



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

MODELACIÓN MATEMÁTICA DE UN CICLO ORGÁNICO DE RANKINE HIBRIDO CON ENERGÍA SOLAR PARA EL APROVECHAMIENTO DEL CALOR RESIDUAL DEL HORNO B&T DE LA EMPRESA ECUACERÁMICA S.A.

MÓNICA LILIÁN ANDRADE AVALOS

**Trabajo de Titulación modalidad Proyectos de Investigación y Desarrollo, presentado
ante el Instituto de Posgrado y Educación Continua de la ESPOCH, como requisito
parcial para la obtención del grado de
MAGISTER EN INGENIERIA QUIMICA APLICADA**

RIOBAMBA - ECUADOR

Octubre - 2019



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

CERTIFICACIÓN

EL TRIBUNAL DE TRABAJO DE TITULACIÓN CERTIFICA QUE:

El Trabajo de Titulación modalidad Proyectos de Investigación y Desarrollo, titulado **“Modelación matemática de un Ciclo Orgánico de Rankine Híbrido con energía solar para el aprovechamiento del calor residual del Horno B&T de la Empresa Ecuacerámica S.A.”**, de responsabilidad de la Sra. Mónica Lilián Andrade Avalos ha sido prolijamente revisado y se autoriza su presentación.

Tribunal:

Dr. Rodney Eduardo Mejía Garcés Mag.

PRESIDENTE

Rodney Mejía Garcés Mag.

FIRMA

Ing. Paúl Gustavo Palmay Paredes M.Sc.

TUTOR

Paúl Gustavo Palmay Paredes

FIRMA

Ing. Segundo Hugo Calderón M.Sc.

MIEMBRO

Segundo Hugo Calderón

FIRMA

Ing. José Antonio Granizo Ph.D

MIEMBRO

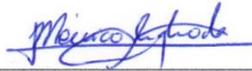
José Antonio Granizo

FIRMA

Riobamba, Octubre, 2019

DERECHOS INTELECTUALES

Yo, Mónica Lilián Andrade Avalos, declaro que soy responsable de las ideas, doctrinas y resultados expuestos en el **Trabajo de Titulación modalidad Proyectos de Investigación y Desarrollo**, y que el patrimonio intelectual generado por la misma pertenece exclusivamente a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.



Mónica Lilián Andrade Avalos

CI: 0603470972

DEDICATORIA

A mis hijos Felipe y Sofía quienes son el motor de mi vida y la razón de cada uno de mis logros.

A mis padres Mauro y Martha; y a mis hermanos Paulina y Mauro Josué que han estado junto a mí en todos los momentos brindándome su apoyo incondicional.

A mi esposo Santiago por la motivación que me ha brindado para culminar este trabajo.

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, prestigiosa institución a la cual me debo, y me ha brindado la oportunidad de desarrollarme académica y profesionalmente, de la cual he recibido el apoyo irrestricto.

A mi tutor Ing. Paúl Palmay y asesores: Ing. Hugo Calderón e Ing. José Granizo; por sus acertados y valiosos consejos, para la culminación del presente proyecto de investigación.

TABLA DE CONTENIDOS

RESUMEN	X
ABSTRACT	XI
1. CAPÍTULO I	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Planteamiento del problema	3
1.1.1 Situación Problemática	3
1.2 Formulación del problema	4
1.3 Preguntas directrices o específicas de la investigación	4
1.4 Justificación de la investigación	4
1.5 Objetivos de la investigación	5
1.5.1 General	5
1.5.2 Específicos	6
1.6 Hipótesis de la investigación	6
2. CAPÍTULO II	7
2. MARCO TEÓRICO	7
2.1 Antecedentes del problema	7
2.2 Bases teóricas	8
2.2.1 Ciclo Orgánico de Rankine	8
2.2.2 Energía solar	10
2.2.3 Fluidos Térmicos	10
2.2.3.1 Agua	11
2.2.3.2 Aceite térmico	11
2.2.3.3 Aceites sintéticos	13
2.2.4 Colectores solares	14
2.2.5 Fluidos de Trabajo	16
CAPÍTULO III	17
3. METODOLOGIA DE LA INVESTIGACIÓN	17
3.1 Tipo y diseño de investigación	17
3.2 Métodos de investigación	17
3.3 Enfoque de la investigación	18
3.4 Alcance de la investigación	18
3.5 Metodología	19
3.5.1 Energía solar	19
3.5.1.1 Modelación de la radiación solar basados en Heliofanía	19
3.5.1.2 Selección del colector solar	23
3.5.1.3 Selección del fluido térmico	24
3.5.1.4 Almacenamiento de la energía térmica	25
3.5.2 Calor residual	27

3.5.3.	Modelación matemática del ciclo orgánico de Rankine	27
3.5.4.	Selección del fluido de trabajo	30
CAPÍTULO IV		32
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	32
4.1.	Validación del modelo ORC	32
4.2.	Radiación solar diaria	33
4.3.	Utilización de paneles solares	34
4.4.	Análisis del Trabajo neto producido (Energía Eléctrica) con la implementación de un panel y los fluidos de trabajo seleccionados	35
4.6.	Producción de energía eléctrica con relación al incremento de los paneles solares	38
4.7.	Fluidos de trabajo	39
4.8.	Comparación de la producción de energía eléctrica con calor residual y con el sistema híbrido (calor residual y energía solar)	45
4.9.	Comprobación de hipótesis	47
CAPÍTULO V		48
5.	PROPUESTA	48
CONCLUSIONES		58
RECOMENDACIONES		59
BIBLIOGRAFIA		60
ANEXOS		63

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 2-1: Ventajas y Desventajas del agua como fluido térmico.....	11
Tabla 2-2: Ventajas y Desventajas del Aceite térmico como fluido térmico.....	12
Tabla 3-1: Día representativo de cada mes.....	20
Tabla 3-2: Valores promedio de Heliofanía para el año 2018	22
Tabla 3-3: Propiedades Físicas y Térmicas del Aceite SHELL THERMIA OIL B	24
Tabla 3-4: Propiedades físico-químicas de los fluidos de trabajo	31
Tabla 4-1: Validación del modelo propuesto respecto al Modelo 1 y Modelo 2	32
Tabla 4-2: Producción de energía eléctrica en función de las horas de radiación solar aprovechables en un día promedio en la Ciudad de Riobamba	33
Tabla 4-3: Parámetros dimensionales y térmicos con la utilización de 1 panel solar.....	35
Tabla 4-4: Parámetros de las condiciones óptimas de modelación para los diferentes fluidos de trabajo	36
Tabla 4-5: Producción de energía eléctrica en función del incremento de paneles solares.....	38
Tabla 4-6: Comparación de la producción de Energía eléctrica en relación a la Temperatura de entrada del calor residual del horno	44
Tabla 4-7: Comparación de la producción de Energía eléctrica en relación a la presencia de paneles solares	46

ÍNDICE DE GRÁFICOS

	Pág.
Gráfico 4-1: Relación de las horas de Radiación solar útil respecto a la producción de Energía Eléctrica	34
Gráfico 4-2: Eficiencia del ciclo ORC con los diferentes fluidos de trabajo.....	37
Gráfico 4-3: Producción de Energía Eléctrica con los diferentes fluidos de trabajo.....	37
Gráfico 4-4: Determinación de la producción de Energía Eléctrica respecto al incremento de paneles solares	39
Gráfico 4-5: Diagrama Temperatura vs Entropía del Tolueno.....	40
Gráfico 4-6: Diagrama Temperatura vs Entropía del Ciclohexano.....	41
Gráfico 4-7: Diagrama Temperatura vs Entropía del Isopentano.....	41
Gráfico 4-8: Diagrama Temperatura vs Entropía del n-Pentano.....	42
Gráfico 4-9: Diagrama Temperatura vs Entropía del MDM.....	42
Gráfico 4-10: Comparación del comportamiento de los fluidos de trabajo para la producción de Energía Eléctrica respecto a la temperatura de entra del calor residual	45
Gráfico 4-11: Producción de energía Eléctrica en relación a la utilización de paneles solares..	46
Gráfico 5-1: Diagrama propuesto del Ciclo Orgánico de Rankine híbrido.....	54

RESUMEN

El presente estudio tiene como objetivo desarrollar un modelo matemático de un Ciclo Orgánico de Rankine Híbrido activado por energías renovables (energía solar) y calor residual del horno B&T de la Empresa Ecuacerámica S.A. (cogeneración), para la modelación se utilizaron colectores solares cilíndricos parabólicos, tecnología óptima en este tipo de diseños, con un tanque de almacenamiento térmico (storage tank) que alimentan en conjunto con el recuperador de calor de cogeneración al evaporador del ciclo en el cual por el flujo importante de energía con el que se cuenta se lo diseña con un regenerador para mejorar la eficiencia térmica. El sistema se planteó para que la producción máxima de electricidad se genere con la mayor explotación del calor residual disponible del horno de la empresa y un área de colectores de 600 m². El modelo examinado se investiga en condiciones de estado estable estacionario con un modelo termodinámico desarrollado en EES (Engineering Equation Solver) versión DEMO, comparando 5 fluidos de trabajo: Tolueno, Ciclohexano, n-Pentano, Isopentano y Octametiltrisiloxano (MDM), obteniendo una máxima producción de electricidad con el Tolueno que alcanza 79.31 KW y una eficiencia del 20.52% con la temperatura de la fuente de calor residual del 176°C y la utilización de 47 paneles solares.

Palabras clave: <INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA QUÍMICA>, <TERMODINÁMICA>, <CICLO ORGANICO DE RANKINE>, <ENERGIA SOLAR >, <CALOR RESIDUAL>, <ENERGIA ELECTRICA >.

ESPOCH - DBRAI
PROCESOS TÉCNICOS Y ANÁLISIS
BIBLIOGRÁFICO Y DOCUMENTAL



23 SEP 2019

REVISIÓN DE RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA

Por: VR Hora: 09:50

Abstract

This research aims to develop a mathematical model of an organic cycle of Rankine Hybrid activated renewable energies (solar energy) and residual heat from the B&T furnace of the Company Ecuacerámica S.A. (cogeneration). For the modeling, Parabolic cylindrical solar collectors were used, optimal technology in this type of design, with a thermal storage tank that feeds together with the cogeneration heat recuperator to the cycle evaporator, in which by the flow important energy that is available, it is designed with a regenerator to improve thermal efficiency. The system is designed so that maximum electricity production is generated with the greatest exploitation of residual heat available from the company's furnace and a collector area of 600 m². The examined model is investigated in steady state conditions with a thermodynamic model developed in EES (Engineering Equation Solver) DEMO version, comparing 5 working fluids: Toluene, cyclohexane, n-Pentane, Isopentane and octamethyltrisiloxane (MDM), obtaining maximum electricity production with Toluene that reached 79.31 KW and an efficiency of 20.52% with the temperature of the residual heat source of 176°C and the use of 47 solar panels.

KEYWORDS:

ENGINEERING AND CHEMICAL TECHNOLOGY // THERMODYNAMICS // ORGANIC RANKINE CYCLE // SOLAR ENERGY // RESIDUAL HEAT // ELECTRIC POWER // .



CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

A nivel mundial, la sociedad enfrenta problemas relacionados con la utilización de la energía, el agotamiento de los combustibles fósiles, los peligros ambientales debido a la emisión de CO₂ y la creciente tasa de costos de los combustibles fósiles y la energía constituyen una situación complicada en la población sobre todo en el sector industrial.

La energía solar, la energía eólica, la energía geotérmica, la biomasa y el calor residual se han convertido en principales fuentes de energías alternativas que pueden sustituir a los combustibles fósiles convencionales debido a que estas fuentes de energía alternativa son abundantes, menos costosas y amigables con el ambiente, que como resultado de su utilización pueden conducir a sistemas de energía sostenibles. La energía solar es una de las fuentes de energía más abundante y de fácil uso especialmente en los países con un alto nivel de irradiación solar como Ecuador.

En el Ecuador la energía solar térmica se utiliza principalmente para producir agua caliente doméstica en viviendas, pero por las condiciones de alta radiación a las cuales se encuentra el país se puede aprovechar de una forma más eficiente esta energía para la producción de energía eléctrica volviéndose un proceso prometedor para la reducción del consumo de combustibles fósiles y generar electricidad con huella de CO₂ cero.

La forma más habitual de producir energía eléctrica a través de la energía solar es mediante el uso de Ciclo de Rankine debido a que este ciclo se caracteriza por una alta eficiencia térmica cuando se combina con fuentes de calor como el calor residual, y si este calor es de baja temperatura como el calor residual del horno B&T se prefiere el Ciclo de Rankine Orgánico (ORC), ya que utilizan

fluido de trabajo diferentes al agua debido a que son más adecuados para fuentes de calor de baja temperatura.

El objetivo del estudio fue desarrollar un modelo matemático de un Ciclo Orgánico de Rankine híbrido con Energía Solar para el aprovechamiento del calor residual del horno B&T de la Empresa Ecuacerámica S.A.”, el mismo que está dividido por capítulos:

En el capítulo I, se visualiza el planteamiento, formulación y objetivos de la investigación.

En el capítulo II, se realiza una revisión de literatura que corresponde al marco teórico y conceptual que sustenta la razón de ser del proyecto.

En el capítulo III se presenta la metodología de trabajo que se empleó para la modelación de la investigación.

En el capítulo IV se establece el análisis y discusión de los resultados obtenidos en la modelación matemática del sistema propuesto con los diferentes fluidos de trabajo y a las condiciones establecidas para el sistema.

En el capítulo V se establece la propuesta de modelación para la obtención de energía eléctrica por medio del sistema establecido a las condiciones determinadas para el estudio.

Para la validación del modelo se hizo referencia a 2 estudios realizados para la producción de Energía eléctrica con un Ciclo Orgánico residual híbrido activado con Calor residual y Energía solar, con el primer estudio (Christos , Evangelos , & Kimon, 2016) y segundo estudio (Xu , y otros, 2015) se valida en función del porcentaje de desviación del resultado de la eficiencia del ciclo con respecto al fluido de trabajo Tolueno a las condiciones establecidas en cada estudio. Respecto a la modelación matemática se toma como referencia la modelación propuesta en el estudio (Bellos & Tzivanidis, 2018) y se desarrolla la modelación matemática para la producción de energía eléctrica a las condiciones para el presente trabajo.

En conclusión, el presente trabajo se constituye en una herramienta de suma importancia ya que a partir del aprovechamiento del calor residual proveniente del horno B&T de la empresa

Ecuacerámica S.A. y la Energía solar se modelará un Ciclo Orgánico de Rankine híbrido mediante el cual se obtendrá energía eléctrica que podrá ser utilizada por la empresa.

1.1 Planteamiento del problema

1.1.1 *Situación Problemática*

En gran parte de los procesos industriales se producen pérdidas de energía en forma de calor residual. Son pocos los procesos que reutilizan el calor residual de los mismos, siendo la mayor parte desaprovechado. La mayoría considera el calor como un recurso que desaparece luego de su utilización, pero claro está que la energía ni se crea ni se destruye, por tanto al no reutilizarla la estaríamos desperdiciando, con los recursos económicos que esto conlleva.

La Empresa Ecuatoriana de Cerámica C.A. para su proceso utiliza medios de cocción como hornos en la elaboración de cerámicas y porcelanatos requiriendo combustible mixto de diésel y gas natural para su funcionamiento, generando gases de escape del proceso de cocción que son eliminados por chimeneas directamente al aire exterior sin tratamiento provocando pérdida de gases que pueden ser utilizados como calor residual.

Cuando es posible el aprovechamiento directo de los gases generados en los hornos, resulta la mejor opción. Sin embargo, en muchas ocasiones no existe una demanda que permita su aprovechamiento, siendo posible en estas situaciones reutilizar esta energía mediante un ciclo orgánico Rankine (ORC), el cual permite reaprovechar el calor a media y baja temperatura para la producción de energía eléctrica.

1.2 Formulación del problema

¿Es factible la utilización del calor residual de los gases de escape del horno B&T de la empresa Ecuacerámica S.A. para el accionamiento de un ciclo orgánico de Rankine híbrido con energía solar?

1.3 Preguntas directrices o específicas de la investigación

¿Qué utilidad se puede obtener del calor residual de los hornos de la industria cerámica?

