvula de expansión termostática Serie TRAE +

Información para Ordenar

Refrigerante	Serie	Tons*	Carga	Conexiones	Tube Capilar	PCN	Código México	Cant. Caja
R-22 R-407C	TRAE+	10	HCA	5/8 X 7/8 ODF S/T	10 FT	063138		12
			HCA	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	063554		12
			HC	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	15 FT	063100		12
			HW100	5/8 X 7/8 ODF S/T	5 FT	062720	5660	12
		HC	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	062721		6475	12
		HCA	5/8 X 7/8 ODF S/T	10 FT	063510		12	
		HCA	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	062722		6973	12
		HCA	7/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	063141		12	
		HW100	5/8 X 7/8 ODF S/T	10 FT	063103		12	
		HW100	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	062723		5661	12
		HC	7/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	063650		12	
		HCA	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	062725		6974	12
	HC	1-1/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	064581		12		
	HW90	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	15 FT	064018		6649	12	
	HW100	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	062726		5662	12	
	HC	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	062724		6476	12	
	HC	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	062727		6505	12	
	HC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	062728		6998	12	
	HCA	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	062730		12		
	HW100	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	062732		5663	12	
	HW100	7/8 X 1-3/8 ODF S/T	5 FT	063425		12		
	HC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	062733		6506	12	
	HC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	15 FT	063153		12		
	HCA	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	062734		6977	12	
	HW100	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	062735		5664	12	
	HC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	061700		50004	9	
	HC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	061865		6969	9	
	HW100	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	054165		5706	9	
HC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	061866		9			
HW100	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	054166		5707	9		
R-134a	TRAE+	9	MW55	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	10 FT	063383	5891	12
		22	MC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	10 FT	064667	5897	12
		30	MC	7/8 X 1-1/8 ODF S/T	15 FT	064206	5895	12
	TRAE	40	MC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	15 FT	063941	5893	9
R-404A	TRAE+	50	MC	1-1/8 X 1-3/8 ODF S/T	15 FT	063160	5890	9
		20	SZ	5/8 X 7/8 ODF S/T	10 FT	064923	5898	12

(+) Elemento de Poder Reemplazable

Figura 18. Tabla de información para ordenar la válvula de expansión termostática.

4.9 HUELLA DE CARBONO

Para el análisis de la huella de carbono en el diseño del ORC, se observa a los productos en el proceso de combustión del syngas. En los compuestos que constituye estas emisiones, solamente el CO_2 es un gas de efecto invernadero, por lo que se procede a calcular cuánto se generaría al año. Este dato es relevante para hacer una comparativa de emanación de gases de efecto invernadero (GEI), con métodos tradicionales de generación de energía, utilizados por empresas como la Electrificadora de Santander S.A (ESSA).

En el *Informe de sostenibilidad 2020* (ESSA, 2020), se hace la relación de los años 2018, 2019 y 2020 entre la generación de MWh y las tCO_2e (toneladas de CO_2 equivalente) en la siguiente Tabla 20.

2018		2019		2020	
Generación MWh	tCO ₂ e	Generación MWh	tCO ₂ e	Generación MWh	tCO ₂ e
44,33	16,29	48,58	17,82	53,06	19,36

Tabla 20. Comparativa de MWh con las tCO_2e , en los años 2018, 2019 y 2020. (ESSA, 2020).

Con estos datos, podemos llegar a la conclusión que para el año 2020, la ESSA por cada MWh generado, hubo un total de $0,3649 [tCO_2e]$.

Con respecto a el ciclo, por hora se genera la cantidad de $1344,96$ moles de CO_2 que, multiplicado por su peso molar ($0,04401 \left[\frac{kg}{mol} \right]$), el potencial de calentamiento global (GWP=1), y dividirlo por la potencia generada por la turbina en MWh , como se expresa en la siguiente ecuación, nos da las toneladas de dióxido de carbono equivalentes.

Toneladas de dióxido de carbono equivalente [tCO₂e] =

$$\frac{\left(1344,96 \left[\frac{\text{moles}_{CO_2}}{h}\right]\right) \left(0,04401 \left[\frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{mol}_{CO_2}}\right]\right) (1[GWP_{CO_2}])}{(0,7369 [MWh]) \left(1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{TON}}\right]\right)} = \quad (39)$$

$$0,0803 [tCO_2e]$$

Con estos datos, podemos concluir que por cada *MWh* generado en el ORC, son emitidos a la atmósfera un total de 0,0803 [tCO₂e]. Este valor llega a ser unas 4.5 veces menor que el expuesto por la electrificadora. Esto se debe a que se asume que el proceso de combustión es completo y sólo aparece el dióxido de carbono como GEI.

5. CONCLUSIONES

El edificio de la escuela de Ingeniería Mecánica, de la Universidad Industrial de Santander, consta en sus instalaciones con complejos especializados para la enseñanza, a través de espacios académicos y laboratorios. En estos, existen elementos, como tornos, fresadoras, computadores, etc; los cuales, su consumo eléctrico debe ser suministrado por el diseño del ORC. Luego de hacer un inventario con todos los elementos mencionados anteriormente, se procedió a cuantizar la cantidad energética requerida y utilizar este dato como primera variable de entrada en el diseño y análisis exergoeconómico de un ciclo Rankine Orgánico.

Se planeó el diseño como un ciclo Rankine simple real, que funciona con un fluido de trabajo distinto al agua. Luego de seleccionar el fluido de trabajo, el sistema de refrigeración y el gas de gasificación como combustible; se proyectó el ciclo para que satisfaga la carga eléctrica del edificio, así como, su propia bomba y compresor. Se hallaron las propiedades termodinámicas, los calores y trabajos de entrada y salida en todo el sistema, así como la geometría del condensador y la cantidad de syngas, todo esto por medio de los conocimientos y capacidades adquiridos en la rama de termodinámica. Del área de mecánica de fluidos, se analizó la cabeza de la bomba para evitar cavitación y poder seleccionar el elemento. Habiendo encontrado las exergías, como conclusión, se hizo satisfactoriamente los cálculos de los costos de potencia generada y su viabilidad a través de conocimientos de las ramas de ingeniería termoeconómica.

La conclusión con respecto a la viabilidad de la construcción del diseño elaborado en este proyecto de grado radica su dificultad en la obtención, en el mercado, de una bomba y un expansor que satisfaga las condiciones del fluido de trabajo. No obstante, desde una

perspectiva económica y ambiental, el esquema planteado llega a ser viable en los 30 años de funcionamiento calculado.

Con respecto a la huella de carbono, se hizo la comparativa de las emisiones de gases de efecto invernadero por cada *MWh* del diseño del ORC con respecto a las toneladas de dióxido de carbono por *MWh* generadas por la empresa proveedora de energía eléctrica (ESSA). Se concluyó que las emanaciones de gases son de casi 4.5 veces menor en el ciclo Rankine Orgánico que el producido por la electrificadora de Santander.

6. BIBLIOGRAFÍA

- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal Design & Optimization*. New York: Wiley-Interscience Publication.
- Biagini, E., Barontini, F., & Tognotti, L. (2014). *Gasification of agricultural residues in a demonstrative plant: Corn cobs*. Pisa: Dipartimento di Ingegneria Civile e Industriale .
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica*. Reno: Mc Graw Hill.
- Cerrada Galán, A. (2020). *Análisis de Ciclos de Rankine Orgánicos*. Sevilla: Universidad de Sevilla.
- de Campbell, J. (2021). *Gas Conditioning and Processing*. Jhon M Campbell and Company.
- Droguett, P. J. (2017). *Estudio De Aplicación de Sistemas ORC Para La Generación De Energía Eléctrica Y Su Estado Actual En El Mercado Nacional*. Valparaíso: UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA.
- ESSA. (2020). *Informe de Sostenibilidad 2020*. Bucaramanga.
- IDAE, I. (2007). *BIOMASA: GASIFICACIÓN*. Madrid: BESEL, S.A. (Departamento de Energía) .
- Masera, O., Aguillón, J., & Gamino, B. (2005). *Estimacion del Recurso y*. Ciudad de México: UNAM.
- Ministerio de agricultura, a. y. (2010). *HUELLA DE CARBONO DEL MINISTERIO DE AGRICULTURA, ALIMENTACIÓN Y MEDIO AMBIENTE*. Gobierno de España.
- Moran, M., & Shapiro, H. (2004). *FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA TÉCNICA*. Barcelona: EDITORIAL REVERTÉ, S.A.
- Peris Pérez, B., Navarro Esbrí, J., Molés Ribera, F., & Mota Babiloni, A. (2015). *Optimización teórica del ciclo Rankine orgánico (ORC) para el aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura*. Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena.
- UPME. (2019). *Plan Energético Nacional 2020-2050*. Bogotá.

7. ANEXOS

Anexo A:

El ciclo Rankine, es un ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Idealmente, este ciclo no incluye ninguna irreversibilidad interna y en su forma más sencilla, está compuesto de los siguientes cuatro procesos, los cuales también se ven evidenciado en la siguiente Figura n.

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

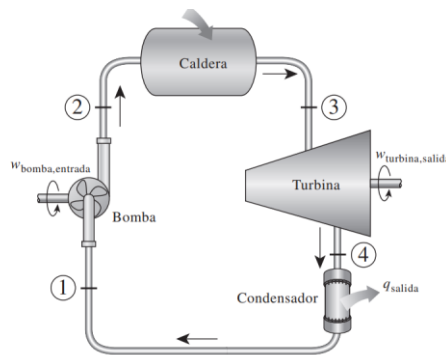


Figura 19. Ciclo Rankine ideal simple. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)

Otra forma de interpretar este proceso es mediante la gráfica $T - s$. Donde se expone las entradas y salida de trabajo y calor, y cómo esto afecta al fluido de trabajo.

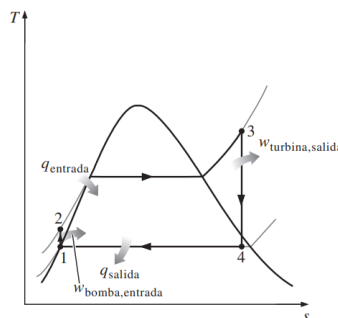


Figura 20. Gráfica $T-s$ ciclo Rankine ideal simple. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)

El análisis energético del sistema, en flujo estacionario, sabiendo que la bomba y la turbina se realiza un trabajo y en la caldera y en el condensador hay transferencia de calor; queda de la siguiente manera:

$$(q_{ent} - q_{sal}) + (w_{ent} - w_{sal}) = h_{sal} - h_{ent} \quad (1)$$

De manera individual, el análisis de cada componente es:

- Bomba: $q_w = 0$

$$w_b = h_2 - h_1 \quad (2)$$

Uno de los parámetros de la entrada de la bomba, es que el fluido esté como líquido saturado, estableciendo o la presión o la temperatura a la entrada ya podemos definir en su totalidad el estado 1.

Para la salida de la bomba, es decir, el estado 2, se puede definir en el diseño la presión. De acuerdo con esto, se puede hallar el trabajo de la bomba con la siguiente ecuación (3)

$$w_b = v_1 * (p_2 - p_1) \quad (3)$$

Al ser un proceso isentrópico, y hallando la presión p_2 , el estado queda totalmente definido.

- Caldera: $w_e = 0$

$$q_{ent} = h_3 - h_2 \quad (4)$$

Como previamente se definió el estado 2, y sabiendo que la presión del fluido del ciclo no cambia al pasar por la caldera, puesto que se asume que no hay pérdidas en las tuberías y este elemento no tiene trabajo; podemos establecer la temperatura a la que necesitamos que salga de la caldera. Con estas dos propiedades termodinámicas (presión y temperatura), ya podemos definir el estado 3 y hallar el calor de entrada.

- Turbina $q_{tur} = 0$

$$w_{tur} = h_3 - h_4 \quad (5)$$

Para definir el estado 4, debemos entender que la presión antes de la bomba y a la salida de la turbina es igual, al asumir que en las tuberías no hay pérdidas al ser un ciclo ideal. También, porque en el condensador no hay trabajo. A su vez, el trabajo de la turbina es isentrópico, por lo que se tiene de antemano dos propiedades termodinámicas para determinar la entalpía 4 h_4 , y entonces encontrar qué trabajo genera la turbina.

- Condensador $w_{con} = 0$

$$q_{sal} = h_4 - h_1 \quad (6)$$

Luego, ya se tiene todos los estados definidos, fácilmente podemos hallar cuánto calor sale por el condensador al sistema de refrigeración.

La siguiente ecuación establece la eficiencia del ciclo:

$$\eta_{total} = \frac{w_{neto}}{q_{ent}} \quad (7)$$

$$w_{neto} = w_{tur} - w_b \quad (8)$$

En la realidad, existen irreversibilidades dentro del ciclo. La fricción del fluido de trabajo y las pérdidas de calor hacia los alrededores son unos de los casos más comunes para que los diseños reales difieran de la teoría ideal.

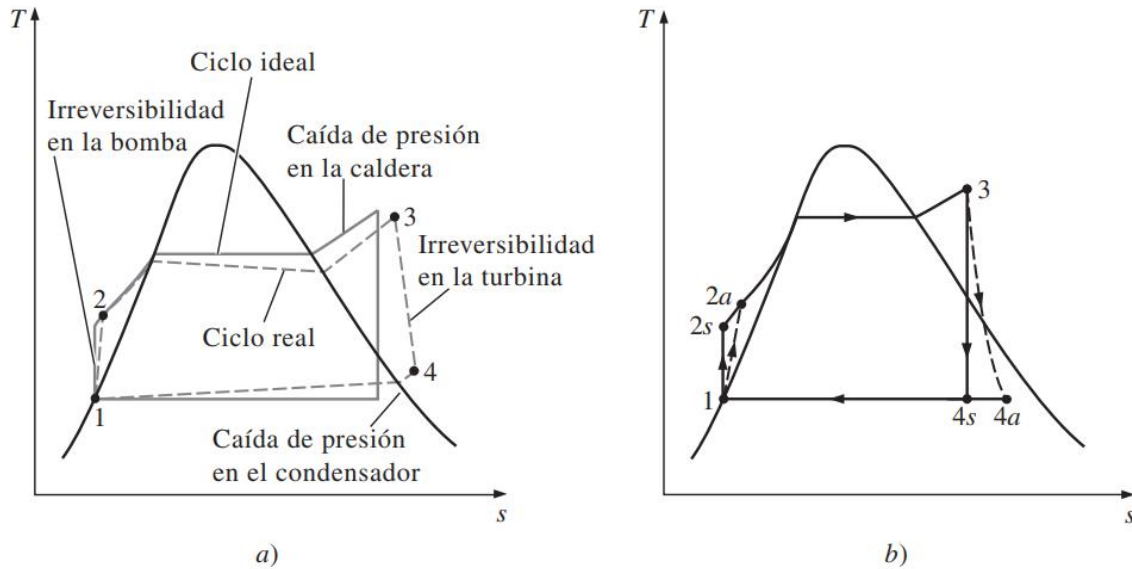


Figura 21. Gráfica T-s ciclo Rankine real simple (a), ciclo Rankine ideal con efectos de irreversibilidades en la bomba y turbina (b). Tomado de (Cengel & Boles, 2012)

Las caídas de presión en las tuberías a través de la caldera y el condensador, así como antes y después de la bomba y la turbina, son una pequeña parte de las irreversibilidades internas del sistema. Las que llegan a ser más críticas son las que suceden dentro de la bomba y la turbina antes mencionadas. Esto se entiende cuando se requiere un trabajo en la bomba mayor al previsto y no se llega a generar la cantidad de trabajo en la turbina (la cual, es el objetivo de este tipo de ciclos). En otras palabras, el trabajo neto w_{neto} , visto en la ecuación (8), es menor a lo que pronosticaba el estudio ideal. La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto a las isentrópicas puede ser tomada en cuenta utilizando *eficiencias isentrópicas*:

$$\eta_b = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (9)$$

$$\eta_{tur} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (10)$$

Siendo los sufijos a , representación de los estados reales. Mientras, el sufijo s , expresa los estados isentrópicos.

Anexo B:

Carga eléctrica de la escuela

Salón 001: Taller de metalistería						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Esmeril	1	0	0	0	900
2	Sierra eléctrica	1	120	15	1800	0
3	Máquina para soldar 1	1	230	50	11500	0
4	Máquina para soldar 2	1	220	20	4400	0
5	Compresor	1	0	0	0	2237,1
6	Sierra	1	0	0	0	186,43
7	Taladro de árbol	1	0	0	0	1,5
8	Horno 1	1	0	0	0	900
9	Fresadora	1	0	0	0	1118,55
10	Torno	2	0	0	0	6000
11	Taladro	1	0	0	0	6000
12	Pulidora	1	0	0	0	745,7
13	Fresadora alemana	1	0	0	0	6000
14	Mortajadora	1	0	0	0	2237,1
15	Máquina sin nombre	1	0	0	0	0,186425
16	Torno paralelo alemán	1	0	0	0	5500
17	Torno alemán	1	220	32	7040	0
18	Pulidora	1	120	5	600	0
19	Rectificadora plana	1	0	0	0	2237,1
20	Lámparas	8	0	0	0	288
Total					25340	34351,66143

Salón 002: Laboratorio de sistemas flexibles						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Torno CNC	1	0	0	0	200
2	Banco electroneumático	1	0	0	0	150
3	Banco de acondicionamiento electroneumático	1	0	0	0	1,5
4	Fresadora CNC	1	0	0	0	120
5	Lámparas	8	0	0	0	288
Total					0	759,5

• Salón 003: Laboratorio de STAF						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Computadores DELL viejitos	8	0	0	0	2576
2	Túnel de viento	1	0	0	0	1500
3	Electrobomba PEDROLLO	1	0	0	0	1100
4	Bomba 1	2	0	0	0	500
5	Entrenador didáctico de ventilador centrífugo, controlado desde computador	1	0	0	0	1800
6	Bomba ecojet	2	0	0	0	3000,00
7	Equipo de laboratorio Heto Hetovac	1	0	0	0	210
8	Banco de bomba de engranajes, controlado desde computador	1	0	0	0	372,85
9	Banco de bombas serie/paralelo, controlado desde el computador	1	0	0	0	370
10	Turbina de francis, controlado desde computador	1	0	0	0	1500
11	Banco de bomba axial, controlado desde el computador	1	0	0	0	1500
12	Turbina Kaplan, controlada desde computador	1	0	0	0	1500
13	Lámparas	8	0	0	0	288
Total					0	16216,85