¿Qué utilidad se puede obtener de la energía radiante incidente en la planta de producción de la empresa?

¿Cuál es la factibilidad técnica para la implementación de un Ciclo Orgánico de Rankine para el aprovechamiento del calor residual del horno junto con energía radiante solar?

¿Qué tipo de fluidos termodinámicos serán los indicados para el funcionamiento del ciclo orgánico de Rankine híbrido?

1.4 Justificación de la investigación

El calor residual generado por el horno B&T en la Empresa Ecuacerámica C.A. en forma de gas de escape alcanza una temperatura promedio de 176°C, al reutilizar esta energía mediante un ciclo orgánico Rankine (ORC), se permitirá reaprovechar el calor a media y baja temperatura para la producción de energía eléctrica. Se trata de una fuente de generación eficiente a partir de una fuente de baja calidad, que ha ido adquiriendo importancia a lo largo de los últimos años debido, entre otras cosas, a la situación económica y a la creciente preocupación por el medio ambiente.

La implantación de un ciclo orgánico Rankine para la revalorización de calor residual en forma de electricidad, además de mejorar la eficiencia energética, supone un ahorro económico, siendo este tipo de ciclos una opción interesante para la recuperación de calor de baja temperatura y pequeña potencia.

Cabe destacar que más del 50% del calor residual generado en la industria se encuentra a baja temperatura, por debajo de 250°C (Wang, 2009), donde este tipo de instalaciones tienen un buen comportamiento. Hasta el momento, los ORC son la mejor opción para la recuperación de calor a baja y muy baja temperatura de entrada, además de recuperar el calor residual a nivel industrial, este tipo de ciclos de potencia también puede ser utilizado, entre otros, para convertir en electricidad fuentes de energía renovables, como la geotérmica, solar y biomasa.

El presente proyecto surge de la necesidad de profundizar en estos temas, ya que este tipo de instalaciones podrían ser mejoradas a fin de ser más respetuosas con el medio ambiente y aumentar la eficiencia energética y el ahorro económico. Lo que se pretende con este proyecto es modelar el ciclo orgánico de Rankin híbrido con energía solar y calor residual de los hornos, realizar simulaciones, analizando diferentes fluidos de trabajo respecto a una serie de criterios termodinámicos.

1.5 Objetivos de la investigación

1.5.1 General

Desarrollar un modelo matemático de un Ciclo Orgánico de Rankine híbrido con Energía Solar para el aprovechamiento del calor residual del horno B&T de la Empresa Ecuacerámica S.A.”

1.5.2 Específicos

- Determinar la cantidad de calor residual del horno B&T en las líneas de producción de la empresa Ecuacerámica S.A.
- Determinar la cantidad de energía radiante incidente en la zona de influencia del proyecto
- Identificar las variables de diseño para un ciclo orgánico de Rankine híbrido con energía solar y calor residual
- Estudiar los fluidos de trabajo óptimos para el ciclo orgánico en función de su rendimiento.

1.6 Hipótesis de la investigación

Mediante el desarrollo de un modelo matemático de un Ciclo Orgánico de Rankine híbrido con Energía Solar para el aprovechamiento del calor residual del horno B&T de la Empresa Ecuacerámica S.A.” la empresa obtendrá energía eléctrica para la utilización en su proceso productivo

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes del problema

El Ciclo de Rankine Orgánico (ORC) es una tecnología en rápido desarrollo, que es ideal para la producción de electricidad con fuentes de energía de bajo grado. Numerosos estudios de literatura y aplicaciones se pueden encontrar con la energía solar, calor perdido, energía geotérmica y la utilización de la biomasa para la producción de significativas cantidades de electricidad con ORC's. Varios fluidos orgánicos se utilizan en estos sistemas como Tolueno, Ciclohexano, n-Pentano, MDM, MM, R245fa, R123zde, Propano, Butano, etc. debido a su punto crítico inferior en comparación con el agua de trabajo / vapor. (Sampedro Redondo, 2017)

El potencial de recuperación de calor residual en el sector industrial es muy alto, pero son pocos los que lo aprovechan, la explotación del calor residual se puede dar, bien reutilizando ese mismo calor para otros fines, o bien mediante conversión de calores residuales en trabajo con el que se puede generar energía eléctrica.

Los Ciclos Orgánicos Rankine captan calor de un foco caliente y lo transmiten a un foco frío haciendo en el proceso girar una turbina, energía mecánica que puede aprovecharse para generar energía eléctrica (Tchanche, Pétrissans , & Papadakis, 2014). Se pueden encontrar fuentes de calor residual de baja temperatura (<250°C). Existen diferentes fuentes de calor residual en la industria (López González,, 2004):

- Gases de combustión: temperaturas relativamente elevadas
- Flujos de productos: temperaturas moderadas o bajas.
- Caudales de agua: temperaturas moderadas o bajas.

El calor residual de los procesos industriales supone una pérdida importante de energía; con este tipo de tecnologías de recuperación se pretende aumentar la eficiencia energética de estos procesos, y así conseguir cierto ahorro económico a largo plazo, además de ser más respetuosos con el medio ambiente. Cuanto mayor sea la temperatura de la fuente de calor residual mayor será la capacidad de recuperación, pero cabe destacar que la mayor parte del calor residual de los procesos industriales se encuentra a baja temperatura. Es por ello, que durante los últimos años se ha ido prestando más interés al uso de ciclos orgánicos Rankine, ya que estos permiten el aprovechamiento de calor que se encuentra a baja y muy baja temperatura.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 *Ciclo Orgánico de Rankine*

El Ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico utilizado para producir electricidad en muchas de las centrales eléctricas, y es el enfoque práctico para el ciclo de Carnot ideal. Se genera vapor sobrecalentado en una caldera, y se expande luego en una turbina de vapor. La turbina mueve un generador, para convertir el trabajo en electricidad. El resto de vapor se condensa y se recicla como agua de alimentación a la caldera. Una desventaja de usar la mezcla agua-vapor es que el vapor utilizado debe ser sobrecalentado, de lo contrario el contenido de humedad después de la expansión podría ser demasiado alto, lo que socavaría los alabes de la turbina (Ralph L., 2001). En lugar de agua, puede ser utilizado un fluido orgánico.

La principal ventaja es que estos fluidos se pueden utilizar por abajo de una temperatura de 400° C y no necesitan ser sobrecalentados ya que no forman gotas de líquido en la expansión en la turbina, lo cual impide la erosión de los álabes de turbina y proporciona una flexibilidad de diseño de los

intercambiadores de calor (Bernard F. & Kolanowski, BSME, 2000) resultando en una mayor eficiencia del ciclo. A éste ciclo se llama Ciclo Rankine Orgánico (ORC por sus siglas en inglés).

En un sistema de recuperación de calor, puede demostrarse que si el grado de sobrecalentamiento es reducido, más vapor puede generarse y de allí que más energía puede ser recuperada de la fuente de calor.

El fluido de trabajo es sobrecalentado como la presión se reduzca, no así el vapor de agua, el cual llega a estar húmedo durante el proceso de expansión. Los fluidos orgánicos también tienen bajo punto de congelamiento y de ahí que a bajas temperaturas no se presente congelamiento. La razón de calor latente a calor sensible permite una mayor recuperación de calor que en sistemas de vapor.

Los ORC's se pueden aplicar para los residuos de recuperación de calor de baja temperatura (industria), mejora de la eficiencia en las centrales eléctricas (*cogeneration.net*, 2018) y la recuperación de calor geotérmico y solar.

Ventajas

- El uso de sistemas ORC presenta las siguientes ventajas:
- El equipo consume CERO combustible y genera CERO emisiones.
- No necesita tratamientos adicionales para el generador eléctrico por lo que las pérdidas mecánicas son casi nulas.
- Debido a las propiedades del fluido orgánico, y al ciclo cerrado, no se produce corrosión, y el sistema no pierde fluido de trabajo salvo rotura.
- Gran rendimiento, entre un 95-98%. (25-30 % eléctrico, resto térmico).
- Poco ruidosos, compactos y con bajo mantenimiento.

En resumen, aprovechar energía que de otro modo se estaría desperdiciando: menos costes en caso de sistemas de producción o mayores beneficios en caso de sistemas de generación de energía (Nowak W, Borsukiewicz-Gozdur A, & Stachel A, 2008).

2.2.2 Energía solar

El término energía solar se refiere al aprovechamiento de la energía que proviene del Sol. Se trata de un tipo de energía renovable ya la energía contenida en el sol es tan abundante que se considera inagotable. El sol lleva 5 mil millones de años emitiendo radiación solar y se calcula que todavía no ha llegado al 50% de su existencia.

La energía solar, además de ser inagotable es abundante: la cantidad de energía que el sol vierte diariamente sobre la Tierra es diez mil veces mayor que la que se consume al día en todo el planeta. La radiación recibida se distribuye de una forma más o menos uniforme sobre toda la superficie terrestre, lo que dificulta su aprovechamiento (Energía solar, 2018).

En los últimos años, la energía solar es una de las fuentes renovables que ha estado ganando cada vez más atención. Es un recurso que nunca se agota, por lo tanto vale la pena desarrollar y explorar para que pueda ayudar pasar de las tecnologías de combustibles fósiles a las renovables (Giostrì, A, Binotti, M, Astolfi, M, & Silva, P, 2012).

2.2.3 Fluidos Térmicos

Se define como fluidos térmicos aquellos fluidos capaces de transportar energía en forma de calor desde la producción hasta la transferencia de calor propiamente dicha. Con la utilización de colectores cilindro parabólicos el fluido térmico capta la energía radiante del sol en forma de energía térmica por medio de su diseño transportándolo hasta el intercambiador de calor, para este

tipo de colectores el intervalo de la temperatura de trabajo depende de la naturaleza del fluido térmico y promedio se encuentra entre 150 °C (temperatura de entrada al colector) y 400°C. (Aguilar R, 2019)

2.2.3.1 Agua

Es un fluido calorportador muy utilizado a nivel industrial por beneficios que presenta hasta ciertas temperaturas, puede utilizarse como fluido térmicos (agua caliente, agua sobrecalentada), en forma gaseosa (vapor sobrecalentado) o en forma dual (vapor saturado). (García, 2012)

Tabla 2-1: Ventajas y Desventajas del agua como fluido térmico

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Bajo costo, recurso ilimitado • No es tóxica • No es inflamables • Posee un alto calor específico por lo que es un excelente medio de transmisión de calor 	<ul style="list-style-type: none"> • Produce corrosión • Al incrementarse la temperatura la presión de vapor aumenta considerablemente. • A presión ambiente cambia de fase a los 100 °C (este cambio de fase puede experimentarse desde los 92°C por efectos de presión y altura) • Para trabajo con altas presiones utiliza tubería de espesores elevados.

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

2.2.3.2 Aceite térmico

Para procesos que utilizan altas temperaturas se aplican fluidos estables a dichas temperaturas es decir, que poseen un punto de fusión bajo y un punto de evaporación y descomposición alto, a esto fluidos se les conoce como aceites térmicos.

Los aceites térmicos pueden ser de origen mineral o sintético porque se los obtiene del petróleo y están formados por cadenas de hidrocarburos, generalmente se los utiliza en sistemas de calderos.

✓ *Aceites minerales*

Generalmente se utilizan como lubricantes, se caracterizan por poseer 3 propiedades específicamente:

- Presentan características de viscosidad adecuadas
- Son refrigerantes efectivos por su alto calor específico y alta conducción del calor.
- Generan protección sobre la corrosión. (Shell, 2019)

Tabla 2-2: Ventajas y Desventajas del Aceite térmico como fluido térmico

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Costos bajos • Estabilidad térmica hasta 320°C • Poco peligrosos para la salud • Buenas características viscosidad – temperatura • Baja presión de vapor 	<ul style="list-style-type: none"> • Se obtienen a partir de la destilación fraccionada del petróleo • Durante el ciclo de trabajo los hidrocarburos más volátiles (de cadena más corta) se vaporizan con mayor facilidad por lo que aumenta la viscosidad del fluido restante que llega a causar degradación y coquización del mismo.

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

Para la producción de energía eléctrica con energía solar mediante la utilización en colectores solares parabólicos la mejor alternativa son los aceites térmicos; dentro de los aceites térmicos minerales de transferencia de calor disponibles en el mercado ecuatoriano tenemos: TEXATHERM 46 (recomendado para unidades de transferencia de calor que en sistemas abiertos no excedan los 195°C y 315 °C para sistemas cerrados y con una temperatura inferior a los -15°C), MOBILTHERM 605 (recomendado para utilizar en instalaciones cerradas con calentamiento indirecto por su alto rendimiento, resistente a la degradación térmica y oxidación química, para sistemas cerrados su rango de temperatura va de -7°C a 315°C y en sistemas abiertos -7°C a 180°C) y SHELL THERMIA OIL B (presenta una excelente estabilidad térmica hasta 320°C, la temperatura inferior es de -12°C). (Aguilar R, 2019)

2.2.3.3 Aceites sintéticos

Se obtienen únicamente por síntesis química por lo tanto presentan una estructura molecular conocida y sus propiedades son predecibles, su vaporización es inferior y su tiempo de vida es notablemente superior. Uno de los principales aceites sintéticos utilizados en plantas termosolares con PTC es el THERMINOL VP-1 que trabaja con un rango de temperatura de 12 °C a 400°C pero no se encuentra disponible en el país por lo que se debe importar para su utilización.

Las principales ventajas que presentan los aceites sintéticos son: poseen estabilidad térmica más elevada (cercana a 400°C), mayor rango de temperatura de uso y mejor bombeabilidad en temperaturas bajas. (Muñoz, 2008)

- ***Comparación de los aceites térmicos respecto al agua***

Las principales ventajas que presentan los aceites térmicos con respecto a la utilización de agua son:

- A presión constante trabajan con temperaturas de operación altas hasta 300°C
- Poseen un fácil ajuste de la temperatura de funcionamiento

- Inicialmente no necesitan procesos o equipos de pre-tratamientos y acondicionamiento.
- No existe pérdida de calor debido a la condensación y por consiguiente generan alta eficiencia.
- No existe riesgo de corrosión de las superficies metálicas en contacto
- Generan bajos costes de mantenimiento

Las principales desventajas son:

- Generan una capacidad de calor muy alta en movimiento, por lo tanto requieren bombas recirculadoras, válvulas especiales y un alto grado de aislamiento térmico
- Costos altos del aceite térmico
- El aceite térmico se debe controlar periódicamente para evitar su degradación

2.2.4 Colectores solares

Se pueden utilizar diferentes tipos de colectores solares para transportar energía de radiación solar a la energía interna del medio de transporte. Los colectores solares se pueden clasificar en dos tipos: colectores concentradores y no concentradores (estacionarios). Para los colectores concentradores, el flujo de radiación se incrementa por medio de superficies reflectantes cóncavas, que interceptan y enfocan la radiación del haz solar hacia un área de recepción más pequeña.

Los colectores concentrados rastrean el sol y dirigen la radiación solar hacia un punto como los concentradores de paraboloides y las torres de energía solar, o hacia un receptor lineal como los colectores de canal parabólicos (PTC) y los reflectores lineales de Fresnel (LFR). Por otro lado, los colectores no concentrados no rastrean el sol y sus áreas para la intercepción y absorción de la radiación solar son las mismas. Los colectores no concentrados comunes son los colectores de placa plana (FPC), los colectores parabólicos compuestos (CPC) y los colectores de tubos evacuados (ETC). (Cioccolanti, Tascioni, & Arteconi, 2018)

Según el tipo de colector solar, el medio de transporte (fluido de trabajo o fluido de transferencia de calor) se puede calentar a rangos de temperatura baja, media o alta. Los colectores solares de baja temperatura calientan hasta $240\text{ }^{\circ}\text{C}$, los colectores de temperatura media entre $240\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, y los colectores de alta temperatura superiores a $400\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Las tecnologías de energía solar concentrada (CSP) son aquellas en las que los colectores solares de concentración se utilizan en la utilización de la energía solar. PTC es la tecnología más madura entre los colectores solares existentes utilizados en las plantas de CSP. Se utiliza en el 90% del total de instalaciones en todo el mundo, por capacidad, mientras que menos del 5% se basa en LFR y aproximadamente el 5% se basa en torres de receptores centrales (Shuai, Hongjie, & Weiyi, 2018).