• Sal6n 004: Laboratorio de m1quinas t6rmicas:						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga el6ctrica calc [W]	Carga el6ctrica dada [W]
1	L1mparas	8	0	0	0	288
Total					0	288

• Sal6n 005: Laboratorio de Potencia Fluida						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga el6ctrica calc [W]	Carga el6ctrica dada [W]
1	L1mparas	8	0	0	0	288
2	Computadores DELL viejitos	8	0	0	0	2576
Total					0	2576

• Sal6n 006: Laboratorio de sistemas t6rmicos						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga el6ctrica calc [W]	Carga el6ctrica dada [W]
1	L1mparas	8	0	0	0	288
2	Nevera SAMSUNG	1	0	0	0	500
3	Banco de Sistema de refrigeraci6n	1	0	0	0	400
4	Control on-off & PID	1	0	0	0	500
5	Torre intermedio	1	115	7	805	0
6	Banco de transferencia de calor en estado transitorio	1	0	0	0	200
7	Torre sin nombre, motores	2	0	0	0	745,70
Total					805	2633,7

Sal6n 113:						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga el6ctrica calc [W]	Carga el6ctrica dada [W]
1	M1quina chiller	1	0	0	6425	
Total					6425	0

}

Salón 114:						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Lámparas LED cilíndricas	8				160
2	Computadores HP modernos	1			400	400
3	Videobeam	1				293
4	Sistema de aire carrier air conditioning equipment	1				185
Total						1038

Salón 118:						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Motor ac	1	250	30	7500	
					7500	0

Pasillo						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Lámparas LED cilíndricas	13	0	0	0	754
2	Bombillos	2				10
Total					0	764

Salón 209 Sala CAD						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Computdor Hp moderno	31	0	0	0	3100
2	Lamparas Led largas	12				696
Total					0	3796

Salón 210 Laborotio de diseño						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Motor trifasico marca siemen 1/2 hp	1	0	0	0	372,85
2	Motor trifasico marca siemenb 2 hp	1	0	0	0	1491,4
3	lamparas led largas	12	0	0	0	600
4	Montaje de diseño para engranajes plásticos por medio de fresadp	1	0	0	0	1491,4
5	Motor monofasico 1/2 hp	1	0	0	0	372,85
6	Máquina sin nombre amarilla	1	0	0	0	500,00
7	Máquina sin nombre azul	1	0	0	0	300
8	Máquina sin nombre roja	1	0	0	0	300
9	Fresadora verde	1	0	0	0	7457
10	pulidora (Máquina sin nombre azul)	1	120	15	1800	
11	maquina tapizada (color gris)	1	0	0	0	300
12	Motor 1 HP Negro	1	0	0	0	745,7
13	Ventilador	1	0	0	0	3300
14	Computadores HP	2	240	1,5	720	
Total					1800	11802,7

Salón 211 Laborotio de mecanica de maquinas						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Máquina sin nombre (motor sin ficha)	1	0	0	0	0
2	Reductor de velocidad continuo	1	0	0	0	3,7285
3	Modelo de transmisión del carro (motor gris)	1	220	7,6	1672	
4	Transmisión de movimiento por cadenas (motor naranja)	1	0	0	5500	
					7172	3,7285

Salón 213 Aula Hibrida						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Televisor LG de 65	1	0	0	0	313
2	Polycom	1			0	500
3	Atril computador	1	240	19	4560	
4	Lamparas led Largas	8			0	464
					4560	1277

Salón 215 SALA CAD						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Computadores HP modernos	4			800	
2	Computadores HP viejos	4			400	
3	Lámparas LED Largas	4			232	
					1432	0

Salon 216 sala CAD						
	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Computadores HP modernos	25	0	0	0	12500
2	Lámparas LED Largas	12				300
Total					0	12800

Salón 223: Laboratorio de control y sistemas dinámicos						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Videobeam	1	0	0	0	500
2	Computadores HP	25	0	0	0	7500
3	Lámparas LED	6	0	0	0	348
					0	7848

Salón 224: Laboratorio de automatización						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Banco 1	1	120	1	120	
2	Generador de señales	1				60
3	Computador SAMSUNG	1				400
4	Banco 2	1	220	1	220	
5	Banco 10 HP	1				7,457
6	Banco 2 HP	1				1,4914
					340	468,9484

Salón 225: Laboratorio de mecanica computacional						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Aire acondicionado	1	0	0	0	3500
2	Computador HP	6	0	0	0	2400
3	Lámparas LED largas	13	0	0	0	754
4	Lámparas LED cilíndricas	2	0	0	0	80
5	Servidor	1	0	0	0	7,457
					0	6741,457

Pasillo						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Lámparas LED cilíndricas	13	0	0	0	754
2	Bombillos	2				10
	Total				0	764

Salon 302 : laboratorio de metalografia						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Equipo de ensayos	1				1000
2	Equipo de destilación	1				3000
3	Equipo de pulido de muestras	1				2200
4	Secadora de cabello	1				1500
5	Computadores	2				800
6	Extractor de gases y humos	1				3720
7	Lámparas LED larga	15				870
8	Videobeam	1				500
9	Sensor de lectura (corriente ac)	1				5
					0	13595

Salon 313 :Laboratorio de Vibraciones						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Banco de pruebas de vibraciones	1	120	3,2	384	
2	Motor de 3 hp	1				2237,1
3	Lámparas LED Largas	15				870
4	Banco de pruebas rotodinámicas	1				1500
5	Turbina	1				2000
					384	6607,1

Salon 314 :lab de combustion						
N	Equipo	Cantidad	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Carga eléctrica calc [W]	Carga eléctrica dada [W]
1	Maquina sin nombre	1				
2	Molino	1				
3	Horno	1				
4	Horno Muffla	1				
5	Gasificador	1				
6	Computadores HP	3				1200
7	Quemador ciclónico	1				5000
					0	6200

Lugares	Carga eléctrica dada [W]	Carga eléctrica dada [KW]	Horas de trabajo	Carga eléctrica por el tiempo en funcionamiento [KWh]
Sotano	82.970,71	82,97	10	829,71
Piso 1	41.425,00	41,43	10	414,25
Piso 2	60.805,83	60,81	10	608,06
Piso 3	27.550,10	27,55	10	275,50
Oficinas	15.000,00	15,00	8	120,00
Terraza	152.300,00	152,30	14	2.132,20
Edificio Viejo	50.000,00	50,00	10	500,00
Total	430.051,65	430,05 kWh		4879,72

Con un factor de seguridad de 20% en los cálculos de carga eléctrica se tiene que

$$Carga\ eléctrica = 430,05 [kWh] * (1 + 0,2) = 516,06 [kWh]$$

Anexo C:

Tablas de propiedades del refrigerante R245fa

1..30	1 T [C]	2 P _{sat}	3 v _f	4 v _g	5 h _f	6 h _{fg}	7 h _g	8 s _f	9 s _{fg}	10 s _g
Run 1	-40	5,738	0,000666	2,5	150,2	225,4	375,7	0,8033	0,9667	1,77
Run 2	-38	6,559	0,0006681	2,204	152,7	224,4	377,1	0,8137	0,9541	1,768
Run 3	-36	7,477	0,0006702	1,948	155,1	223,4	378,5	0,824	0,9417	1,766
Run 4	-34	8,501	0,0006724	1,727	157,6	222,3	379,9	0,8343	0,9295	1,764
Run 5	-32	9,638	0,0006745	1,534	160	221,3	381,3	0,8445	0,9175	1,762
Run 6	-30	10,9	0,0006767	1,367	162,5	220,3	382,8	0,8546	0,9057	1,76
Run 7	-28	12,3	0,0006789	1,22	164,9	219,2	384,2	0,8647	0,8941	1,759
Run 8	-26	13,84	0,0006811	1,092	167,4	218,2	385,6	0,8747	0,8826	1,757
Run 9	-24	15,53	0,0006834	0,9795	169,9	217,2	387,1	0,8847	0,8714	1,756
Run 10	-22	17,4	0,0006857	0,8805	172,4	216,1	388,5	0,8946	0,8603	1,755
Run 11	-20	19,45	0,000688	0,7931	174,8	215,1	389,9	0,9044	0,8494	1,754
Run 12	-18	21,69	0,0006903	0,7159	177,3	214	391,4	0,9142	0,8387	1,753
Run 13	-16	24,13	0,0006926	0,6475	179,8	213	392,8	0,924	0,8281	1,752
Run 14	-14	26,8	0,000695	0,5868	182,3	211,9	394,3	0,9336	0,8177	1,751
Run 15	-12	29,7	0,0006974	0,5327	184,8	210,9	395,7	0,9433	0,8074	1,751
Run 16	-10	32,86	0,0006998	0,4845	187,3	209,8	397,2	0,9528	0,7972	1,75
Run 17	-8	36,28	0,0007022	0,4415	189,9	208,8	398,6	0,9624	0,7872	1,75
Run 18	-6	39,98	0,0007047	0,4029	192,4	207,7	400,1	0,9718	0,7773	1,749
Run 19	-4	43,99	0,0007072	0,3683	194,9	206,6	401,5	0,9813	0,7676	1,749
Run 20	-2	48,31	0,0007097	0,3373	197,5	205,5	403	0,9907	0,758	1,749
Run 21	0	52,97	0,0007123	0,3093	200	204,5	404,5	1	0,7485	1,748
Run 22	2	57,98	0,0007149	0,2841	202,6	203,4	405,9	1,009	0,7391	1,748
Run 23	4	63,36	0,0007175	0,2613	205,1	202,3	407,4	1,019	0,7299	1,748
Run 24	6	69,14	0,0007201	0,2407	207,7	201,2	408,9	1,028	0,7207	1,748
Run 25	8	75,33	0,0007228	0,222	210,3	200,1	410,3	1,037	0,7117	1,749
Run 26	10	81,96	0,0007255	0,205	212,8	199	411,8	1,046	0,7027	1,749
Run 27	12	89,04	0,0007283	0,1896	215,4	197,8	413,3	1,055	0,6939	1,749
Run 28	14	96,6	0,0007311	0,1755	218	196,7	414,7	1,064	0,6851	1,749
Run 29	16	104,7	0,0007339	0,1627	220,6	195,6	416,2	1,073	0,6765	1,75
Run 30	18	113,3	0,0007367	0,151	223,2	194,4	417,7	1,082	0,6679	1,75