Por ejemplo, los sistemas de generación eléctrica solar (SEGS) ubicados en California que producen 354 MW se basan en PTC grandes. Las tecnologías de CSP comerciales en el caso de PTC, LFR o la torre del receptor central suelen utilizar Ciclo Rankine para utilizar la energía térmica del sol en la generación eléctrica. Los concentradores de platos, por otra parte, utilizan principalmente motores Stirling. La mayoría de los sistemas CSP instalados actualmente utilizan el ciclo Rankine de vapor debido a la idoneidad del agua para trabajar a altas temperaturas en comparación con los fluidos orgánicos. (Shuai, Hongjie, & Weiyi, 2018)

Se puede obtener una mejor eficiencia térmica en los rangos de alta temperatura utilizando los colectores de PTC en comparación con los colectores sin concentración. En general, los colectores solares de alta temperatura son más adecuados para sistemas con altas eficiencias y capacidades de potencia. Sin embargo, las desventajas de los colectores PTC incluyen la necesidad de sistemas de rastreo y las dificultades técnicas de almacenamiento de energía a altas temperaturas.

Por otro lado, los colectores solares no concentrados son más adecuados para ser combinados con los ORC debido a las ventajas de operar el ORC a temperaturas bajas y medias sobre el ciclo de

vapor Rankine. Por lo tanto, las desventajas mencionadas anteriormente de los sistemas de rastreo y las dificultades de almacenamiento de energía a altas temperaturas se pueden superar mediante el uso de colectores no concentrados y ORC para la generación de energía. (Cioccolanti, Tascioni, & Arteconi, 2018)

2.2.5 Fluidos de Trabajo

El proceso del OCR es similar al ciclo básico de Rankine pero en vez de agua utiliza un aceite orgánico o fluido orgánico en una caldera de baja temperatura como fluido intermedio.

La temperatura de operación está entre 70 °C y 300 °C. Debido a las propiedades físicas del fluido orgánico, la expansión del vapor saturado no conduce a la zona de vapor húmedo, sino que queda en la zona de vapor sobrecalentado. (Energy, 2019)

El fluido de trabajo es uno de los parámetros clave a la hora de diseñar un ciclo Rankine, ya que afectará a la eficiencia, las dimensiones y posteriores aspectos relacionados con la seguridad. Para este tipo de instalaciones se buscan fluidos seguros, descartando los de alta toxicidad e inflamabilidad, y actualmente debido al aumento de interés y a las nuevas normativas que han ido surgiendo respecto al medio ambiente, nace la necesidad de buscar fluidos de trabajo que sean respetuosos con el medio ambiente.

CAPÍTULO III

3. METODOLOGIA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 Tipo y diseño de investigación

Esta investigación es descriptiva puesto que se fundamenta en describir situaciones, eventos y hechos referentes a la factibilidad para el aprovechamiento del calor residual generado en el horno B&T de la empresa Ecuacerámica C.A. realizando un análisis de la situación actual, cuantificando el calor residual generado y la energía radiante de la zona de análisis, y por último estableciendo la interacción entre la potencia producida y las variables de entrada tanto en el sistema de paneles solares y el ORC. Además, se selecciona una serie de parámetros a ser estudiados en categorías técnicas, para en lo posterior recolecta información de los entes pertinentes y se evalúa fundamentalmente los indicadores de las categorías mencionadas.

3.2 Métodos de investigación

Se consideró al método sistémico, ya que está dirigido a modelar el objeto mediante la determinación de sus componentes, es decir, la determinación del calor residual generado en el horno B&T, el aprovechamiento de los mismos junto con la utilización de la energía radiante, así como establecer las relaciones entre estos elementos. Esas relaciones determinan por un lado la estructura del objeto y por otro su dinámica; llegando así a constituirse en una herramienta

fundamental para la toma de decisiones en la optimización de recursos mediante la factibilidad del proyecto.

Para la validación de los indicadores técnicos con respecto al aprovechamiento del calor residual y la energía radiante para el diseño de un Ciclo Orgánico de Rankine híbrido, se realizó una modelación matemática junto con una simulación para determinar el proceso de transformación óptimo de esto en productos con valor agregado adicional al transformarlos en energía útil.

3.3 Enfoque de la investigación

Se establece un enfoque cualitativo-cuantitativo, basado en la medición de uno o más atributos del fenómeno descrito (Martínez, 2011).

Para la propuesta de la investigación se realizó un estudio de la situación actual del calor residual generado por el Horno B&T con respecto a la cantidad de calor generado y la temperatura de salida del calor residual, además se caracterizó la Heliofanía y se determinó la radiación solar que se utilizará en el modelo matemático establecido.

3.4 Alcance de la investigación

La investigación parte de analizar la situación actual del horno B&T y el planteamiento de utilizar un sistema de cogeneración para aprovechar los gases de escape unidos a un sistema de paneles solares para activar un Ciclo Orgánico de Rankine Híbrido mediante su simulación matemática en diferentes escenarios y finalmente evaluar por medio de indicadores técnicos la factibilidad del proyecto para el establecimiento de estrategias de una mejora y optimización de recursos.

3.5 Metodología

El análisis se realiza en condiciones de estado estacionario tomando como consideraciones de trabajo las establecidas en las variables de diseño, con un modelo desarrollado en EES (Engineering Equation Solver) Versión DEMO. El modelo incluye el campo solar, el tanque de almacenamiento térmico sin análisis dinámico y el ORC con diferentes fluidos de trabajo a ser comparados. Es importante indicar que para la validación del modelo ORC se lo realizó con los modelos establecidos por (Christos , Evangelos , & Kimon, 2016) y (Xu , y otros, 2015). Las propiedades térmicas y termodinámicas de los fluidos de trabajo examinados se toman de las bibliotecas EES.

La primera parte de este estudio es la investigación de la radiación solar en la zona de análisis (Riobamba - Ecuador) y sus parámetros característicos, el siguiente paso es la evaluación energética de cada fluido de trabajo para la determinación de la solución óptima y por último la determinación de la potencia mínima y máxima que se puede obtener de un ciclo de este tipo.

3.5.1 Energía solar

3.5.1.1 Modelación de la radiación solar basados en Heliofanía

La medición de la radiación solar en Riobamba se realizó mediante la conversión de la Heliofanía a valores de radiación. Según (Peralta, 2014) en su tesis de doctorado la radiación media estimada en la región Sierra es de 7 KW/m²día con mayor incidencia en el sur del país, en la región Costa de 6.5 KW/m²día, y el región amazónica con un valor de 6 KW/m²día. La medición de la radiación solar en Ecuador no se realiza en parámetros del sistema internacional de medidas SI (W/m²día ó W/m²día), utiliza criterios de brillo solar o Heliofanía.

En este mismo estudio se dedujo que en la región Costa y Oriente del país los valores medios anuales de luz solar es de 3,5 horas, mientras que en la Región Sierra considerada con zonas geográficas de alturas mayores a 1500 msm. (metros sobre el nivel del mar) el número de horas de sol medio anual es de 4,8 a 5,2 horas de luz solar, por lo tanto al encontrarse la zona de estudio Riobamba en la región Sierra se trabajó con un valor de 6 horas de luz solar.

- *Declinación solar*

Se define como el ángulo entre la línea Sol-Tierra y el plano ecuatorial celeste (proyección del ecuador terrestre). El valor de la declinación solar varía a lo largo del año, de $23,45^\circ$ (21 de junio), a $-23,45^\circ$ (21 de diciembre), pasando por cero en los equinoccios de primavera y de otoño. En el caso de las zonas tropicales, cuando la declinación solar coincide con la latitud de una determinada zona tropical, la radiación solar incide perpendicularmente a la superficie terrestre. Durante los días próximos a esta coincidencia entre declinación solar y latitud (zonas tropicales), los Índices UV aumentan de manera significativa, particularmente si se presentan condiciones de cielo despejado o parcialmente nublado. (Uco, 2018)

Tabla 3-1: Día representativo de cada mes

MES	DIAS DEL MES	DIA PROMEDIO (i)	DÍA DEL MES	N
Enero	31	16	i	16
Febrero	28	14	31 + i	45
Marzo	31	16	59 + i	75
Abril	30	15	90 + i	106
Mayo	31	16	120 + i	136
Junio	30	15	151 + i	167

Julio	31	16	181 + i	197
Agosto	31	16	212 + i	228
Septiembre	30	15	243 + i	259
Octubre	31	16	273 + i	289
Noviembre	30	15	304 + i	320
Diciembre	31	16	334 + i	350

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

- *Ángulo horario*

Se define como el traslado angular del sol hacia el este o al oeste del meridiano local por la rotación de la Tierra sobre su eje, $\omega < 0$ en las horas de la mañana, $\omega > 0$ en las horas de la tarde. Sucede que el ángulo al momento de la salida del sol es de $\omega = -90^\circ$ y en la puesta del mismo es de $\omega = 90^\circ$ solo cuando ocurre los equinoccios que ocurren a una hora determinada y en una fecha particular, pero en el Ecuador sucede en cualquier fecha es la excepción debido a la rotación del sol hacia el Norte en primavera y al Sur en otoño, (Duffie & Beckman, 2013)

- *Horas de sol teóricas*

Es la cantidad de horas útiles desde que sale el sol y se oculta, (Duffie & Beckman, 2013)

- *Número de horas de sol real*

El número de horas reales de sol en otras palabras es la cantidad de Heliofanía. El número de horas de sol real promedio anual n_r , para Riobamba que se encuentra en la Región Sierra del país con una altura de 2760 msm es de 4,8 a 5,2.

Tabla 3-2: Valores promedio de Heliofanía para el año 2018



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE RECURSOS NATURALES
ESTACIÓN AGROMETEOROLÓGICA



HELIOFANÍA

TABLA 5 **AÑO 2018**

MESES	HORAS DE SOL	MEDIA HORAS DE SOL	MEDIA EN PORCENTAJE
ENERO	148,3	4,8	40
FEBRERO	149,9	5,4	45
MARZO	147,9	4,8	40
ABRIL	123,5	4,4	37
MAYO	144,5	4,7	38
JUNIO	173,2	5,8	48
JULIO	187,9	6,1	50
AGOSTO	176,8	5,7	47
SEPTIEMBRE	184,0	6,1	51
OCTUBRE	184,1	5,9	49
NOVIEMBRE	129,8	4,3	36
DICIEMBRE	154,4	5,0	42
SUMA	1904,3	62,9	522,9
MESES DE DATOS	12	12	12
MEDIA	158,7	5,2	43,6

Fuente Estación AGROMETEREOLÓGICA - ESPOCH

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

- *Constante de solar*

La constante solar es la cantidad de energía recibida en forma de radiación solar por unidad de tiempo y unidad de superficie, medida en la parte externa de la atmósfera terrestre en un plano perpendicular a los rayos del Sol. (Duffie & Beckman, 2013)

Su valor más exacto es dado de la NASA (Administración Aeronáutica y Espacial Nacional de Estados Unidos de América). $G_0 = 1353 \text{ W/m}^2$

- *Radiación extraterrestre diaria sobre una superficie horizontal*

La radiación solar extraterrestre es la radiación solar diaria que se recibe sobre una superficie horizontal situada en el límite superior de la atmósfera. El valor se define a partir del valor de la constante solar. Recordamos que la constante solar se define como la cantidad de radiación que se recibe en la capa superior de la atmósfera, sobre una superficie unidad perpendicular a los rayos solares y a una distancia del Sol media. (Duffie & Beckman, 2013)

- *Radiación solar diaria promedio terrestre sobre una superficie horizontal*

Se establece que en la ciudad de Riobamba se tiene un tiempo de 5.2 horas promedio de sol aprovechable para radiación por lo tanto se estima que el número de horas útiles de sol por día es de 6.

3.5.1.2. Selección del colector solar

Los colectores solares no concentrados son más adecuados para ser combinados con los ORC debido a las ventajas de operar el ORC a temperaturas bajas y medias sobre el ciclo de vapor Rankine. Por lo tanto, las desventajas mencionadas anteriormente de los sistemas de rastreo y las dificultades de almacenamiento de energía a altas temperaturas se pueden superar mediante el uso de colectores no concentrados y ORC para la generación de energía. (Giotri, A, Binotti, M, Astolfi, M, & Silva, P, 2012)

Es importante tener en cuenta que solo los colectores parabólicos pueden utilizar la radiación solar de haz, ya que estos colectores son captadores de imágenes con una imagen solar específica en el absorbedor.

La irradiación solar disponible se calcula utilizando la apertura del colector (A_c) y la irradiación solar disponible, que es la irradiación de haz para PTC.

El panel solar cilíndrico parabólico que se encuentra en el mercado nacional lo distribuye JACOR CIA. LTDA., presenta las siguientes características de diseño.

- Canal parabólico de un área de 151.771 ft² (14 m²) de apertura útil por panel.
- Aproximadamente produce 1.5 KW por cada 10 horas en un día despejado de calor solar térmico.

3.5.1.3 Selección del fluido térmico

En los estudios realizados por (Bellos & Tzivanidis, 2018), (Christos , Evangelos , & Kimon, 2016) y (Shuai, Hongjie, & Weiyi, 2018) sobre ORC híbridos con energía solar y calor residual utilizan por sus características técnicas el aceite sintético THERMINOL VP-1 que es uno de los principales aceites sintéticos utilizados en plantas termosolares con PTC debido a su rango de temperatura de trabajo de 12 °C a 400°C, la falta de disponibilidad en el mercado nacional es uno de los principales factores a considerar para la selección del aceite térmico, por lo tanto se selecciona el aceite mineral disponible en el mercado que se asemeja al aceite sintético THERMINOL VP-1 que es SHELL THERMIA OIL B porque presenta una excelente estabilidad térmica hasta 320°C lo cual permite trabajar con seguridad en el sistema. No se debe superar de 340°C la temperatura de la película del aceite.

Tabla 3-3: Propiedades Físicas y Térmicas del Aceite SHELL THERMIA OIL B

Temperatura °C	40	100	150	200
Presión de vapor mbar	-	-	-	5
Conductividad térmica W/m.K	0.133	0.128	0.125	0.121
Calor específico KJ/Kg.K	1.954	2.173	2.335	2.538
Densidad kg/m ³	850	811	778	746

Fuente: (Shell, 2019)

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

3.5.1.4. Almacenamiento de la energía térmica

La potencia eléctrica de salida de una planta termo solar depende directamente de la influencia del clima y de la hora del día. Una alternativa para mitigar las variaciones es instalar un sistema de almacenamiento de energía térmica. Esta opción permite almacenar energía para poder generar electricidad en forma posterior a su llegada al campo de colectores parabólicos, incluso, la operación de la planta se puede extender a períodos en que no existe radiación solar sin la necesidad de quemar algún combustible fósil.

La eficiencia de la producción de electricidad se degrada con la insolación intermitente, principalmente debido a que la turbina operaría frecuentemente a carga parcial y además en modo transitorio. Si durante un periodo de tiempo corto se produce una situación de nubosidad, el flujo y las condiciones del vapor en la turbina se pueden degradar hasta forzar la detención de la turbina si no existe una fuente suplementaria de energía que permita subsanar la perturbación. Los sistemas de almacenamiento térmico que se diseñan con este fin requieren capacidades pequeñas de almacenamiento, máximo 1 hora de funcionamiento de la planta a plena capacidad.

El desplazamiento del periodo de generación de electricidad requiere el uso de una capacidad mayor de almacenamiento. Este desplazamiento se hace guardando una parte o toda la energía solar recibida durante el día, y se usa para generar energía eléctrica en períodos con mayor demanda eléctrica, o mayores costos marginales de generación. Con este diseño no se requiere necesariamente aumentar el área de colectores instalados. Los rangos típicos de almacenamiento son entre 3 y 6 horas de operación a plena carga (Aguilar R, 2019).

Una de las principales metas al respecto es desarrollar un sistema de almacenamiento térmico que tenga un bajo riesgo de implementación en el corto plazo. La opción más desarrollada hoy en día es un sistema de almacenamiento térmico en un tanque separado en nodos en donde el nodo inferior alcanza una baja temperatura y el nodo superior alcanza una alta temperatura. Estos almacenan una mezcla fluida de sales de nitrato. La temperatura nominal del tanque a baja temperatura es 200°C,

debido que a temperaturas inferiores se empieza con el proceso de solidificación de las sales que forman parte de la mezcla para la conservación de energía.