Tablas de propiedades del refrigerante r134a. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)

TABLA A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

Temp., sat., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
-40	51.25	0.0007054	0.36081	-0.036	207.40	207.37	0.000	225.86	225.86	0.00000	0.96866	0.96866
-38	56.86	0.0007083	0.32732	2.475	206.04	208.51	2.515	224.61	227.12	0.01072	0.95511	0.96584
-36	62.95	0.0007112	0.29751	4.992	204.67	209.66	5.037	223.35	228.39	0.02138	0.94176	0.96315
-34	69.56	0.0007142	0.27090	7.517	203.29	210.81	7.566	222.09	229.65	0.03199	0.92859	0.96058
-32	76.71	0.0007172	0.24711	10.05	201.91	211.96	10.10	220.81	230.91	0.04253	0.91560	0.95813
-30	84.43	0.0007203	0.22580	12.59	200.52	213.11	12.65	219.52	232.17	0.05301	0.90278	0.95579
-28	92.76	0.0007234	0.20666	15.13	199.12	214.25	15.20	218.22	233.43	0.06344	0.89012	0.95356
-26	101.73	0.0007265	0.18946	17.69	197.72	215.40	17.76	216.92	234.68	0.07382	0.87762	0.95144
-24	111.37	0.0007297	0.17395	20.25	196.30	216.55	20.33	215.59	235.92	0.08414	0.86527	0.94941
-22	121.72	0.0007329	0.15995	22.82	194.88	217.70	22.91	214.26	237.17	0.09441	0.85307	0.94748
-20	132.82	0.0007362	0.14729	25.39	193.45	218.84	25.49	212.91	238.41	0.10463	0.84101	0.94564
-18	144.69	0.0007396	0.13583	27.98	192.01	219.98	28.09	211.55	239.64	0.11481	0.82908	0.94389
-16	157.38	0.0007430	0.12542	30.57	190.56	221.13	30.69	210.18	240.87	0.12493	0.81729	0.94222
-14	170.93	0.0007464	0.11597	33.17	189.09	222.27	33.30	208.79	242.09	0.13501	0.80561	0.94063
-12	185.37	0.0007499	0.10736	35.78	187.62	223.40	35.92	207.38	243.30	0.14504	0.79406	0.93911
-10	200.74	0.0007535	0.099516	38.40	186.14	224.54	38.55	205.96	244.51	0.15504	0.78263	0.93766
-8	217.08	0.0007571	0.092352	41.03	184.64	225.67	41.19	204.52	245.72	0.16498	0.77130	0.93629
-6	234.44	0.0007608	0.085802	43.66	183.13	226.80	43.84	203.07	246.91	0.17489	0.76008	0.93497
-4	252.85	0.0007646	0.079804	46.31	181.61	227.92	46.50	201.60	248.10	0.18476	0.74896	0.93372
-2	272.36	0.0007684	0.074304	48.96	180.08	229.04	49.17	200.11	249.28	0.19459	0.73794	0.93253
0	293.01	0.0007723	0.069255	51.63	178.53	230.16	51.86	198.60	250.45	0.20439	0.72701	0.93139
2	314.84	0.0007763	0.064612	54.30	176.97	231.27	54.55	197.07	251.61	0.21415	0.71616	0.93031
4	337.90	0.0007804	0.060338	56.99	175.39	232.38	57.25	195.51	252.77	0.22387	0.70540	0.92927
6	362.23	0.0007845	0.056398	59.68	173.80	233.48	59.97	193.94	253.91	0.23356	0.69471	0.92828
8	387.88	0.0007887	0.052762	62.39	172.19	234.58	62.69	192.35	255.04	0.24323	0.68410	0.92733
10	414.89	0.0007930	0.049403	65.10	170.56	235.67	65.43	190.73	256.16	0.25286	0.67356	0.92641
12	443.31	0.0007975	0.046295	67.83	168.92	236.75	68.18	189.09	257.27	0.26246	0.66308	0.92554
14	473.19	0.0008020	0.043417	70.57	167.26	237.83	70.95	187.42	258.37	0.27204	0.65266	0.92470
16	504.58	0.0008066	0.040748	73.32	165.58	238.90	73.73	185.73	259.46	0.28159	0.64230	0.92389
18	537.52	0.0008113	0.038271	76.08	163.88	239.96	76.52	184.01	260.53	0.29112	0.63198	0.92310

Anexo D:

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es un ciclo termodinámico para extraer calor de un medio refrigerado frío y procesarlo para expulsar otro calor a un medio caliente. Consta de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica en un compresor.

2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.

4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

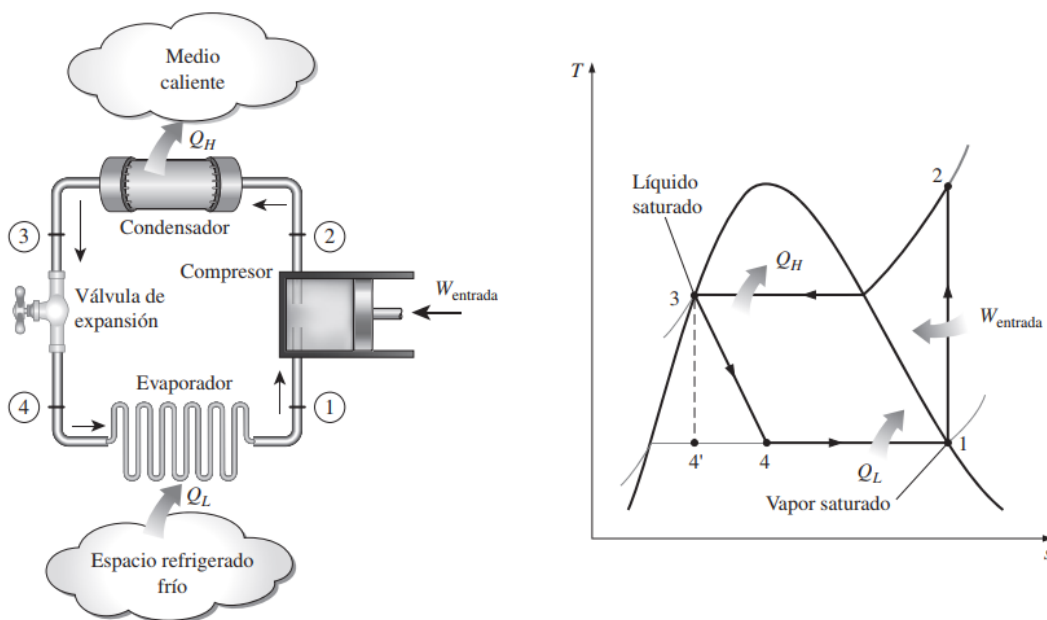


Figura 22. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Tomado de (Cengel & Boles, 2012)

El análisis de balance de energía en estos ciclos es igual al del ciclo de generación de potencia, y se rige por la siguiente ecuación.

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{sal} - h_{ent} \quad (11)$$

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (12)$$

$$COP_{BC} = \frac{q_H}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (13)$$

Anexo E:

Intercambiadores de calor:

Los intercambiadores de calor son elementos que facilitan la transferencia de calor entre diferentes componentes o sistemas. Básicamente, los intercambiadores son dos tubos concéntricos con un diámetro mayor al otro, por donde pasan dos fluidos a diferentes temperaturas. Estos fluidos pueden ir a contraflujo o a flujo paralelo.

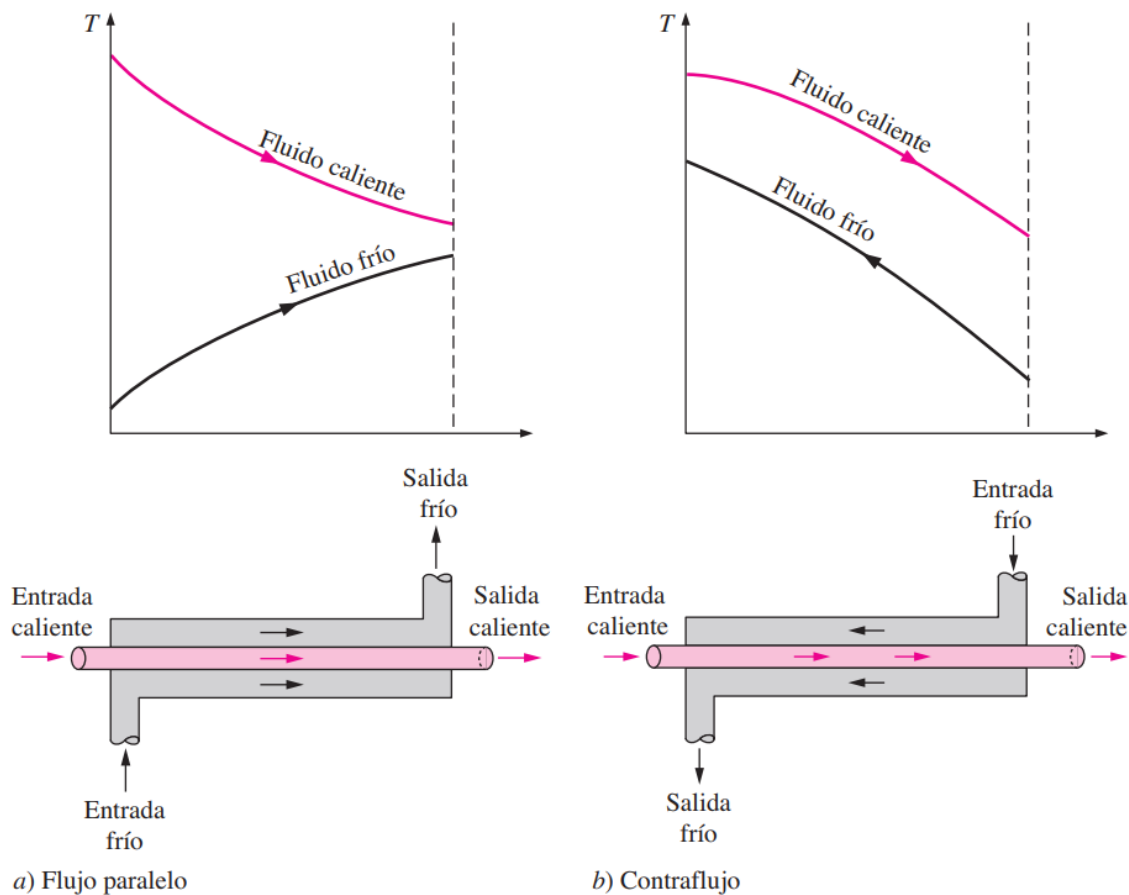


Figura 23. Tipos de flujo intercambiadores de calor. Tomado de (Cengel & Ghajar, 2011)

Para los cálculos de las dimensiones y propiedades del intercambiador, primero se hallan los coeficientes de transferencia de calor por convección tanto para el flujo interno de los tubos de diámetro más pequeño, como de flujo externo entre los tubos de diámetro más grande y el más pequeño. Cuando se hallan esos coeficientes, se puede calcular un

coeficiente de transferencia universal del intercambiador de calor con la siguiente expresión

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \quad (14)$$

Dependiendo del uso del intercambiador, el siguiente paso es analizar el área de transferencia de calor. Como en este caso, se diseñó pensando que iba a trabajar como un condensador, la gráfica de temperaturas de los fluidos frío y caliente tendría un comportamiento como el siguiente.

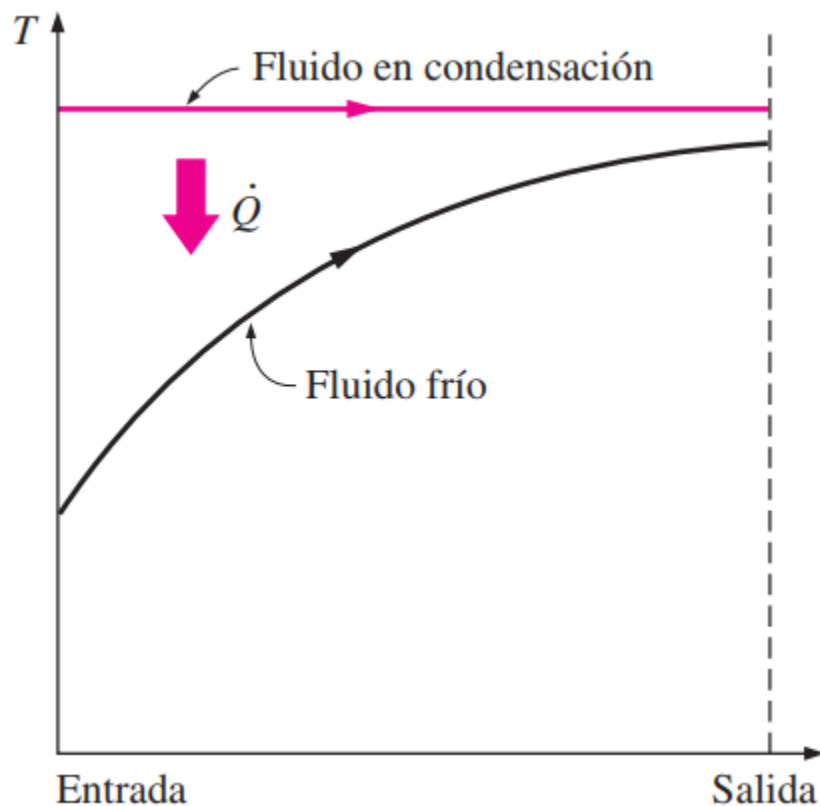


Figura 24. Gráfica de temperatura en un condensador. Tomado de (Cengel & Ghajar, 2011)

En donde el calor que se transfiere tiene el siguiente comportamiento

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg} \quad (15)$$

La razón de la transferencia de calor en un intercambiador también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento como

$$\dot{Q} = UA_s\Delta T_m \quad (16)$$

Donde U es el coeficiente total de transferencia de calor, A_s es el área de transferencia de calor y ΔT_m es una apropiada diferencia promedio de temperatura entre fluidos.

Anexo F:

Bombas

Las bombas se clasifican como turbomáquinas. El uso de una bomba es adicionar energía a un flujo másico. La razón de flujo de masa del fluido que pasa a través de la bomba es una variable necesaria en la función de la bomba. Como estas máquinas trabajan con fluidos incompresibles (es decir, con líquidos), esta razón de flujo se reemplaza comúnmente por un gasto volumétrico.

Gasto
volumétrico
(capacidad)

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (17)$$

Y su carga hidrostática neta H , que se define como el cambio en la carga hidrostática de Bernoulli entre la entrada y la salida de la bomba:

Carga
hidrostática
neta

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{sal} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{ent} \quad (18)$$

Para la potencia útil de la bomba, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{potencia\ útil} = \dot{m}gH = \rho g \dot{V}H \quad (19)$$

Para la eficiencia de la bomba

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{potencia\ útil}}{bhp} \quad (20)$$

Sobre el tema de cavitación, este se da porque la presión dentro de la bomba baja lo suficiente como para que se creen burbujas de gas del fluido que colapsan en el lado de aspiración de los álabes del rotor. Esto produce huecos en estos elementos, disminuyendo su eficiencia o hasta llegando a romper las astas. Para evitar la cavitación en una bomba, al diseñar, se debe analizar la carga de aspiración neta positiva (NPSH, por sus siglas en inglés).

$$NPSH = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{entrada de la bomba}} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (21)$$

Con este valor, en las curvas de rendimiento de la bomba, se compara los resultados para saber si la bomba a seleccionar tiene la capacidad para soportar los estados a los que llega el fluido de entrada o, por el contrario, según el fabricante, la bomba presentará cavitación.