Cuando se almacena energía en el sistema, se transfiere calor desde el campo de colectores solares a través del aceite térmico a la mezcla de sales. Este se almacena en el nodo del tanque de alta temperatura. Cuando se requiere producir energía eléctrica a partir de la energía guardada, se invierte los flujos en el intercambiador de calor, y se transfiere la energía de la mezcla de sales al fluido térmico.

Las mezclas más utilizadas son las sales de Nitrato de Sodio y Nitrato de Potasio que pueden funcionar sobre los 560°C por esta propiedad térmica se utilizan como almacenamiento térmico en plantas solares con paneles cilíndrico-parabólicos. (Aguilar R, 2019)

La mezcla de sales consiste en un 60% del peso en Nitrato de Sodio, y el restante 40% del peso en Nitrato de Potasio. Algunas ventajas de este medio son la alta densidad, baja reactividad química con otras especies, y su bajo costo.

Para la modelación del tanque de almacenamiento se toma en cuenta las siguientes consideraciones:

- Para el modelado del tanque de almacenamiento se seleccionó el método de zonas de mezclas, en esta metodología el tanque se separa en zonas horizontales que incluyen aceite térmico de la misma temperatura que intercambian masa y energía llamados nodos.
- El sistema de almacenamiento se analiza como estado estacionario con respecto al balance de energía para cada nodo de análisis.
- La estratificación del tanque de almacenamiento térmico se lo realiza con 3 nodos según recomendaciones técnicas dadas en (Duffie & Beckman, 2013) “La cantidad de nodos necesarios para predecir adecuadamente el rendimiento de un tanque de almacenamiento solar depende de la aplicación, que 10 o menos nodos fueron satisfactorios para predecir el rendimiento y

que de 3 a 5 nodos son suficientes”. El aceite térmico más caliente se encuentra en el nodo superior y el más frío en el nodo inferior del tanque de almacenamiento.

- El volumen del tanque de almacenamiento se analiza utilizando la relación Volumen del tanque / área de recolección solar (panel solar) que es un parámetro importante en las plantas de energía de concentración solar, el volumen específico del tanque de almacenamiento se selecciona para que sea $0,125 \text{ m}^3/\text{m}^2$ de acuerdo con (Bellos & Tzivanidis, 2018).

3.5.2 Calor residual

La idea básica es diseñar el sistema con la máxima utilización de la fuente de calor residual para lograr una alta entrada térmica en el ORC.

El calor residual producido por el horno en la empresa cerámica se le considera como aire caliente estándar (21% O_2 , 79 % N_2), con una temperatura de ingreso al sistema (temperatura de salida de la chimenea del horno) de un mínimo de 120°C y un máximo de 176°C , siendo ésta última la temperatura más regular generada en el proceso productivo de la empresa.

- Capacidad calorífica del aire $Cp_{\text{aire}} = 1,005 \text{ KJ/Kg}\cdot^\circ\text{K}$
- Flujo volumétrico del aire $\dot{V} = 13535,8 \text{ m}^3 / \text{h}$
- Densidad del aire $\delta = 1,2 \text{ Kg/m}^3$
- Flujo másico del aire $\dot{m}_{\text{aire}} = 4.6 \text{ Kg/s}$
- Temperatura de entrada del calor residual $T_{\text{ena}} = 176^\circ\text{C}$
- Temperatura de salida del calor residual $T_{\text{sala}} = 100^\circ\text{C}$

3.5.3. Modelación matemática del ciclo orgánico de Rankine

Las consideraciones empleadas para el análisis del ORC son las siguientes:

- Para realizar el análisis termodinámico del ciclo se cuenta básicamente con dos grandes ecuaciones gobernantes, los balances de conservación de energía y masa. A partir de ellos, es posible determinar los trabajos de las turbinas, bombas y compresores, el calor recibido por el evaporador y el calor rechazado en el condensador; de igual manera, es posible determinar la eficiencia de los ciclos según la primera ley de termodinámica.

- ***Conservación de la masa***

Si se considera que la densidad no cambia ni en el espacio ni en el tiempo (fluido incompresible)

$$\Sigma m_{in} - \Sigma m_{out} = 0 \quad \text{Ec. 1}$$

Donde:

Σm_{in} = sumatoria de los flujos máxicos de ingreso al sistema

Σm_{out} = sumatoria de los flujos máxicos a la salida del sistema

- ***Conservación de la energía***

De manera similar al principio de conservación de la masa, indica que la cantidad de energía que entra a un volumen de control, es igual a la energía que sale. Para este tipo de procesos, la energía entrante y saliente puede corresponder a trabajo, calor, o energía de flujo (relacionada con la entalpia).

$$\Delta E = Q + W \quad \text{Ec. 2}$$

$$\Sigma m_{in} h_{in} - \Sigma m_{out} h_{out} = Q + W \quad \text{Ec. 3}$$

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T C_{pj} dT \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

ΔE = energía que ingresa al sistema

Q = calor

W = trabajo

h = entalpía

C_p = calor específico

T = temperatura

Los valores de entalpía en los diferentes estados de los fluidos durante el ciclo, fueron determinados empleando las bases de datos del software EES® versión DEMO.

- Para la simulación de este sistema se tuvieron en cuenta muchos supuestos habituales y realistas que se detallan a continuación:

1. La temperatura máxima del fluido de transferencia de calor (aceite térmico sintético) en la entrada del intercambiador de calor se establece en 320 °C que es la temperatura máxima de funcionamiento del aceite seleccionado.
2. La temperatura de condensación del sistema se selecciona de tal forma que sea a 60°C, con la finalidad de que el rechazo de calor al ambiente se realice fácilmente durante el año. $T_{cond} = 60^\circ\text{C}$
3. La presión mínima del sistema ORC se establece que sea igual a la presión de saturación del fluido de trabajo seleccionado a la temperatura de condensación.
 $P_{min} = P_{sat} [\text{Fluido de trabajo}, T=T_{cond}]$
4. La presión máxima en primera instancia debe considerar la relación de presión máxima de la turbina Π_T de 60 para reducir la complejidad de la turbina.

$$P_{max1} = \Pi_T * P_{min}$$

$$P_{max1} = 60 * P_{min}$$

5. La eficiencia isentrópica de la turbina se considera del 85% y la presión máxima en segunda instancia no puede exceder al 90% de la presión crítica respectiva por factores de seguridad y estabilidad para el ciclo.

$$P_{max2} = 0.9 * P_C$$

6. La presión máxima del ciclo se encuentra entre la mínima de la presión máxima 1 y la presión máxima 2

$$P_{max} = \text{Min} [P_{max1}, P_{max2}]$$

7. El punto de compresión en el sistema del intercambiador de calor Pinch Point o punto Pinch se establece en 20 K; el Pinch Point es el valor de diferencia de temperatura mínima que se da entre la línea de evaporación/condensación, y los perfiles de temperatura del fluido externo este valor es importante para diseñar y dimensionar adecuadamente los equipos intercambiadores de calor.
8. El tanque de almacenamiento pierde calor al medioambiente teniendo en cuenta esta pérdida se utiliza un coeficiente de pérdida de calor promedio de $U_t = 0.001 \text{ KW/m}^2 \text{ K}$ que incluye pérdidas por radiación y convección.
9. La eficiencia isentrópica de la bomba se establece en 70% y la eficiencia del motor en 70%
10. La eficiencia del generador se establece en 97%

3.5.4. Selección del fluido de trabajo

Se realiza un selección de los fluidos de trabajo teniendo en cuenta diferentes características como: disponibilidad, rangos de presión de trabajo, implicaciones ambientales del uso de estos fluidos en los ciclos, clasificación según la pendiente de la curva de vapor saturado (húmedos, secos o isentrópicos) y rangos de temperatura de trabajo entre 20°C y 230°C.

Tomando en consideración estudios realizados (Bellos & Tzivanidis, 2018) y (Christos , Evangelos , & Kimon, 2016), al comparar la similitud de variables a analizar y de condiciones de trabajo del ORC se establece la selección de 5 fluido de trabajo: Ciclohexano, Tolueno, Isopentano, n-Pentano y MDM (OCTAMETILTRISILOXANO), debido a que su punto crítico es inferior comparado con el fluido de trabajo agua /vapor. La mayor parte de estos fluidos orgánicos presentan una curva de saturación

especial en el diagrama T-s dando a entender que se reduce la necesidad de sobrecalentamiento y la combinación con fuentes de baja temperatura es ideal.

El estudio del comportamiento de estos fluidos de trabajo que son generalmente utilizados en los ORC se los selecciona en función de la Temperatura Crítica y de la clasificación ASHRAE que se muestra en el Cuadro 3-4 a las condiciones establecidas por el sistema de paneles solares y calor residual a una temperatura máxima de ingreso de calor residual de 176 °C que fue la consideración principal para la modelación del ciclo para cada uno de los fluidos de trabajo.

Tabla 3-4: Propiedades físico-químicas de los fluidos de trabajo

FLUIDOS DE TRABAJO	TEMPERATURA CRITICA °C	PESO MOLECULAR Kg/Kmol	ASHRAE
Tolueno	318.6	92.14	B3
Ciclohexano	298.49	236.5	A2
n-Pentano	196.55	89.16	A3
Isopentano	187.2	72.12	A3
MDM	290.9	72.15	A3

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Validación del modelo ORC

El primer paso de la investigación de ORC híbrido con energía solar y calor residual es la comparación del Modelo desarrollado en EES con resultados de literatura. Se tomaron como referencia la eficiencia del ciclo 1 (Christos , Evangelos , & Kimon, 2016) y al estudio propuesto por (Xu , y otros, 2015) como eficiencia del ciclo modelo 2 para la validación por la utilización de fluidos de trabajo similares. Se modeló a las mismas condiciones de las referencias, la tabla 4-1 incluye los resultados de comparación con un porcentaje de desviación bajo lo que permite la validación del modelo.

Tabla 4-1: Validación del modelo propuesto respecto al Modelo 1 y Modelo 2

η_{orc} (%)		DESVIACION (%)	REFERENCIA
EFICIENCIA DE CICLO MODELO 1 y 2	EFICIENCIA DEL CICLO CON EL PRESENTE MODELO		
21.08	20.71	1.78	(Christos , Evangelos , & Kimon, 2016)
21.51	20.71	3.86	(Xu , y otros, 2015)

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

4.2. Radiación solar diaria

La Tabla 4-2 indica la producción de energía eléctrica de cada uno de los fluidos de trabajo en función de las horas disponibles de radiación como calor útil durante un día promedio en la ciudad de Riobamba. Como se aprecia en los datos obtenidos se confirma al tolueno como fluido de trabajo óptimo para el modelo planteado. La producción máxima de trabajo neto se obtiene a las 13:00, pasada esta hora del día empieza un descenso de la radiación solar (atardece el día) por esa condición la modelación establece un tanque de almacenamiento térmico para el funcionamiento continuo del ORC híbrido.

Tabla 4-2: Producción de energía eléctrica en función de las horas de radiación solar aprovechables en un día promedio en la Ciudad de Riobamba

HORA	Gb	W_net KW				
		TOLUENO	CICLOHEXANO	ISOPENTANO	N-PENTANO	MDM
9:00	323.01	71.71	68.58	48.79	51.61	45.39
10:00	525.18	72.2	69.06	49.16	52	45.7
11:00	625.12	72.44	69.31	49.34	52.19	45.85
12:00	721.84	72.68	69.54	49.52	52.38	45.99
13:00	739.54	72.72	69.58	49.55	52.41	46.02
14:00	670.50	72.55	69.42	49.42	52.28	45.92
15:00	538.90	72.24	69.1	49.18	52.02	45.72

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

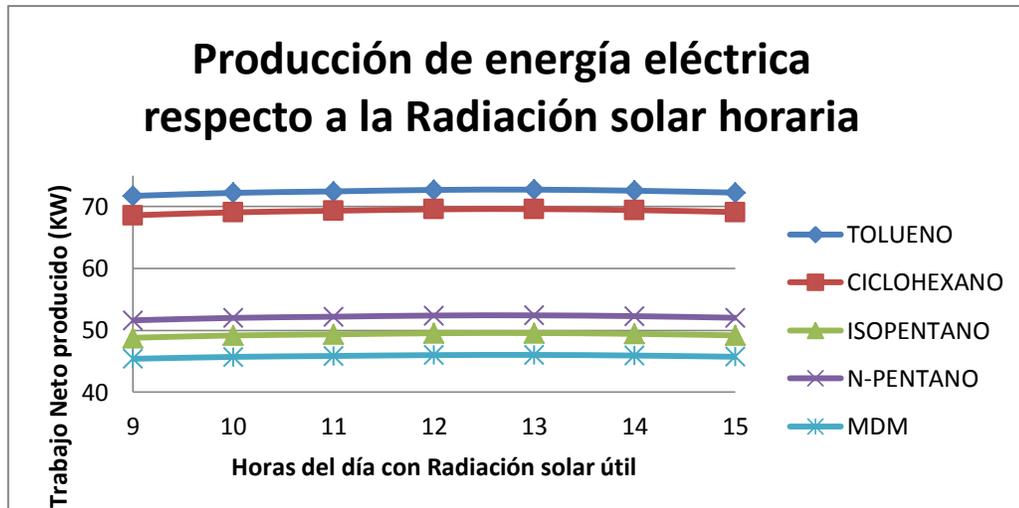


Gráfico 4-1: Relación de las horas de Radiación solar útil respecto a la producción de Energía Eléctrica

Fuente: Modelación matemática ORC híbrido

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

4.3. Utilización de paneles solares

En la tabla 4-3 se observa las características dimensionales y térmicas del modelamiento ejecutado por cada panel solar. Se determina el volumen del tanque de almacenamiento térmico mínimo de 1.75 m^3 y el calor útil generado por cada panel solar de 0.7324 KW . Además el calor de residual proveniente de los gases de escape del horno que utiliza el ORC se mantiene constante en 351.3 KW para la producción de energía eléctrica independientemente del fluido que se utilice. Para obtener esos resultados de modelación se tomó el valor del flujo de calor residual de un día típico de producción del horno sin paras.

Tabla 4-3: Parámetros dimensionales y térmicos con la utilización de 1 panel solar

PARÁMETROS	UNIDADES	RESULTADO
Ast	m ²	8.441
Q_in	KW	352.1
Q_res	KW	351.3
Q_uc	KW	0.7324
V	m ³	1.75

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

4.4. Análisis del Trabajo neto producido (Energía Eléctrica) con la implementación de un panel y los fluidos de trabajo seleccionados

La Tabla 4-4 resume los resultados de las condiciones óptimas de operación de las modelaciones realizadas para cada fluido de trabajo. Mediante esta tabla se pudo comparar la eficiencia del ciclo ORC así como el trabajo neto producido (Energía Eléctrica) que dotará el modelo a la empresa por cada panel solar.

Tabla 4-4: Parámetros de las condiciones óptimas de modelación para los diferentes fluidos de trabajo

RESULTADOS	UNIDADES	TOLUENO	CICLOHEXANO	N-PENTANO	ISOPENTANO	MDM
n_ciclo	%	20.52	19.63	14.78	13.97	12.99
m_oil	kg/s	1.814	3.375	1.245	1.153	1.198
PC	Kpa	4126	4081	3364	3370	1415
T_out	°C	380.3	380.1	380.4	380.4	380.4
W_net	KW	72.25	69.11	52.03	49.19	45.73
W_pumpr	KW	1.894	5.913	6.874	6.829	0.3945
W_turbr	KW	74.14	75.02	58.91	56.02	46.12

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

De los datos obtenidos en la tabla anterior, se hizo referencia a la eficiencia del sistema analizado con respecto a cada uno de los fluidos de trabajo, este es uno de los parámetros que nos permitió determinar al Tolueno como fluido de trabajo debido a que con este compuesto el ciclo presenta mayor eficiencia en su funcionamiento y produce mayor trabajo neto (Energía Eléctrica) con respecto a los otros fluidos. Este análisis se muestra en la Gráfica 4-2 y Gráfica 4-3 respectivamente.

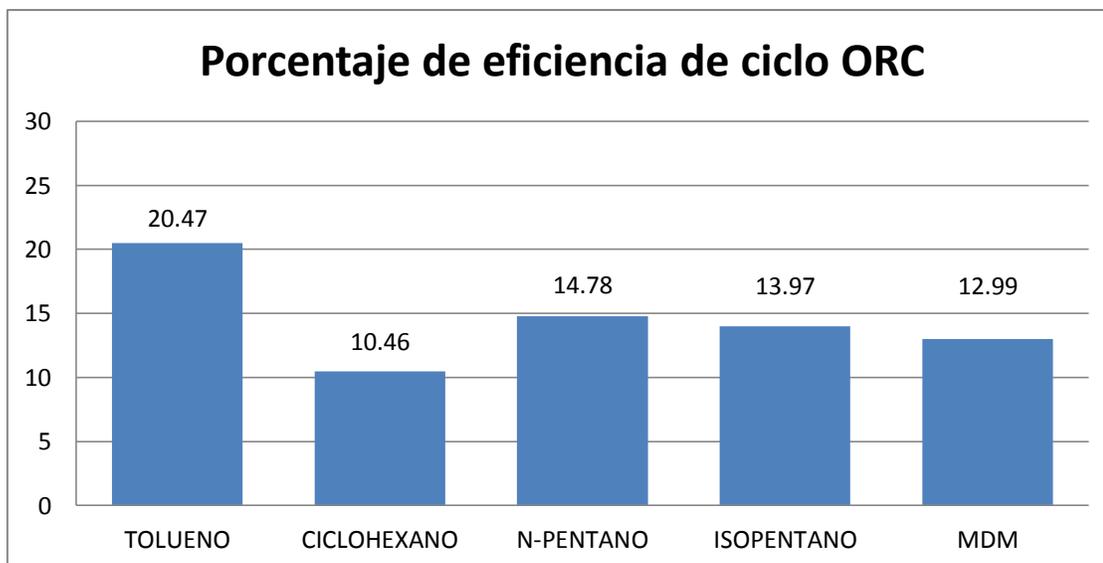


Gráfico 4-2: Eficiencia del ciclo ORC con los diferentes fluidos de trabajo

Fuente: Modelación matemática ORC híbrido

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

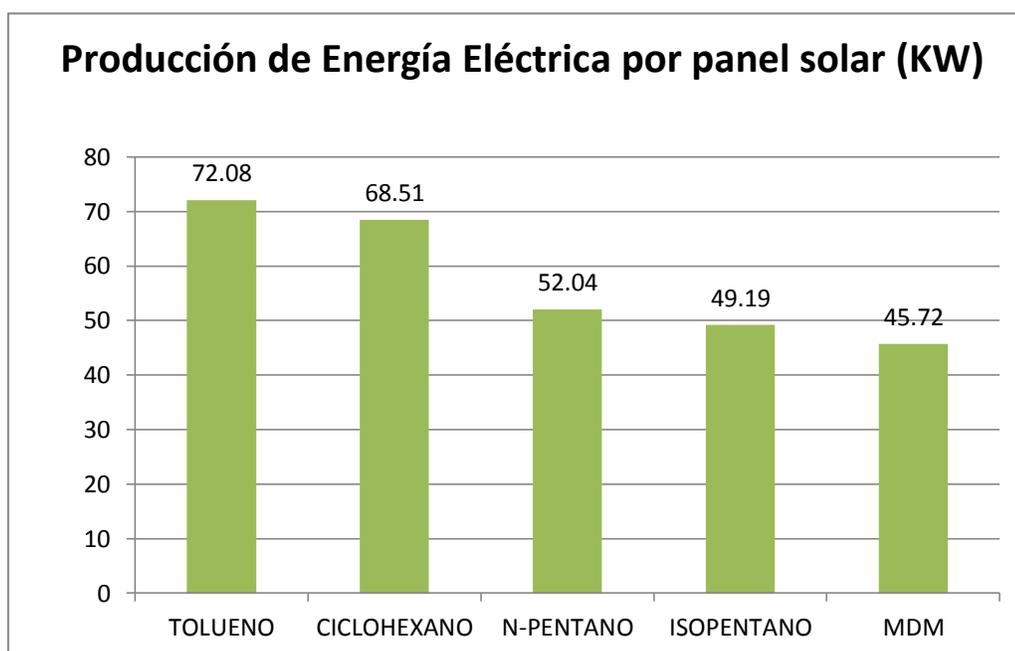


Gráfico 4-3: Producción de Energía Eléctrica con los diferentes fluidos de trabajo

Fuente: Modelación matemática ORC híbrido

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

4.6. Producción de energía eléctrica con relación al incremento de los paneles solares

En la Tabla 4-5 se refleja que la mayor producción de energía eléctrica está asociada con la mayor área de recolección de energía solar, este resultado prueba que la producción de electricidad del sistema está relacionada con la forma en la que la energía solar se puede combinar con el calor residual para que el diseño modelado óptimo tenga éxito.

La empresa dispone de un área de 660 m² para la distribución de los paneles solares cilindro-parabólicos que equivale a un total de 47 paneles solares.

Tabla 4-5: Producción de energía eléctrica en función del incremento de paneles solares

NUMERO DE PANELES SOLARES	W_net (KW)				
	TOLUENO	CICLOHEXANO	ISOPENTANO	N- PENTANO	MDM
1	72.25	69.11	49.19	52.03	45.73
5	72.86	69.73	49.66	52.52	46.11
10	73.63	70.49	50.24	53.14	46.59
15	74.4	71.26	50.82	53.75	47.07
20	75.16	72.03	51.41	54.36	47.55
25	75.93	72.8	51.99	54.98	48.03
30	76.7	73.56	52.57	55.59	48.51
35	77.47	74.33	53.15	56.2	48.99

40	78.23	75.1	53.74	56.81	49.47
45	79	75.87	54.32	57.43	49.94
47	79.31	76.17	54.55	57.67	50.14

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

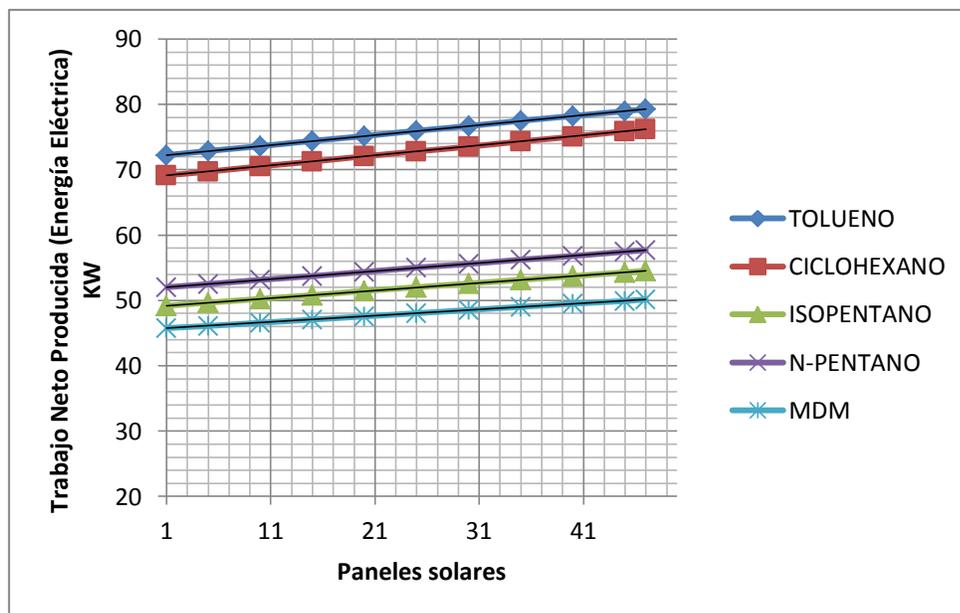


Gráfico 4-4: Determinación de la producción de Energía Eléctrica respecto al incremento de paneles solares

Fuente: Modelación matemática ORC híbrido

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

4.7 Fluidos de trabajo

Mediante el diagrama de Temperatura – entropía en las gráficas 4-5, 4-6, 4-7, 4-8, 4-9 se muestra el ciclo termodinámico de los fluidos de trabajo analizados para el modelamiento de ORC: Tolueno, Ciclohexano, Isopentano, N-pentano y MDM. Bajo el criterio que los fluidos más recomendados

para un ciclo orgánico de Rankine son aquellos que presentan la pendiente $ds/dT \geq 0$. Las gráficas Ts fueron tomadas una vez concluida la simulación para cada uno de los fluidos.

Como se puede observar en cada uno de los gráficos, el vapor extraído de la caldera en el punto número cuatro está lejos de la línea de saturación luego de ser expandidos en la turbina, por lo que se plantea el uso de un recuperador de calor que mejora la eficiencia térmica del ciclo disminuyendo un 9 % en el calor de entrada.

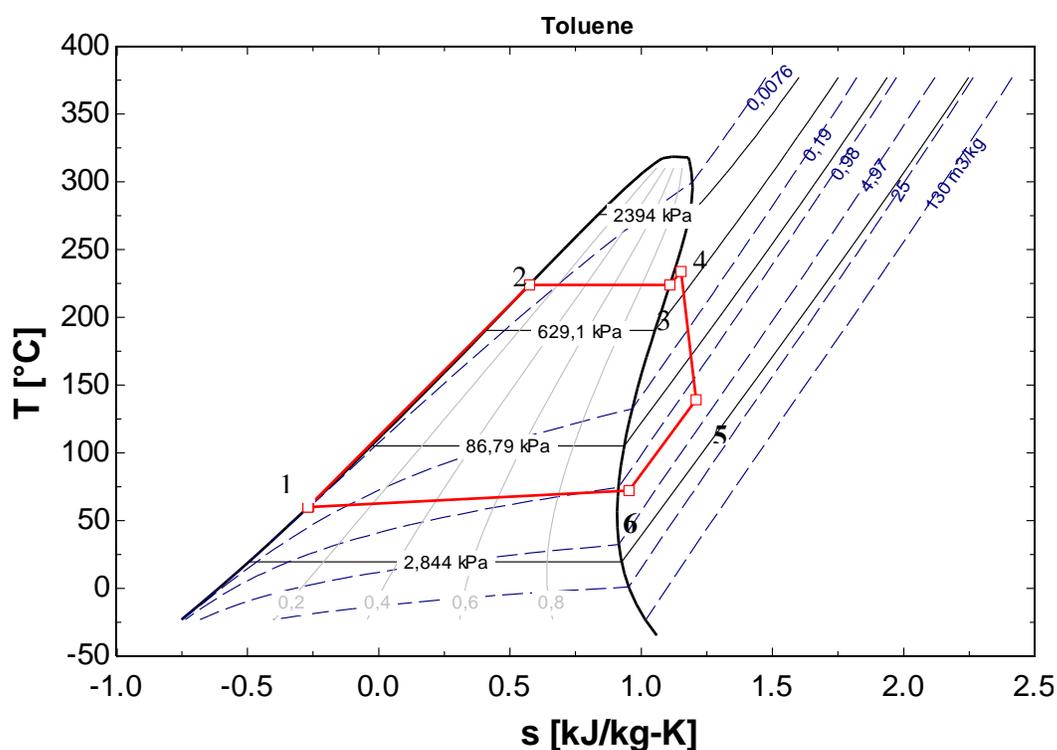


Gráfico 4-5: Diagrama Temperatura vs Entropía del Tolueno

Fuente: Biblioteca EES

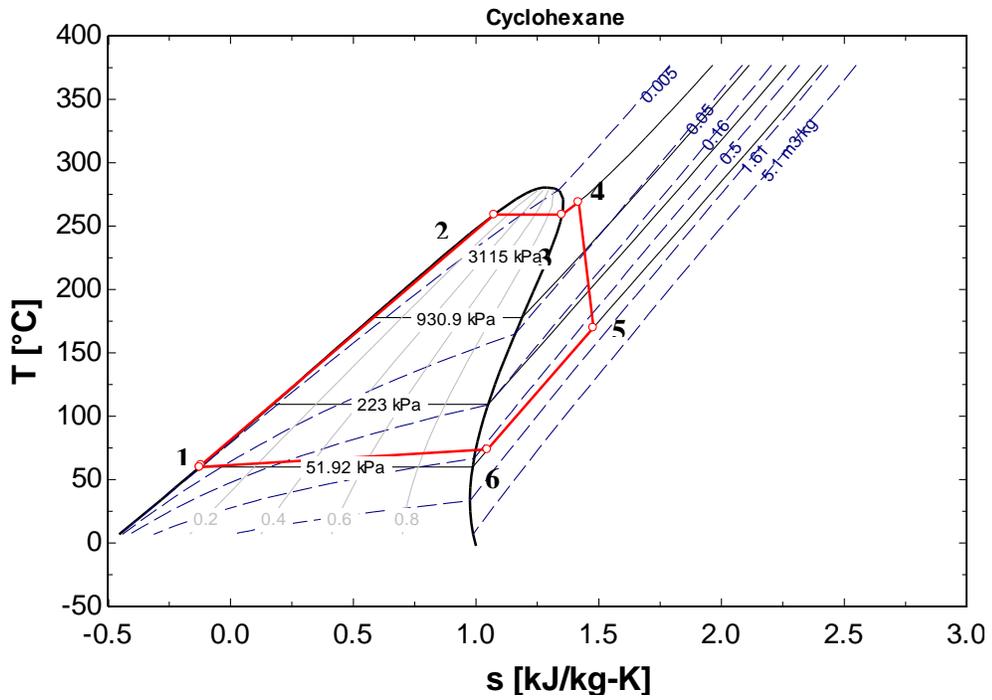


Gráfico 4-6: Diagrama Temperatura vs Entropía del Ciclohexano
 Fuente: Biblioteca EES

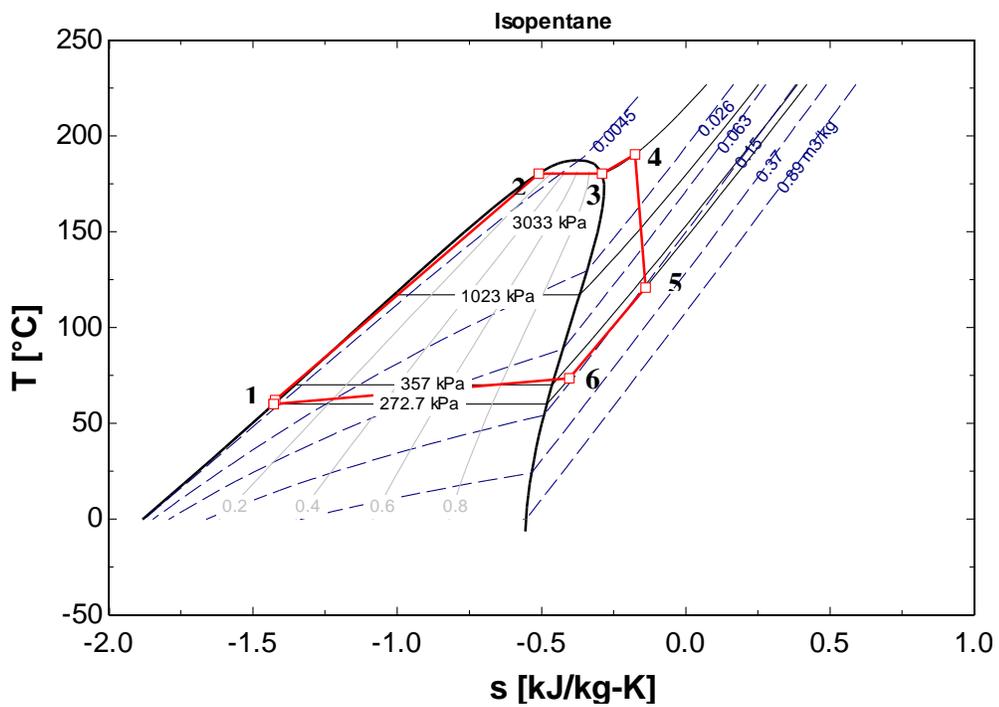


Gráfico 4-7: Diagrama Temperatura vs Entropía del Isopentano
 Fuente: Biblioteca EES