Anexo G:

```
"DATOS"
R$='R245fa'
T_H=700 [K] "Temperatura del horno"
T_o=300 [K] "Temperatura del ambiente"
P_o=91 [kPa] "Presión ambiente bucaramanga"

"Estado 1"
R=5,2
P_2=R*P_1
X_1=0

"Estado 2"
P_2=3250 [kPa]

"Estado 3"
P_3=P_2
T_3= 210 [C]

"Estado 4"
P_4=P_1

"Suponemos que la bomba y la turbina son isentrópicas"
eta_turb=(h_3-h_4_a)/(h_3-h_4_s)
eta_bomb=(h_2_s-h_1)/(h_2_a-h_1)
eta_turb=0,65
eta_bomb=0,65

"Hallamos entalpía, entropía y el volumen específico del estado 1"
h_1=Enthalpy(R$;T=T_1;P=P_1)
v_1=Volume(R$;T=T_1;P=P_1)
s_1=Entropy(R$;T=T_1;P=P_1)
{T_1=Temperature(R$;P=P_1;x=x_1)}

"Hallamos el trabajo específico de la bomba"
w_bomba_entrada_isentrópica=v_1*(P_2-P_1)
w_bomba_entrada_isentrópica=h_2_s-h_1
w_bomba_entrada=h_2_a-h_1

"Hallamos del estado 2 la entropía"
s_2_s=s_1
s_2_a=Entropy(R$;h=h_2_a;P=P_2)
T_2_s=Temperature(R$;P=P_2;s=s_2_s)
T_2_a=Temperature(R$;P=P_2;s=s_2_a)

"Hallamos del estado 3 la entalpía, la entropía"
h_3=Enthalpy(R$;T=T_3;P=P_3)
s_3=Entropy(R$;T=T_3;P=P_3)

"Del estado 4 (mezcla saturada) hallamos la entalpía al hallar la calidad"
s_4_s=s_3
X_4=(s_4_s-s_f)/s_fg
s_f=Entropy(R$;x=0;P=P_4)
s_g=Entropy(R$;x=1;P=P_4)
s_fg=s_g-s_f

{FUNCTION funA(x_4)

IF (x_4>1) THEN}
h_4_s=Enthalpy(R$;s=s_4_s;P=P_4)
{ELSE}
{h_4_s=h_f+X_4*h_fg
h_f=Enthalpy(R$;x=0;P=P_4)
h_g=Enthalpy(R$;x=1;P=P_4)
h_fg=h_g-h_f}
{ENDIF}
funA:=h_4_s
```

END)

s_4_a=Entropy(R\$;h=h_4_a;P=P_4)
T_4_s=Temperature(R\$;P=P_4;s=s_4_s)
T_4_a=Temperature(R\$;P=P_4;s=s_4_a)

"Haciendo análisis energéticos"

q_entrada=h_3-h_2_a
q_salida=(h_1-h_4_a)

Q_caldera=m_ref*(h_3-h_2_a)
Q_evapocondensador=-m_ref*(h_1-h_4_a)

w_salida_turbina_isentrópica=(h_4_s-h_3)
w_salida_turbina=(h_4_a-h_3)

"Hallamos la eficiencia térmica"
eta_ter=(1-q_salida/q_entrada)*100

"Al suponer que la turbina y la bomba son isentrópicas, entonces:"

e_destr_12=T_o*(s_2_a-s_1)
e_destr_34=T_o*(s_4_a-s_3)

"Calculamos la exergía destruida en los procesos 23 y 41"

e_destr_23=T_o*(s_3-s_2_a-q_entrada/T_H)
e_destr_41=T_o*(s_1-s_4_a+q_salida/T_o)

"La irreversibilidad del ciclo es"

e_destr_ciclo=e_destr_12+e_destr_23+e_destr_34+e_destr_41

"La eficiencia de la segunda ley se define como"

eta_II=(e_recuperada/e_gastada)*100
e_recuperada=w_salida_turbina
e_gastada=e_calor_ent+e_bomba_ent
e_bomba_ent=w_bomba_entrada
e_calor_ent=(1-T_o/T_H)*q_entrada

W=m_ref*w_salida_turbina
W=520+W_C+w_bomba

"-----"

"Sistema de refrigeración"

R_2=1,1
P_5=1000 [kPa]
P_5=P_8
P_6=P_7
P_6=R_2*P_5
R1\$='r134a'

Q_evapocondensador=m_ref_II*q_L "Condensador"
q_L=(h_5-h_8)

h_5=Enthalpy(R1\$;x=1;P=P_5)
s_5=Entropy(R1\$;h=h_5;P=P_5)

s_5=s_6_s "isentrópico"
h_6_s=Enthalpy(R1\$;s=s_6_s;P=P_6)

h_7=Enthalpy(R1\$;x=0;P=P_7)
h_7=h_8 "Válvula de expansión"

eta_c=(h_6_s-h_5)/(h_6_a-h_5)
eta_c=0,85
s_6_a=Entropy(R1\$;h=h_6_a;P=P_6)

T_5=Temperature(R1\$;P=P_5;h=h_5)

T_6=Temperature(R1\$;P=P_6;h=h_6_a)
T_7=Temperature(R1\$;P=P_7;h=h_7)
T_8=Temperature(R1\$;P=P_8;h=h_8)

w_compresor=h_6_a-h_5
W_C=m_ref_II*(h_6_a-h_5)
q_h=(h_7-h_6_s)
Q_condensador=-m_ref_II*(h_7-h_6_a)

COP_R=q_L/w_compresor
COP_BC=q_H/w_compresor

s_7=Entropy(R1\$;x=0;P=P_7)
s_8=Entropy(R1\$;P=P_8;h=h_8)

"-----"

"Cálculo de la bomba"

H=(P_2i-P_1i)/(g*rho_r245fai)
g=32,174 [ft/s^2]
P_2i=P_2*Convert(kPa;lb/ft^2)
P_1i=P_1*Convert(kPa;lb/ft^2)

rho_r245fa=Density(R\$;x=0;P=P_1)
rho_r245fai=rho_r245fa*Convert(kg/m^3;lbf/ft^3)

NPSH=P_1i/(g*rho_r245fai)-P_sati/(g*rho_r245fai)+Vel^2/(2*g)
NPSH=4,3

P_sat=P_sat(R\$;T=T_1)
P_sati=P_sat*Convert(kPa;lb/ft^2)
m_refi=m_ref*Convert(kg/s;lbf/s)

A_SI=pi*D^2/4
D=0,346 [m]
{A_SI=0,22 [m^2]}
A=A_SI*Convert(m^2;ft^2)

vol=m_refi/rho_r245fai
Vel=vol/A

H_SI=H*Convert(ft;m)
W_dot_potenciautil=m_ref*9,81*H_SI
w_bomba=m_ref*w_bomba_entrada

Vol_1=m_ref/rho_r245fa
GPM=Vol_1*Convert(m^3/s;GPM)

"-----"

"Combustión"

M_comb=25,2 [kg/kmol]
M_air=29 [kg/kmol]
N_air=4,76 [kmol]
N_comb=0,9997 [kmol]

"Balance estequiométrico"

Y_1=0,3736
Y_2=0,2204
Y_3=2,5434
alpha=0,4838
beta=1,15

"Relación aire combustible"

AC=(alpha*beta*N_air*M_air)/(N_comb*M_comb)

"entalpías de formación"

h_f_h2=0
h_f_n2=0
h_f_ch4=-74850
h_f_co=-110530
h_f_co2=-393520
h_f_c2h4=+52280
h_f_o2=0
h_f_h2og=-241820

"Caldera y combustión"

$Q_C = (0,0198 \cdot (h_f_{ch4}) + 0,226 \cdot (h_f_{co}) + 0,12 \cdot (h_f_{co2}) + 0,0039 \cdot (h_f_{c2h4})) - (Y_1 \cdot (h_f_{co2} + 27125 - 9364) + Y_2 \cdot (h_f_{h2og} + 24088 - 9904) + Y_3 \cdot (20604 - 8669))$

$Q_{Ckg} = Q_C / M_{comb}$

$Q_{caldera} = m_{combustible} \cdot Q_{Ckg}$

"-----"

"Diseño del condensador"

{ $Q_{evapocondensador} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + c$ "Suma de calor latente y calor sensible"

$Q_1 = m_{ref} \cdot \Delta h_{vap}$
 $\Delta h_{vap} = \text{Enthalpy_vaporization}(R\$; P=P_1)$

$Q_2 = m_{ref} \cdot c_{p1} \cdot (T_{sat} - T_1)$
 $T_{med1} = (T_1 + T_{sat}) / 2$
 $c_{p1} = Cp(R\$; T=T_{med1}; P=P_1)$
 $T_{sat} = T_{sat}(R\$; P=P_1)$

$Q_3 = m_{ref} \cdot c_{p2} \cdot (T_{4a} - T_{sat})$
 $T_{med2} = (T_{4a} + T_{sat}) / 2$
 $c_{p2} = Cp(R\$; T=T_{med2}; P=P_1)$

"Condensación externa forzada"

$T_{mediae} = (T_1 + T_{4a}) / 2$
 $k_{r245a} = \text{Conductivity}(R\$; T=T_{mediae}; P=P_4)$
 $c_{p_r245a} = Cp(R\$; T=T_{mediae}; P=P_4)$
 $\rho_{r245fa_condensador} = \text{Density}(R\$; T=T_{mediae}; P=P_4)$ "vapor"
 $\mu_{r245a} = \text{Viscosity}(R\$; T=T_{mediae}; P=P_4)$
 $Pr_{r245fa} = \text{Prandtl}(R\$; T=T_{mediae}; P=P_4)$
 $Pr_s = \text{Prandtl}(R1\$; T=T_8+1; P=P_8)$

$L = 1$ [m]
 $N_T = 6$
 $N_S = 10$
 $S_T = 0,05$ [m] "supuesto"
 $D_{tubos} = 0,015$ [m] "supuesto"

$V_{máxe} = (S_T) / (S_T - D_{tubos}) \cdot V$
 $V = m_{ref} / (A_{areae} \cdot \rho_{r245fa_condensador})$
 $A_{areae} = L \cdot Alte$
 $Alte = S_T \cdot N_T + D_{tubos}$