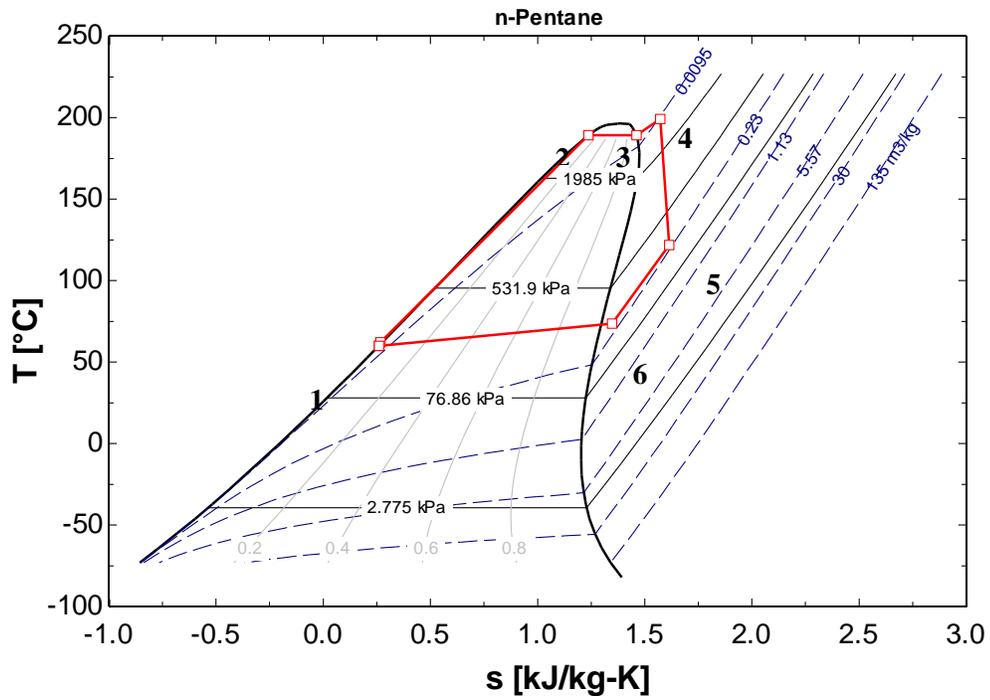


Gráfico 4-8: Diagrama Temperatura vs Entropía del n-Pentano
 Fuente: Biblioteca EES

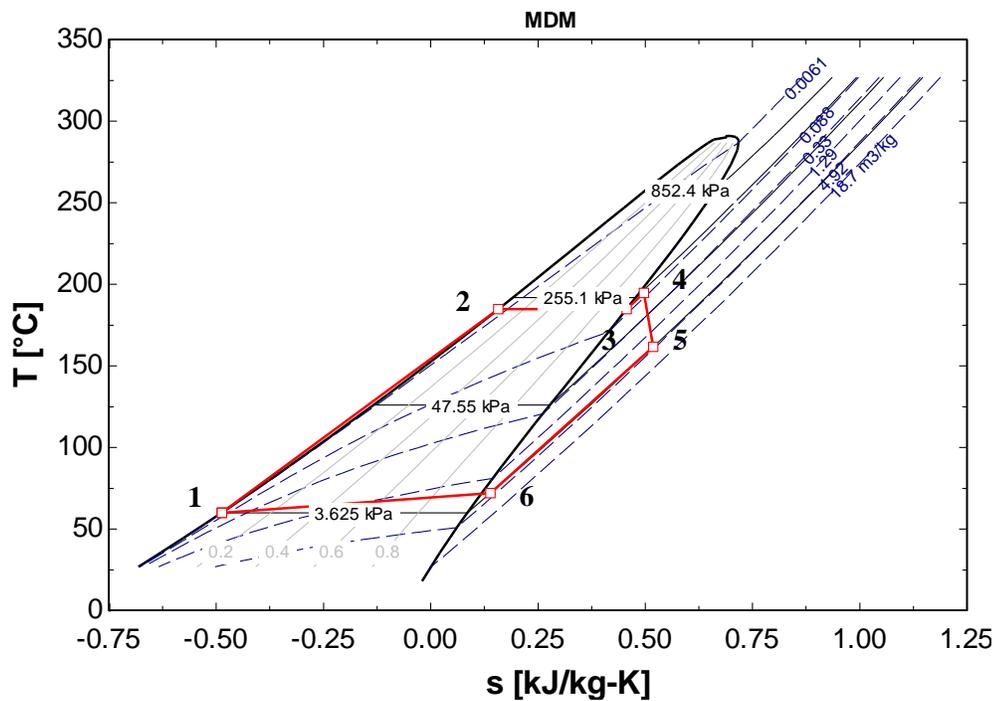


Gráfico 4-9: Diagrama Temperatura vs Entropía del MDM
 Fuente: Biblioteca EES

En un día típico de producción del Horno B&T se generan gases de escape con un flujo de 4,6 kg/s dando un calor residual a una temperatura de entre 120°C como valor mínimo y un valor máximo de 176°C, para este rango de temperaturas se modeló el trabajo neto producido para cada uno de los fluidos analizados con el fin de verificar su funcionamiento a las condiciones del modelo propuesto y confirmar la selección del fluido de trabajo.

En base a las gráficas 4-5 y 4-9 el Tolueno y el MDM son fluidos de trabajo con temperaturas críticas más altas que la temperatura de la fuente térmica razón por la cual no presentan restricciones importantes para los niveles de temperatura de entrada del calor residual en el sistema modelado; sin embargo el ciclo hexano presenta a las condiciones definidas con un aporte de energía solar máximo sale del evaporador a una temperatura de 274 K valor mayor al de punto crítico restringiendo su uso para esta aplicación.

En la Tabla 4-6 se muestra los resultados de producción de energía eléctrica respecto a la temperatura de entrada del calor residual analizando lo siguiente: los fluidos de trabajo n-Pentano y MDM presentan similitud en su comportamiento con respecto a la temperatura de entrada del calor residual pero no se seleccionaron como los fluidos de trabajo óptimos para esta modelación debido a su baja producción de Energía Eléctrica y por el bajo rendimiento del ciclo ORC.

Finalmente el comportamiento que presenta el Isopentano como fluido de trabajo para las condiciones del sistema modelado indica que a temperaturas menores a los 138°C este fluido no es el adecuado para la modelación ya que su aplicabilidad empieza a partir de los 138,7 °C lo cual se convierte en un factor importante para no considerarlo como fluido de trabajo.

Desde el punto de vista de su naturaleza química se puede entender el comportamiento de estos fluidos con respecto a las condiciones del sistema, al ser el Tolueno y el Ciclohexano estructuras cíclicas estables a las condiciones de la modelación esto se debe a que no forman isómeros estructurales por lo que la producción de Energía eléctrica es alta comparada con los otros fluidos.

Tabla 4-6: Comparación de la producción de Energía eléctrica en relación a la Temperatura de entrada del calor residual del horno

T_ena °C	W_NET (KW)				
	TOLUENO	CICLOHEXAN O	ISOPENTAN O	N-PENTANO	MDM
120	18.02	14.84		8.719	11.85
126.2	24.04	20.87		13.53	15.61
132.4	30.07	26.9		18.34	19.38
138.7	36.09	32.93	21.75	23.16	23.14
144.9	42.12	38.96	26.33	27.97	26.91
151.1	48.15	44.99	30.9	32.78	30.67
157.3	54.17	51.02	35.47	37.6	34.44
163.6	60.2	57.05	40.05	42.41	38.2
169.8	66.22	63.08	44.62	47.22	41.96
176	72.25	69.11	49.19	52.03	45.73

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

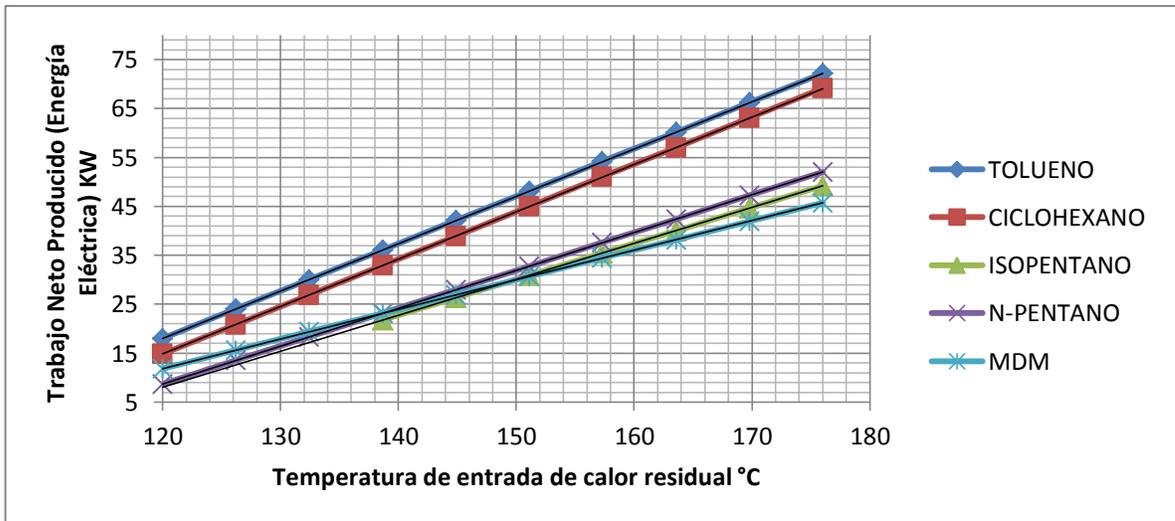


Gráfico 4-10: Comparación del comportamiento de los fluidos de trabajo para la producción de Energía Eléctrica respecto a la temperatura de entrada del calor residual

Fuente: Modelación matemática ORC híbrido

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

De los fluidos analizados se seleccionó como fluido de trabajo para la modelación al Tolueno, pese a estar en la clasificación ASHRAE B3 se lo considera como un fluido moderadamente tóxico, de viscosidad moderada, pero presenta un punto de ignición superior a los 500°C (530 – 600 °C) y una inflamabilidad media debido a que su temperatura crítica es mayor a la temperatura de la fuente de calor residual. Además los resultados de producción de trabajo Neto (energía Eléctrica) y eficiencia del ciclo son mayores en comparación a los otros fluidos analizados.

4.8. Comparación de la producción de energía eléctrica con calor residual y con el sistema híbrido (calor residual y energía solar)

Para determinar la continuidad de funcionamiento del ORC modelado se realiza un análisis a la producción de energía eléctrica solo con calor residual y con la combinación de calor residual junto con el calor proveniente de los paneles solares. Al analizar la Tabla 4-7 se puede determinar que al incrementar el número de paneles solares suficientes para cubrir el área disponible de la empresa para esta recolección de energía de 660 m² (47 paneles solares) se aprecia el aporte significativo de

la energía solar al sistema ORC con el fin de producir mayor cantidad de energía eléctrica analizado con el fluido de trabajo seleccionado Tolueno.

Tabla 4-7: Comparación de la producción de Energía eléctrica en relación a la presencia de paneles solares

TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE °C	PRODUCCION DE ENERGIA ELECTRICA KW	
	CALOR RESIDUAL	CALOR RESIDUAL Y 47 PANELES SOLARES
120	17.86	25.08
176	72.1	79.31

Elaboración: Mónica Andrade, 2019

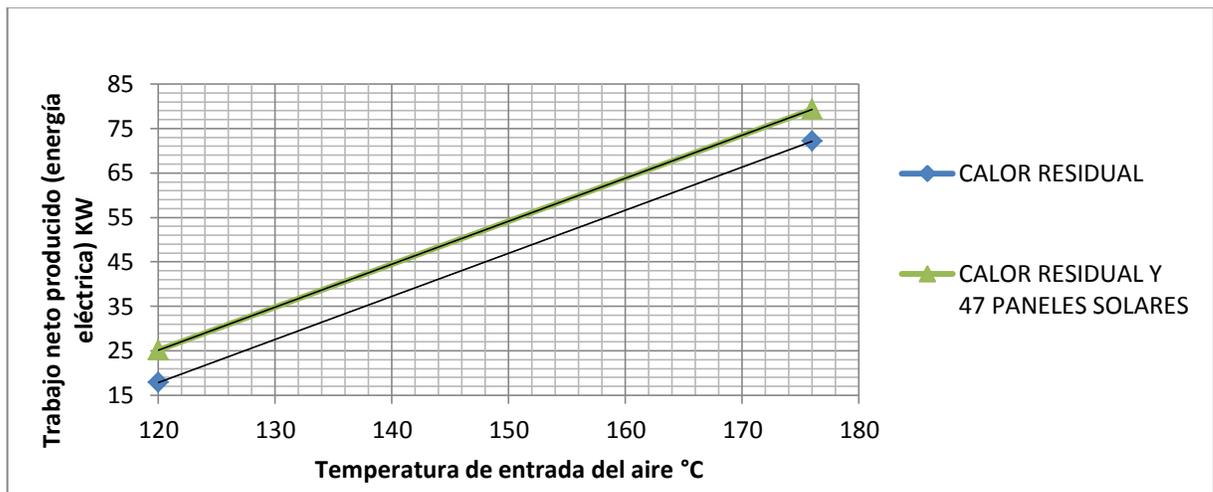


Gráfico 4-11: Producción de energía Eléctrica en relación a la utilización de paneles solares

Fuente: Modelación matemática ORC híbrido

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

4.9. Comprobación de hipótesis

Con la modelación matemática establecida para el Ciclo Orgánico de Rankine híbrido con energía solar se pudo aprovechar el calor residual del horno B&T de la Empresa Ecuacerámica S.A., obteniéndose energía eléctrica; con la utilización solamente del calor residual se obtuvo un rango de 17.86 a 72.1 KW como trabajo neto (energía eléctrica) para los valores de temperatura de salida del calor residual de 120 a 176°C, con la combinación del calor residual junto a la energía solar captada por 47 paneles solares aumenta la producción de energía eléctrica en un rango de 25.08 a 79.31 KW para los mismos valores de temperatura de salida del calor residual del horno.

CAPÍTULO V

5. PROPUESTA

Modelación de la radiación solar basados en heliofanía

Declinación solar

$$\delta = 23,45^\circ * \sin\left(\frac{360^\circ(284+n)}{365}\right) \quad \text{Ec. 1}$$

Dónde:

δ = ángulo de declinación solar

n = número de día acumulado del mes

Ángulo horario

$$W_s = \text{acos}[-\tan(\delta) * \tan(\theta)] \quad \text{Ec.2}$$

Dónde:

W_s = ángulo horario o ángulo del ocaso

δ = ángulo de inclinación solar

θ = latitud de Riobamba 1°38'51"

Horas de sol teóricas

$$N = \left(\frac{2}{15}\right) * W_s \quad \text{Ec.3}$$

Dónde:

N = número de horas de sol teóricas

Ws = ángulo horario

Radiación extraterrestre diaria sobre una superficie horizontal

$$H_o = \frac{24 \cdot G_o}{\pi} * A * B \quad \text{Ec.4}$$

$$A = \left(1 + 0,033 * \cos \frac{360 \cdot n}{365}\right) \quad \text{Ec.5}$$

$$B = \left[\cos \theta * \cos \delta * \sin Ws + \left(\frac{\pi \cdot Ws}{180}\right) * \sin \theta * \sin \delta\right] \quad \text{Ec.6}$$

Dónde:

H_o = Radiación extraterrestre diaria sobre una superficie horizontal

n = número de día acumulado del mes

Ws = ángulo horario

θ = ángulo de declinación solar

δ = latitud de Riobamba 1°38'51''

Radiación solar diaria promedio terrestre sobre una superficie horizontal

$$H = H_o \left[(a + b) * \frac{nr}{N} \right] \quad \text{Ec.7}$$

Dónde:

H = Radiación solar diaria promedio terrestre sobre una superficie horizontal

H_o = Radiación extraterrestre diaria sobre una superficie horizontal

a, b = constantes de Angstron $a = 0.25; b = 0.50$ (Doorenbos & Pruit, 1974)

nr = promedio de heliofanía

N = número de horas de sol teóricas

Determinación de la energía solar disponible

$$G_s = H \quad \text{Ec.8}$$

Dónde:

G_s = energía solar disponible

H = Radiación solar diaria promedio terrestre sobre una superficie horizontal

$$G_b = \frac{G_s}{6} \quad \text{Ec.9}$$

Dónde:

G_b = Radiación solar diaria promedio disponible

Colector solar

Cálculo del campo colector

$$Q_{solar} = A_c * G_b \quad \text{Ec.10}$$

Donde:

A_c = área de apertura del colector

G_b = Radiación solar diaria promedio disponible

Eficiencia térmica de los colectores solares

$$\eta_c = \frac{Q_{uc}}{Q_{solar}} \quad \text{Ec.11}$$

Energía útil

$$Q_{uc} = m_{oil} * C_{p_{oil}} (T_{oilin} - T_{oilout}) \quad \text{Ec.12}$$

Donde:

Q_{uc} =energía útil por colector

m_{oil} = flujo másico del aceite térmico

$C_{p_{oil}}$ = capacidad calorífica del aceite térmico

T_{oilin} = temperatura de entrada del aceite térmico

T_{oilout} = temperatura de salida del aceite térmico

Eficiencia térmica media del colector

$$\eta = FR \cdot (\tau \cdot \alpha) - FR \cdot UL [T_{in} - T_{am} / I] \quad \text{Ec.13}$$

Donde:

η : Rendimiento mensual medio del colector

T_{in} : Temperatura máxima (200°C)

T_{am} : Temperatura ambiente promedio

I: Intensidad

$FR \cdot (\tau \cdot \alpha) N$: 0,824

$FR \cdot UL$: 2,13

Fluido térmico

Determinación del flujo másico del aceite térmico

$$Q_{in} = Q_{uc} + Q_{res} \quad \text{Ec.14}$$

$$T_{oilin} = T_{sat} [\text{fluido de trabajo}, P = P4] + PP + \frac{Q_{in}}{\dot{m}_{oil} + C_{p,oil}} \quad \text{Ec.15}$$

Donde:

Q_{in} =calor que ingresa al ORC

Q_{uc} =energía (calor) útil por colector

Q_{res} =calor proveniente del calor residual

PP = punto pinch

T_{oilin} = temperatura de entrada del aceite

T_{sat} =temperatura de saturación del aceite (Intercambiador de calor)

Tanque de almacenamiento térmico

- Primer nodo

$$0 = \dot{m}_{col} * Cp_{oil} * (T_{out} - T_{s1}) + \dot{m}_{oil} * Cp_{oil} * (T_{s2} - T_{s1}) - U_t * A_{s1} * (T_{s1} - T_{am}) \quad \text{Ec.16}$$

- Segundo nodo

$$0 = \dot{m}_{col} * Cp_{oil} * (T_{s1} - T_{s2}) + \dot{m}_{oil} * Cp_{oil} * (T_{s3} - T_{s2}) - U_t * A_{s2} * (T_{s2} - T_{am}) \quad \text{Ec.17}$$

- Tercer nodo

$$0 = \dot{m}_{col} * Cp_{oil} * (T_{s2} - T_{s3}) + \dot{m}_{oil} * Cp_{oil} * (T_{oilout} - T_1) - U_t * A_{s3} * (T_{s3} - T_{am}) \quad \text{Ec.18}$$

Donde:

U_t = Coeficiente de pérdidas de calor del tanque

$T_{oilin} = T_{s1}$ = Temperatura de ingreso del aceite

$T_{in} = T_{s3}$ = Temperstura de ingreso al campo solar

m_{col} = flujo másico del colector (igual a m_{oil})

A_{s1} = área del primer nodo

A_{s2} = área del segundo nodo

A_{s3} = área del tercer nodo

Longitud total del tanque de almacenamiento

Al considerarse un tanque cilíndrico se establece la relación que la longitud del tanque es igual al doble de su diámetro, por lo tanto:

$$L_{st} = 2 * D_{st} \quad \text{Ec.19}$$

Volumen del tanque de almacenamiento de energía

$$V = \pi * \left(\frac{D_{st}^2}{4}\right) * L_{st} \quad \text{Ec.20}$$

Área del primer nodo

$$A_{s1} = \pi * \left(\frac{D_{st}^2}{4}\right) + \pi * \left(\frac{D_{st}}{3}\right) * L_{st} \quad \text{Ec.21}$$

Área del segundo nodo

$$A_{s2} = \pi * \left(\frac{D_{st}}{3}\right) * L_{st} \quad \text{Ec.22}$$

Área del tercer nodo

$$A_{s3} = \pi * \left(\frac{D_{st}^2}{4}\right) + \pi * \left(\frac{D_{st}}{3}\right) * L_{st} \quad \text{Ec.23}$$

Área total del tanque de almacenamiento

$$A_{st} = A_{s1} + A_{s2} + A_{s3} \quad \text{Ec.24}$$

Calor residual

$$Q_{res} = \dot{m}_{aire} * Cp_{aire} * (T_{ena} - T_{sala}) \quad \text{Ec.25}$$

Donde:

Q_{res} = calor producido por el calor residual del horno

m_{aire} = flujo másico del calor residual

Cp_{aire} = capacidad calorífica del calor residual

T_{ena} = temperatura de entrada del aire

T_{sala} = temperatura de salida del aire

Modelación matemática del ciclo orgánico de Rankine

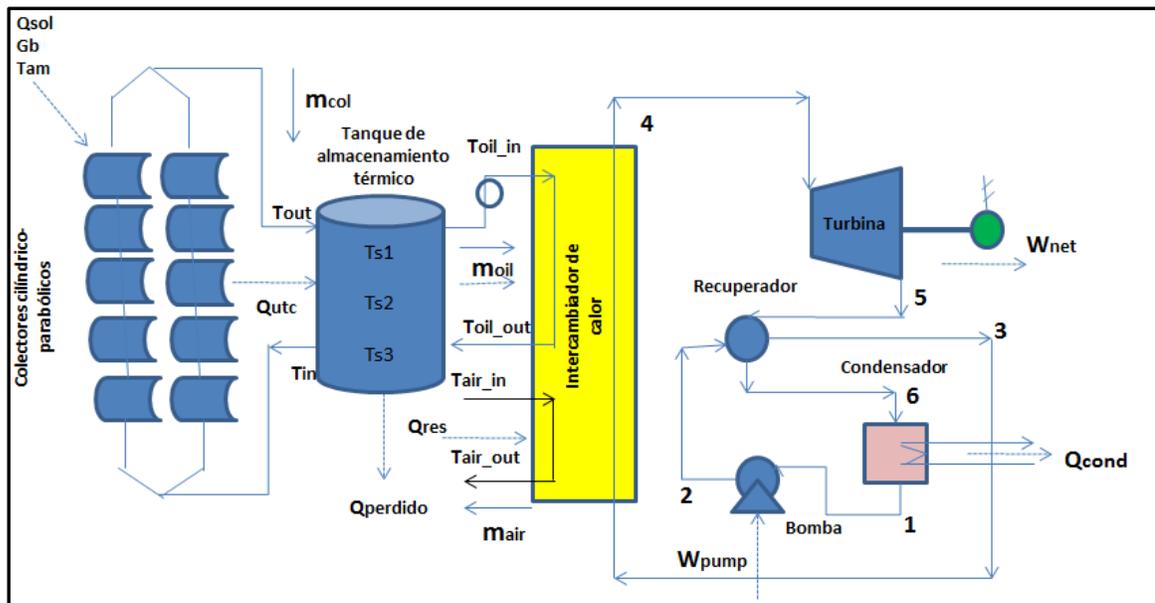


Gráfico 5-1: Diagrama propuesto del Ciclo Orgánico de Rankine híbrido

Elaboración: Mónica Andrade, 2019.

Punto 1

$$h1 = h[\text{fluido organico}, T = T1, x = X1]$$

$$s1 = s[\text{fluido orgánico}, T = T1, x = X1]$$

$$v1 = v[\text{fluido orgánico}, T = T1, x = X1]$$

Donde:

$h1$ = entalpía del fluido de trabajo a la presión de saturación del fluido de trabajo

$s1$ = entropía a la entalpía de presión de saturación

$v1$ = volumen específico

Punto 2

$$W_{pumps} = v1 * (P2 - P1) \quad \text{Ec.26}$$

$$W_{pumpr} = m_{ciclo} * (h2 - h1) \quad \text{Ec.27}$$

Donde:

W_{pumps} = trabajo isentrópico de la bomba

W_{pumpr} = trabajo real de la bomba

m_{ciclo} = flujo másico del ciclo

$h1$ = entalpía del fluido de trabajo a la presión de saturación del fluido de trabajo

$h2$ = entalpía del fluido de trabajo a la presión máxima del fluido de trabajo

η_{pump} = eficiencia isentropica de la bomba

$$\eta_{pump} = \frac{W_{pumps}}{W_{punpr}} \quad \text{Ec.28}$$

Punto 3

$$\eta_{HX} = \frac{T3-T2}{T5-T6} \quad \text{Ec.29}$$

$$T3 = T6 - T_{shx} \quad \text{Ec.30}$$

$$T_{shx} = 10$$

$$h3 = h[\text{fluido de trabajo}, T = T3, P = P3]$$

$$s3 = s[\text{fluido de trabajo}, T = T3, P = P3]$$

$$x3 = x[\text{fluido de trabajo}, T = T3, h = h3]$$

Punto 4

$$T4 = T_{sat}[\text{fluido de trabajo}, P = P4] + T_{hx}$$

$$h4 = h[\text{fluido de trabajo}, T = T4, P = P4]$$

$$s4 = s[\text{fluido de trabajo}, T = T4, h = h4]$$

$$x4 = x[\text{fluido de trabajo}, T = T4, h = h4]$$

Punto 5

$$s4 = s_{5s} \quad \text{Ec.31}$$

$$h5 = h[\text{fluido de trabajo}, s = s_{5s}, P = P5]$$

$$T5 = T[\text{fluido de trabajo}, P = P5, h = h_{5s}]$$

$$W_{trubr} = m_{ciclo} * (h4 - h5) \quad \text{Ec.32}$$

$$W_{trubs} = m_{ciclo} * (h4 - h_{5s}) \quad \text{Ec.33}$$

$$\eta_{turb} = \frac{W_{turbr}}{W_{turbs}} \quad \text{Ec.34}$$

$$T5 = T[\text{fluido de trabajo}, P = P5, h = h5]$$

$$x5 = x[\text{fluido de trabajo}, T = T5, h = h5]$$

$$s5 = s[\text{fluido de trabajo}, h = h5, P = p5]$$

Punto 6

$$h6 = h[\text{fluido de trabajo}, T = T6, P = P6]$$

$$s6 = s[\text{fluido de trabajo}, T = T6, P = P6]$$

$$x6 = x[\text{fluido de trabajo}, T = T6, h = h6]$$

Eficiencia del ciclo

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} * 100 \quad \text{Ec.35}$$

Cálculo del flujo neto de trabajo

$$\dot{W}_{net} = (W_{turbr} - W_{pumpr}) \quad \text{Ec.36}$$

$$Q_{in} = \dot{m}_{ciclo} * [h4 - h3] \quad \text{Ec.37}$$

CONCLUSIONES

- El flujo másico del calor residual proveniente del horno B&T en las líneas de producción de la empresa Ecuacerámica S.A. fue de 4,6 Kg/s, valor que se obtuvo a partir del valor de su flujo volumétrico promedio emitido por la chimenea del horno que es de 13535,8 m³ / h, considerándolo al calor residual como aire caliente con una temperatura que oscila entre los 120 y 176°C.
- Mediante el análisis de la Energía radiante en la zona de influencia del proyecto se determinó que al tener un promedio de 5,2 horas de Heliofanía (luz solar) en el día se la energía solar útil tiene una irradiación de 544.3 W/m² que se plantea pueda ser utilizada en una área de 660 m² equivalente a 47 paneles solares cilíndrico parabólico que se encuentra en el mercado nacional y lo distribuye JACOR CIA. LTDA
- Se analizaron como fluidos de trabajo al Tolueno, Ciclohexano, Isopentano, n-Pentano y MDM, basándose en las propiedades termodinámicas que presentan como la naturaleza del fluido, su Temperatura crítica y el rango de temperatura de salida del calor residual del horno, concluyendo que el Tolueno es el fluido de trabajo óptimo ya que produce la mayor cantidad de Energía eléctrica y el sistema modelado con este fluido de trabajo alcanza su mayor porcentaje de eficiencia.
- El modelamiento de un ORC híbrido con recuperación utilizando Tolueno da una producción mínima de Energía eléctrica alcanza los 72,1 KW, el flujo másico mínimo del ciclo de 0.5566 Kg/s y la eficiencia del ciclo de 20.52% cuando el sistema utiliza únicamente calor residual como fuente de energía; mientras tanto que la producción máxima de energía eléctrica se da cuando se trabaja netamente con el modelo híbrido y la utilización de 47 paneles solares que cubre el área de 660 m² obteniéndose 79,31 KW, un flujo másico máximo del ciclo de 0.6108 Kg/s y una eficiencia del ciclo de 20,56%.

RECOMENDACIONES

Si se desea llevar a cabo la propuesta de la simulación es importante poder aprovechar al máximo la implementación del storage tank razón por la cual se recomienda en un estudio posterior realizar una simulación dinámica que ayudara a establecer cuantas horas más de aporte de energía solar podría contar el sistema.

Adicional se recomienda tomar una vez puesto en marcha el sistema el análisis de la viscosidad cinemática del aceite para determinar el tiempo de vida útil del mismo.

BIBLIOGRAFIA

- Aguilar R, F. D. (13 de 02 de 2019). “Estudio y selección de un fluido térmico para aplicaciones de energía solar de media temperatura con concentradores parabólicos”, <https://repositorio.espe.edu.ec>. Obtenido de <https://repositorio.espe.edu.ec>: <https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/10641/1/T-ESPE-049627.pdf>
- Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2018). Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy. *Energy Conversion and Management*, 156, 427-439. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.058>
- Bernard F. , & Kolanowski, BSME. (2000). *Manual de cogeneración a pequeña escala*. The Fairmont Press, Inc.
- Cioccolanti, L., Tascioni, R., & Arteconi, A. (2018). Mathematical modelling of operation modes and performance evaluation of an innovative small-scale concentrated solar organic Rankine cycle plant. *Applied Energy*, 221, 464-476. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.189>
- cogeneration.net*. (03 de junio de 2018). Obtenido de <http://www.cogeneration.net/OrganicRankineCycle.htm>
- Christos , T., Evangelos , B., & Kimon, A. (2016). Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal. *Energy Conversion and Management*, 126, 421 - 433. <https://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.033>
- Duffie, J., & Beckman, W. (2013). *Solar Engineering*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Energía solar*. (16 de Junio de 2018). Obtenido de <https://solar-energia.net/>
- Energy. (20 de 05 de 2019). *ORC - THECO Energy*. Obtenido de ORC - THECO Energy: www.the-co-energy.com/THECO_Energy/THECO_Energy_-_ORC.html
- García. (2012). *Sistema HTF*. Madrid: 3 edición.