$Re_{de} = (\rho_{r245fa_condensador} \cdot V_{máxe} \cdot D_{tubos}) / \mu_{r245a}$

$Nusselt_{de} = F \cdot 0,27 \cdot Re_{de}^{0,63} \cdot Pr_{r245fa}^{0,36} \cdot (Pr_{r245fa} / Pr_s)^{0,25}$

$F = 0,98$ "Factor de corrección tabla 7-3 del libro de Cengel"

$h_{condensadore} = (Nusselt_{de} \cdot k_{r245a}) / D_{tubos}$

P_perdida=0

"Condensación Interna forzada"

T_mediai=(T_8+T_5)/2
k_r134a=Conductivity(R1\$;T=T_mediai;P=P_8+1)
cp_r134a=Cp(R1\$;T=T_mediai;P=P_8+1)
rho_r134a=Condensador=Density(R1\$;T=T_mediai;P=P_8+1) "vapor"
mu_r134a=Viscosity(R1\$;T=T_mediai;P=P_8+1)
Pr_r134a=Prandtl(R1\$;T=T_mediai;P=P_8+1)

A_areai=pi*D_tubos**2/4
V_promi=m_ref_II/(rho_r134a_condensador*A_areai*N_T*N_S)
Re_di=(rho_r134a_condensador*V_promi*D_tubos)/mu_r134a

fi=(0,79*ln(Re_di)-1,64)**(-2)
Nusselt_di=0,125*fi*Re_di*Pr_r134a**(1/3)
h_condensadori=(Nusselt_di*k_r134a)/D_tubos

(1/U)=(1/h_condensadori)+(1/h_condensadore)

"Intercambiador"

Q_evapocondensador*1000=U*A_s*DELTAT_m
DELTAT_m=(T_mediae-T_mediai)

h_fg_r245fa=h_5-h_8

" _____ "

"Exergía"

h_o=Enthalpy(R\$;T=27;P=P_o)
s_o=Entropy(R\$;T=27;P=P_o)
h_o1=Enthalpy(R1\$;T=27;P=P_o)
s_o1=Entropy(R1\$;T=27;P=P_o)

LHV=5700 [kJ/m**3]
m_agua=(m_combustible*0,2204*18,01528)/(57,198872) [kg/s]
h_fg_h2o_700k=Enthalpy(Water;T=700-273;P=P_o)

chi_fuel=(LHV)*V_fuel+m_agua*h_fg_h2o_700k
V_fuel=m_combustible/rho_fuel
rho_fuel=1,0998 [kg/m**3]
chi_fuel=m_combustible*psi_fuel
psi_ef=psi_fuel*0,10
m_ef=m_combustible+AC*m_combustible

psi_1=h_1-h_o-T_o*(s_1-s_o)
psi_2=h_2_a-h_o-T_o*(s_2_a-s_o)
psi_3=h_3-h_o-T_o*(s_3-s_o)
psi_4=h_4_a-h_o-T_o*(s_4_a-s_o)
psi_5=h_5-h_o1-T_o*(s_5-s_o1)
psi_6=h_6_a-h_o1-T_o*(s_6_a-s_o1)
psi_7=h_7-h_o1-T_o*(s_7-s_o1)
psi_8=h_8-h_o1-T_o*(s_8-s_o1)

chi_1=m_ref*psi_1
chi_2=m_ref*psi_2
chi_3=m_ref*psi_3
chi_4=m_ref*psi_4

chi_5=m_ref_II*psi_5
chi_6=m_ref_II*psi_6
chi_7=m_ref_II*psi_7
chi_8=m_ref_II*psi_8

"Destrucción de exergía"

"Caldera"

$$\text{chi_destruida_caldera_1} = m_{\text{combustible}} \cdot \psi_{\text{fuel}} \cdot m_{\text{ef}} \cdot \psi_{\text{ef}} \cdot (1 - T_o/T_H) \cdot Q_{\text{caldera}}$$

$$\text{chi_ef} = m_{\text{ef}} \cdot \psi_{\text{ef}}$$

$$\text{chi_destruida_caldera_2} = Q_{\text{caldera}} \cdot (1 - T_o/T_H) + m_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_3) - m_{\text{ref}} \cdot T_o \cdot (s_2 - s_3)$$

"Turbina"

$$\text{chi_destruida_turbina} = T_o \cdot m_{\text{ref}} \cdot (s_4 - s_3)$$

"Condensador"

$$\text{chi_destruida_condensador_1} = -Q_{\text{evapocondensador}} \cdot (1 - T_o/(T_8 + 273)) + m_{\text{ref}} \cdot ((h_4 - h_1) - T_o \cdot (s_4 - s_1))$$

$$\text{chi_destruida_condensador_2} = Q_{\text{evapocondensador}} \cdot (1 - T_o/(T_4 + 273)) + m_{\text{ref}} \cdot (h_8 - h_5 - T_o \cdot (s_8 - s_5))$$

"Bomba"

$$\text{chi_destruida_bomba} = T_o \cdot m_{\text{ref}} \cdot (s_2 - s_1)$$

"Compresor"

$$\text{chi_destruida_compresor} = W_c + m_{\text{ref}} \cdot ((h_5 - h_6) - T_o \cdot (s_5 - s_6))$$

"Radiador"

$$\text{chi_destruida_Radiador} = m_{\text{ref}} \cdot ((h_6 - h_7) - T_o \cdot (s_6 - s_7)) - Q_{\text{condensador}} \cdot (1 - T_o/(T_7 + 273))$$

"Válvula de expansión"

$$\text{chi_destruida_válvula} = m_{\text{ref}} \cdot ((h_7 - h_8) - T_o \cdot (s_7 - s_8))$$

"Costos IC"

$$Z_{\text{turlC}} = 0,91856$$

$$Z_{\text{condIC}} = 2,141140$$

$$Z_{\text{bombIC}} = 0,28131$$

$$Z_{\text{caldeIC}} = 0,15501$$

$$Z_{\text{complC}} = 0,04176$$

$$Z_{\text{radialC}} = 0,13778$$

$$Z_{\text{valvIC}} = 0,00913$$

"Costos O&M"

$$Z_{\text{turOM}} = 9,47163$$

$$Z_{\text{caldeOM}} = 8,66422$$

"Costos Z"

$$Z_{\text{tur}} = Z_{\text{turlC}} + Z_{\text{turOM}}$$

$$Z_{\text{cond}} = Z_{\text{condIC}}$$

$$Z_{\text{bomb}} = Z_{\text{bombIC}}$$

$$Z_{\text{calde}} = Z_{\text{caldeIC}} + Z_{\text{caldeOM}}$$

$$Z_{\text{comp}} = Z_{\text{complC}}$$

$$Z_{\text{radia}} = Z_{\text{radialC}}$$

$$Z_{\text{valv}} = Z_{\text{valvIC}}$$

"valor exergía fuel"

$$c_{\text{fuel}} = 171,69$$

"Elementos"

"Caldera"

$$c_3 = (c_{\text{fuel}} \cdot \text{chi}_{\text{fuel}} + c_2 \cdot \text{chi}_2 + Z_{\text{calde}}) / (\text{chi}_3)$$

"Turbina"

$$c_w=(c_3*(chi_3-chi_4)+Z_tur)/W$$

$$c_3=c_4$$
$$c_w=c_{wb}$$
$$\{c_w=c_{wc}\}$$

"Bomba"

$$c_2=(c_1*chi_1+c_{wb}*W_{bomba}+Z_{bomba})/(chi_2)$$

"Condensador"

$$c_4=c_1$$
$$c_4=c_q$$
$$chi_q=Q_{evapocondensador}*(1-T_o/(T_4+273))$$

$$c_1*chi_1+c_q*chi_q=c_4*chi_4+Z_{cond}/2$$
$$chi_{qr}=Q_{condensador}*(1-T_o/((T_6+T_7)/2+273))$$

"

$$c_5*chi_5=c_q*chi_q+c_8*chi_8+Z_{cond}/2$$

"Compresor"

$$c_6=(c_5*chi_5+c_{wc}*(W_c)+Z_{comp})/(chi_6)$$

"Radiador"

$$c_7=(c_6*chi_6+Z_{radia}-c_{qr}*chi_{qr})/chi_7$$
$$c_7=c_6$$

"Válvula"

$$c_8=(c_7*chi_7-Z_{valv})/chi_8$$
$$c_7=c_8$$

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 1,012 [m²]
A₃₁ = 0.09402 [m²]
γ₈ = 3297 [kJ/s]
Z_{destruida,condensador,1} = 1013 [kJ/s]
γ₄ = 1382
ΔT_{ca} = 55.71 [C]
φ_{bomba,ent} = 2.992 [kJ/kg]
φ_{radiador} = 208.8 [kJ/kg]
h₁ = 227.9 [kJ/kg]
h_{6,a} = 273.3 [kJ/kg]
h_{19,245a} = 158.3 [kJ/kg]
h_{f,2} = 0
m_{condensador} = 2.9 [kg/s]
Nusselt_{ca} = 1234 [kg/s·m]
P₁ = 0.8911
v₁ = 47.78 [kJ/kg]
P₂ = 67878 [lbf/m²]
P₃ = 91 [kPa]
Q_{condensador} = 9460 [kJ/s]
R5 = R245fa
ρ_{245fa} = 75 [lbm/m³]
s_{4,a} = 2.053 [kJ/kg·K]
s₁ = 1.31 [kJ/kg·K]
T_{2,a} = 23.11 [C]
T₆ = 43.59 [C]
V = 465.3 [m³/m²·s]
V_{maxe} = 4.081
W_{compresor} = 2.274 [kJ/kg]
Y₂ = 0.2204
Z_{comp} = 0.04176 [kJ/s]
Z_{buic} = 0.9186

AC = 3.049
β = 1.15
γ₈ = 2815 [kJ/s]
Z_{destruida,condensador,2} = 2816
Z_{qr} = 486.6
D_{ca,ca} = 0.015 [m]
φ_{ca,ent} = 205.8 [kJ/kg]
φ_{ca,ex} = 26.59 [kJ/kg]
h_{2,a} = 239.9 [kJ/kg]
h_{6,s} = 272.9 [kJ/kg]
h_{f,ca,4} = 52280
h_{f,ca,2} = 0
LHV = 5700 [kJ/m³]
m_{qr} = 11.74 [kg/s]
N_{ar} = 4.76 [kmol]
v₁ = 10.25 [kJ/kg]
v₆ = 47.67 [kJ/kg]
P₂ = 3250 [kPa]
P_{ex,ca} = 0
Q_{entrada} = 360.2 [kJ/kg]
R15 = r134a
ρ_{134a,condensador} = 30.79 [kg/m³]
s_{4,a} = 2.02 [kJ/kg·K]
s₁ = 0.4641 [kJ/kg·K]
s₆ = 2.23 [C]
T_{2,a} = 22.3 [C]
T₇ = 42.95 [C]
V = 2.857 [m³/s]
V_{prom} = 4.834 [kg/s·m²]
W_{potenciaut} = 1883 [J/s]
Y₃ = 2.543
Z_{condic} = 0.04176
Z_{buicM} = 9.472

α = 0.4838
γ₁ = 284.094 [kJ/s]
γ₈ = 2808 [kJ/s]
Z_{destruida,Radiador} = 4.883
COP_{bc} = 70.46
η_{bomba} = 0.65
φ_{destr,12} = 1.056 [kJ/kg]
F = 0.98
h_{2,a} = 229.9 [kJ/kg]
h₇ = 112.7 [kJ/kg]
h_{f,ca,4} = -74850
h₆ = 426.8 [kJ/kg]
h_{f,134a} = 0.0001625
m_{qr} = 27.71 [kg/s]
N_{comp} = 0.9997 [kmol]
v₂ = 12.18 [kJ/kg]
v₆ = 54.14
P₄ = 625 [kPa]
P_{act} = 129.4 [kPa]
Q_{evapocondensador} = 5326 [kJ/s]
R₂ = 1.1
s₆ = 0.9156 [kJ/kg·K]
s₉ = 1.774 [kJ/kg·K]
s₉ = 210 [C]
T₆ = 39.37 [C]
V₆ = 0.8048 [ft³/s]
W = 736.9 [kW/s]
W_{acta,turbina} = 26.59 [kJ/kg]
Z_{bomb} = 0.2813
Z_{condic} = 2.141
Z_{valv} = 0.00913 [kJ/s]

Alt₆ = 0.315 [m]
Z₂ = 337.473 [kJ/s]
Z_{destruida,bomba} = 29.54 [kJ/s]
Z_{destruida,turbina} = 273.3 [kJ/s]
COP_{bc} = 69.61
c₄ = 513.863
c₆ = 0.001647
η_{ca} = 0.85 [kJ/kg]
φ_{destr,23} = 121.4 [kJ/kg]
f = 0.01307
h₃ = 591.1 [kJ/kg]
h₇ = 112.7 [kJ/kg]
h_{f,co} = -110530
h₆₁ = 278.3 [kJ/kg]
h_{245a} = 1.289E-05 [kg/m·s]
m_{qr} = 61.09 [lbm/s]
N₅ = 10
v₃ = 96.58 [kJ/kg]
v₆ = 54.14
P₅ = 1000 [kPa]
P_{act} = 2702 [lbf/m²]
Q₆ = 160.2 [kJ/kg]
R₁₀ = 0.12995
s₁ = 1.097 [kJ/kg·K]
s_{6,a} = 0.9167 [kJ/kg·K]
s₆ = 1.794 [kJ/kg·K]
s₆ = 79.18
T₆ = 700 [K]
v₆ = 0.8146 [ft³/s]
W_{bomba} = 82.92 [kJ/s]
W_{acta,turbina,neotropica} = 40.91 [kJ/kg]
Z_{bombic} = 0.2813
Z_{condic} = 2.141
Z_{valvC} = 0.00913

A_{area} = 0.315 [m]
Z₃ = 2676.191 [kJ/s]
Z_{destruida,caldera,1} = 3642
Z_{destruida,caldera,2} = 3364 [kJ/s]
Z_{destruida,caldera,3} = 6.636 [kJ/s]
COP_{134a} = 1.495
c₄ = 513.863
c₆ = 0.001376
c₈ = 0.001622 [kJ/kg]
η_{ca} = 0.85 [kJ/kg]
φ_{destr,34} = 9.864 [kJ/kg]
g = 32.17 [ft/s²]
h₄ = 564.5 [kJ/kg]
h_{245a} = 1.289E-05 [kg/m·s]
m_{agua} = 0.2013
m_{qr} = 56.92 [kg/s]
N₇ = 6
v₄ = 60.12 [kJ/kg]
v₆ = 54.02 [kJ/kg]
P₁ = 13053 [lbf/m²]
P₇ = 1100 [kPa]
Q_{ca} = 86719 [kJ/kmol]
Q₆ = 158.3 [kJ/kg]
Q_{ca,ca} = 336.6 [kW]
ρ_{134a,condensador} = 1149
s_{2,a} = 1.1 [kJ/kg·K]
s₇ = 0.4087 [kJ/kg·K]
s₇ = 0.05 [m]
T_{4,a} = 168.7 [C]
T_{media} = 95.08 [C]
V₆₁ = 0.02507 [m³/s]
W_{bomba,entrada} = 2.992 [kJ/kg]
X₁ = 0
Z_{ca,ca} = 8.819 [kJ/s]
Z_{rada} = 0.1378

A_{area} = 0.0001767 [m²]
Z₄ = 1665.968 [kJ/s]
Z_{destruida,caldera,2} = 3364 [kJ/s]
Z_{qr} = 6357 [kg/s]
COP_{245a} = 1.102 [kJ/kg·K]
c₄ = 0.001376
c₆ = 0.001376
c₈ = 0.001376
η_{ca} = 0.85
φ_{destr,ca,1} = 49.87 [kJ/kg]
GPM = 365.6 [GPM]
h₄ = 550.2 [kJ/kg]
h_{245a} = 1.289E-05 [kg/m·s]
h_{f,ca,2} = 0
h_{f,134a} = 0.07605
M_{ar} = 29 [kg/kmol]
P_{r134a} = 3.193
v₅ = 54.02 [kJ/kg]
P₁ = 13053 [lbf/m²]
P₇ = 1100 [kPa]
Q_{ca,ca} = 9980 [kJ/s]
Q_{ca,ca} = 336.6 [kW]
ρ_{134a,condensador} = 1149
s_{2,a} = 1.097 [kJ/kg·K]
s₇ = 0.4087 [kJ/kg·K]
s₇ = 0.05 [m]
T_{4,a} = 166.1 [C]
T_{media} = 39.37 [C]
V₆₁ = 0.000741 [m³/kg]
W_{bomba,entrada,neotropica} = 1.945 [kJ/kg]
X₄ = 1.529 [kJ/kg·K]
Z_{ca,ca} = 0.155
Z_{rada} = 0.1378

A₆ = 344.2 [m²]
Z₅ = 3182 [kJ/s]
Z_{destruida,compresor} = 19.04 [kJ/s]
Z_{qr} = 15702.681 [kJ/s]
c₄ = 0.001376
c₆ = 0.001376
c₈ = 0.001376
D = 0.346 [m]
η_{bomb} = 0.65
φ_{destr,ca,2} = 182.2 [kJ/kg]
h₆ = 271 [kJ/kg]
h_{19,245a,700k} = 3334 [kJ/kg]
h_{19,245a} = -241620
K_{245a} = 0.01986 [W/m·K]
M_{condic} = 25.2 [kg/kmol]
Nusselt_{ca} = 398.5
P_{r134a} = 0.7156
v₆ = 55.97 [kJ/kg]
P₂ = 1000 [kPa]
Q_{ca} = 3441 [kJ/kg]
R = 5.2
ρ_{245fa} = 1201 [kg/m³]
s₂ = 2.02 [kJ/kg·K]
s₆ = 0.4091 [kJ/kg·K]
T₁ = 21.45 [C]
T₅ = 39.37 [C]
T₆ = 300 [K]
V_{act} = 2.637 [m³/s]
W_{ca} = 134 [kJ/s]
Z_{ca,ca} = 8.664
Z_{ur} = 10.39 [kJ/s]