- Giostri, A, Binotti, M, Astolfi, M, & Silva, P. (2012). Comparación de diferentes plantas solares basadas en tecnología de canalización parabólica. *Sol. Energy* 86 (5), 1208–122. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.01.014>
- López González, C. A. (2004). “Tecnologías de recuperación y aplicaciones de calor residual de procesos industriales, . *CINTEX -Tecnológico Pascual Bravo*, vol. Vol.1, no. 10, 51 - 58.
- Martínez, J. (2011). Métodos de investigación cualitativa. En *Métodos de investigación cualitativa* (pág. 34). Silogismo 8.
- Muñoz, J. (2008). *Tesis Doctoral: Sistema de Generación Eléctrica mediante calderas de vapor enegizada por radiación solar concentrada*. Obtenido de http://oa.upm.es/1654/JAVIER_MUÑOZ_ANTON.pdf
- Nowak W, Borsukiewicz-Gozdur A, & Stachel A. (2008). Using the low-temperature Clausius–Rankine cycle to cool technical equipment. *Applied Energy* ; 85 (7), 582-8. <https://ideas.repec.org/a/eee/appene/v85y2008i7p582-588.html>
- Ralph L., V. (2001). *Guía práctica de sistemas de calderas industriales*. Marcel Dekker, Inc.
- Sampedro Redondo, J. L. (2017). *Aplicación de ciclos Rankine orgánicos de baja* . Gijón: Tesis Doctoral.
- Shell. (04 de 04 de 2019). www.epc.shell.com. Obtenido de www.epc.shell.com: www.epc.shell.com/Docs/6PCDOC_X_cbe_26680_key_140001725143_5C4.pdf
- Shuai, L., Hongjie, M., & Weiyi, L. (2018). Dynamic performance analysis of solar organic Rankine cycle with. *Applied Thermal Engineering*, 129, 155-164. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.021>
- Tchanche. B, Pétrissans. M y Papadakis. G,. (2014). "Máquinas de fuentes de calor y ciclos orgánicos Rankine". *Revisiones de energía renovable y sostenible*, no. 39, 1185 –1199. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.139>
- Uco, R. S. (26 de 12 de 2018). *Radiación Solar - Uco*. Obtenido de Radiación Solar - Uco: www.uco.es/~fa1lolur/Docureno/Radiacion.pdf

- Wang, J. F. (2009). Análisis de exergía y optimizaciones paramétricas para diferentes centrales de cogeneración en la industria del cemento. *Energía aplicada* 8 (6), 941-948.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.09.001>
- Xu , G., Song , G., Zhu, X., Gao ., W., Li, H., & Quan, Y. (2015). Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator. *Applied Thermal Engineering*, 80, 196-204.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.071>

ANEXOS

ANEXO A. Modelación matemática de un Ciclo Orgánico de Rankine híbrido con Energía Solar para el aprovechamiento del calor residual para la empresa Ecuacerámica S.A.

- *Tolueno*

"FLUIDO DE TRABAJO-TOLUENO"

"MODELACION DE HELIOFANIA"

$n = 16$ "NUMERO DE DIA PROMEDIO DEL MES (dia)"
 $O = 1.647778$ "LATITUD DE RIOBAMBA (°)"
 $nr = 5.2$ "HORAS PROMEDIO DE SOL (h)"
 $G_o = 1353$ "CONSTANTE DE RADIACION DEL SOL W/m2"
 $A = (1 + (0.033 * \cos((360 * n) / 365)))$ "CONSTANTE DE HELIOFANIA ADIM"
 $B = (\cos(O) * \cos(d) * \sin(ws) + ((3.1416 * ws / 180) * \sin(O) * \sin(d)))$ "CONSTANTE DE HELIOFANIA ADIM"
 $a_1 = 0.25$ "CONSTANTE DE ANGSTRON ADIM"
 $b_1 = 0.5$ "CONSTANTE DE ANGSTRON ADIM"
 $A_c = 14 * X$ "AREA DE 1 COLECTOR m2"
 $X = 1$ "NUMERO DE PANELES SOLARES"
 $d = -23.45 * \sin((360 * (284 + n)) / 365)$ "ANGULO DE INCLINACION DEL PANEL °"
 $ws = \text{ARCCOS}(-\tan(d) * \tan(O))$ "ANGULO HORARIO °"
 $J = (2/15) * ws$ "HORAS REALES DE ILUMINACION SOLAR h"
 $H_o = (24 * G_o / 3.1416) * A * B$ "HELIOFANIA TEORICA "
 $H = H_o * ((a_1 + b_1) * (nr / J))$ "HELIOFANIA REAL "
 $G_s = H$ "IRRADIACION SOLAR REAL "
 $G_b = G_s / F$ "IRRADIACION SOLAR W/m2"
 $F = 6$ "NUMERO DE HORAS/DIA UTILES DE SOL"
 $Q_{\text{dot}} = (G_b * A_c) / M$ "CALOR APORTADO POR PANAL kW"
 $M = 1000$

"MODELACION CON COLECTORES NACIONALES"

$T_{\text{in}} = 200$
 $T_{\text{am}} = 14$
 $X' = 0.824$
 $Y' = 2.13$
 $ETA_c = X' - Y' * ((T_{\text{in}} - T_{\text{am}}) / G_b)$ "EFICIENCIA DEL COLECTOR"
 $Q_{\text{uc}} = ETA_c * Q_{\text{dot}}$ "CALOR DOTADO POR COLECTOR"

"TANQUE DE ALMACENAMIENTO TERMICO"

$$U_t=0.001$$

$$T_{oilin}=T_{s1}$$

$$T_{in}=T_{s3}$$

$$m_{col}=m_{oil}$$

$$0=m_{col}*Cp_{oil}*(T_{out}-T_{s1})+m_{oil}*Cp_{oil}*(T_{s2}-T_{s1})-U_t*A_{s1}*(T_{s1}-T_{am})$$

$$0=m_{col}*Cp_{oil}*(T_{s1}-T_{s2})+m_{oil}*Cp_{oil}*(T_{s3}-T_{s2})-U_t*A_{s2}*(T_{s2}-T_{am})$$

$$0=m_{col}*Cp_{oil}*(T_{s2}-T_{s3})+m_{oil}*Cp_{oil}*(T_{oilout}-T_1)-U_t*A_{s3}*(T_{s3}-T_{am})$$

$$A_{st}=A_{s1}+A_{s2}+A_{s3}$$

$$V/Ac=0.125 \text{ [m]}$$

$$L_{st}=2*D_{st}$$

$$V=(p*D_{st}^2)/4*L_{st}$$

$$p=\pi$$

$$A_{s1}=(p*D_{st}^2)/4+(p*D_{st}*L_{st})/3$$

$$A_{s2}=(p*D_{st}*L_{st})/3$$

$$A_{s3}=(p*D_{st}^2)/4+(p*D_{st}*L_{st})/3$$

"MODELO ORC"

$$T_{cond}=60$$

$$P_{min}=P_{sat}$$

$$P_{sat}=P_{sat}(\text{Toluene}, T=T_{cond})$$

$$P[1]=P_{min}$$

$$P[1]=P[5]$$

$$P[1]=P[6]$$

$$P_{max2}=0.9*PC$$

$$PC=P_{crit}(\text{Toluene})$$

$$P_{max1}=60*P_{min}$$

$$P_{max}=\min(P_{max1}, P_{max2})$$

$$P_{max}=P[2]$$

$$P[2]=P[3]$$

$$P[2]=P[4]$$

$$T_{cond}=T[1]$$

$$X[1]=0$$

$$ETA_{pump}=0.7$$

$$ETA_{turb}=0.85$$

"PUNTO 1"

$$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{Toluene}, T=T[1], X=X[1])$$

s[1]=Entropy(Toluene,T=T[1],X=X[1])

v[1]=Volume(Toluene,T=T[1],X=X[1])

"PUNTO 2"

W_pumps=v[1]*(P[2]-P[1])

W_pumpr=m_ciclo*(h[2]-h[1])

s[2]=Entropy(Toluene,h=h[2],P=P[2])

T[2]=Temperature(Toluene,P=P[2],h=h[2])

x[2]=Quality(Toluene,T=T[2],h=h[2])

ETA_pump=W_pumps/W_pumpr

"PUNTO 4"

T[4]=T_sat(Toluene,P=P[4])+10

h[4]=Enthalpy(Toluene,T=T[4],P=P[4])

s[4]=Entropy(Toluene,T=T[4],h=h[4])

x[4]=Quality(Toluene,T=T[4],h=h[4])

"PUNTO 5"

s[4]=s_5s

h_5=Enthalpy(Toluene,s=s_5s,P=P[5])

T_5=Temperature(Toluene,P=P[5],h=h_5)

W_turbr=m_ciclo*(h[4]-h[5])

W_turbs=m_ciclo*(h[4]-h_5)

ETA_turb=W_turbr/W_turbs

T[5]=Temperature(Toluene,P=P[5],h=h[5])

x[5]=Quality(Toluene,T=T[5],h=h[5])

s[5]=Entropy(Toluene,h=h[5],P=P[5])

"RECUPERADOR"

ETA_HX=(T[3]-T[2])/(T[5]-T[6])

ETA_HX=0.85

"PUNTO 3"

T[3]=T[6]-10

h[3]=Enthalpy(Toluene,T=T[3],P=P[3])

s[3]=Entropy(Toluene,T=T[3],P=P[3])

x[3]=Quality(Toluene,T=T[3],h=h[3])

"PUNTO 6"

h[6]=Enthalpy(Toluene,T=T[6],P=P[6])

s[6]=Entropy(Toluene,T=T[6],P=P[6])

x[6]=Quality(Toluene,T=T[6],h=h[6])

"EFICIENCIA DEL CICLO"

$$Q_{in} = m_{ciclo} \cdot (h[4] - h[3])$$

$$W_{net} = (W_{turbr} - W_{pumpr})$$

$$ETA_{ciclo} = (W_{net} / Q_{in}) \cdot 100$$

"CALOR RESIDUAL"

$$Cp_{aire} = 1.005$$

$$m_{aire} = 4.6 \text{ [Kg/s]}$$

$$T_{ena} = 176$$

$$T_{sala} = 100$$

$$Q_{res} = m_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{ena} - T_{sala})$$

"ACEITE TERMICO"

$$Q_{in} = Q_{uc} + Q_{res}$$

$$Q_{uc} = m_{oil} \cdot Cp_{oil} \cdot (T_{oilin} - T_{oilout})$$

$$Cp_{oil} = 2.5522$$

$$T_{oilin} = 320$$

$$T_{oilin} = T_{sat}(\text{Toluene}, P=P[4]) + PP + (Q_{in} / (m_{oil} \cdot Cp_{oil}))$$

$$PP = 20$$

RESOLUCIÓN

A = 1.032	a1 = 0.25	Ac = 14 [m ²]	As1 = 3.095 [m ²]	As2 = 2.251 [m ²]
As3 = 3.095 [m ²]	Ast = 8.441 [m ²]	B = 0.9489	b1 = 0.5	Cp _{aire} = 1.005 [kJ/kg-K]
Cp _{oil} = 2.552 [kJ/kg-K]	d = 21.1	D _{st} = 1.037 [m]	η _c = 0.09612	η _{ciclo} = 20.52
η _{HX} = 0.85	η _{pump} = 0.7	η _{turb} = 0.85	F = 6 [h/dia]	Gb = 544.3 [W/m ²]
Go = 1353 [W/m ²]	Gs = 3266 [W.h/m2.dia]	H = 3266 [W.h/m2.dia]	Ho = 10119 [W.h/m2.dia]	h ₅ = 384.6 [kJ/kg]
J = 12.08 [h]	L _{st} = 2.073 [m]	M = 1000 [W/KW]	m _{aire} = 4.6 [kg/s]	m _{ciclo} = 0.5577 [kg/s]
m _{col} = 1.814 [kg/s]	m _{oil} = 1.814 [kg/s]	n = 16	nr = 5.2 [h]	O = 1.648
ρ = 3.142	PC = 4126 [kPa]	PP = 20 [C]	P _{max} = 1118 [kPa]	P _{max1} = 1118 [kPa]
P _{max2} = 3714 [kPa]	P _{min} = 18.63 [kPa]	P _{sat} = 18.63 [kPa]	Q̇ = 7.62 [KW]	Q _{in} = 352.1 [KW]
Q _{res} = 351.3 [KW]	Q _{uc} = 0.7324 [KW]	s _{5s} = 1.151 [kJ/kg-K]	T ₁ = 379.7 [C]	T ₅ = 123.9 [C]
T _{am} = 14 [C]	T _{cond} = 60 [C]	T _{ena} = 176 [C]	T _{in} = 200 [C]	T _{oilin} = 320 [C]
T _{oilout} = 319.8 [C]	T _{out} = 380.3 [C]	T _{s1} = 320 [C]	T _{s2} = 259.9 [C]	T _{s3} = 200 [C]
T _{sala} = 100 [C]	U _t = 0.001 [KW/m ² -C]	V = 1.75 [m ³]	ws = 90.64	W _{net} = 72.25 [KW]
W _{pumpr} = 1.894 [KW]	W _{pumps} = 1.326 [KW]	W _{turbr} = 74.14 [KW]	W _{turbs} = 87.23 [KW]	X = 1
X' = 0.824	Y' = 2.13			

ANEXO B. Ficha técnica del aceite Térmico Shell Thermia Oil B



Shell Thermia

Heat Transfer Fluids

Shell Thermia Oils B and D are based on carefully selected highly refined mineral oils chosen for their ability to provide superior performance in indirect closed fluid heat transfer systems.

Applications

- **Enclosed circulated heat transfer systems**
for industrial applications such as process industry, chemical plants, textile producers etc. and in household equipment such as oil filled heaters.

Thermia B and D can be used in high temperature continuous heat transfer equipment with the following application limits:

Thermia	B	D
Max. film temperature	340°C	340°C
Max. bulk temperature	250°C	280°C

Performance Features and Benefits

- **High oxidation and thermal stability**
Thermia B and D are based on carefully selected highly refined mineral oils. The rates of oil cracking and oxidation are very small, giving long oil life. This assumes an efficient fluid heater with good pump circulation that the film temperatures on the heater surface do not exceed the limits above.
- **Low viscosity and high heat transfer coefficient**
Low viscosities enable excellent fluidity and heat transfer also at lower temperatures.
- **Good solvency**
- **Non-corrosive**
- **Low vapour pressure**
- **Non-toxic oils and easy disposal**
Mineral oil heat transfer fluids are safer to handle than synthetic fluids. After service they can easily be collected as used oil for recycling or disposal.

Specification and Approvals

Classified as ISO 6743-12 Family O
Meets typically DIN 51 522 requirements.

Advice

The life of Thermia oils depends on the design and usage of the system. If the system is well designed and not subjected to abnormal workloads, the life can be for many years.

It is important to monitor oil condition regularly as rates of change in physical characteristics are more significant than actual values. The properties that should be monitored are viscosity, acidity, flash point (open and closed) and insolubles content.

Advice on applications not covered in this leaflet may be obtained from your Shell Representative. For contact details see page ii in the front of this binder.

Health and Safety

Guidance on Health and Safety are available on the appropriate Material Safety Data Sheet which can be obtained from your Shell representative.

Protect the environment

Take used oil to an authorised collection point. Do not discharge into drains, soil or water.

Typical Physical Characteristics

Thermia			B	D
Density at 15 °C	kg/l	ISO 12185	0.868	0.881
Flash Point PMCC	°C	ISO 2719	220	268
Flash Point COC	°C	ISO 2592	230	
Fire Point COC	°C	ISO 2592	255	
Pour Point	°C	ISO 3016	-12	-6
Kinematic Viscosity		ISO 3104		
at 0 °C	mm ² /s		230	
at 40 °C	mm ² /s		25	108
at 100 °C	mm ² /s		4.7	11.8
at 200 °C	mm ² /s		1.2	
Initial Boiling Point	°C	ISO 3771	> 355	
Autoignition Temperature	°C	DIN 51794	360	
Neutralisation Value	mgKOH/g	ASTM D974	< 0.05	
Water Content	%m/m	ISO 3733	< 0.1	
Ash (Oxid)	%m/m	ISO 6245	< 0.01	
Carbon Residue (Conradson)	%m/m	ISO 10370	0.02	
Copper Corrosion (3h/100°C)		ISO 2160	class 1	
Coefficient of Thermal Expansion	1/°C		0.0008	

These characteristics are typical of current production. Whilst future production will conform to Shell's specification, variations in these characteristics may occur.

Typical Design Data

Thermia B:

Temperature	°C	0	20	40	100	150	200	250	300	340
Density	kg/l	0.876	0.863	0.850	0.811	0.778	0.746	0.713	0.681	0.655
Specific Heat Capacity	kJ/kg*K	1.809	1.882	1.954	2.173	2.355	2.538	2.72	2.902	3.048
Thermal Conductivity	W/m*K	0.136	0.134	0.133	0.128	0.125	0.121	0.118	0.114	0.111
Prandtl No.		3375	919	375	69	32	20	14	11	9
Vapour Pressure	mbar	-	-	-	-	-	5	26	100	260

Thermia D:

Temperature	°C	0	20	40	100	150	200	250	280
Density	kg/l	0.911	0.900	0.888	0.849	0.819	0.788	0.748	0.737
Specific Heat Capacity	kJ/kg*K	1.87	1.93	2.00	2.20	2.36	2.54	2.70	2.80
Thermal Conductivity	W/m*K	0.130	0.128	0.1264	0.1217	0.1172	0.113	0.109	0.108
Prandtl No.		-	6000	1000	165	59	33	22	9