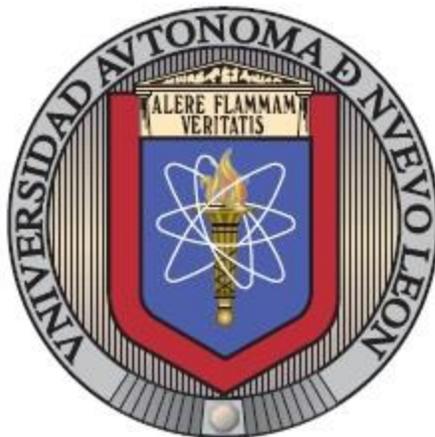


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



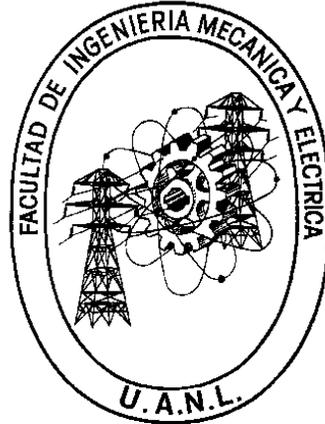
**“ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR
PARA LA INDUSTRIA DE FUNDICIÓN”**

POR
ANDRES GERARDO OBREGÓN SALAZAR

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS
DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

MARZO, 2019

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**“ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR
PARA LA INDUSTRIA DE FUNDICIÓN”**

POR

ANDRES GERARDO OBREGÓN SALAZAR

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS
DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, MÉXICO

MARZO DE 2019

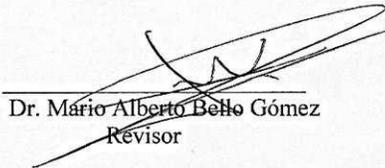
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis "ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA LA INDUSTRIA DE FUNDICIÓN" realizada por el alumno ANDRES GERARDO OBREGÓN SALAZAR, con número de matrícula 1522389, sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

El Comité de Tesis



Dr. Jacobo Hernández Sandoval
Director



Dr. Mario Alberto Bello Gómez
Revisor



M.C. Jorge Peña Chávez
Revisor

Vo. Bo



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado



San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Marzo 2019

Agradecimientos

Agradezco a la Universidad Autónoma de Nuevo León por el apoyo brindado en mis estudios de posgrados a sí mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Agradezco a la empresa BlackHawk de México por haberme brindado la oportunidad de desarrollar este trabajo de investigación, así como todo el apoyo recibido.

Agradezco a Driven center por el apoyo brindado durante el desarrollo de este proyecto y mi estancia en la maestría.

Al Dr. Jacobo Hernández Sandoval por su enseñanza y al compartir sus conocimientos en el área de fundición.

Al Dr. Mario Alberto Bello Gómez por todo el apoyo recibido y sus enseñanzas en el área de simulación numérica.

Al M.C. Jorge Peña Chávez por sus valiosas recomendaciones y apoyo a lo largo de este trabajo.

A Rodrigo Calderón por el apoyo y orientación para la dirección y el desarrollo de este proyecto.

Dedicatoria

A mi Familia, mis hermanos, Cynthia Y. Obregón Salazar y José David Obregón Salazar, por su apoyo brindado durante mis estudios de posgrado y mis padres Apolonio Obregón Puente y Martha Alicia Salazar de la Rosa por su incondicional apoyo y amor en esta etapa de mi vida.

A mis amigos por el apoyo brindado y las experiencias compartidas a lo largo del posgrado.

A mis asesores por su apoyo y paciencia a lo largo de este trabajo.

A la carrera de Ingeniero en Manufactura por ser parte importante en mi formación y darme las cualidades que ha hecho posible este proyecto.

A la generación de ingenieros de manufactura 2012-2016, por ser personas increíbles que me enseñaron que todo es posible, personas que siempre tengo presentes.

Y a todos los que eligen encender una vela de sabiduría, a través de la ciencia y la tecnología cual nos aleja de la oscuridad de la ignorancia.

Resumen

En el presente trabajo se desarrolla una metodología, capaz de identificar fuentes posibles de recuperación de calor residual y aplicar alguna de las tecnologías actuales para la realización de esta tarea, esto con la finalidad de aumentar la eficiencia energética y optimizar los consumos energéticos de la compañía.

Se realizaron una serie mediciones de temperatura para identificar las áreas de desperdicio de calor en el sistema de producción de la compañía, estas mediciones permitieron un cálculo energético que fue tomado en cuenta por la compañía para la selección de una zona donde concentrar los esfuerzos de esta investigación.

Por medio de las mediciones el área de lingoteras fue la cual se encontró la mayor cantidad de energía residual de las diferentes áreas estudiadas. Por medio de un análisis de transferencia de calor (analíticos y de CFD) donde se cuantifica la cantidad de calor que este transfiere éste a su ambiente, más tarde y por medio de una investigación bibliográfica del grupo de investigación tanto de la académica como de la industria propone una tecnología de recuperación de calor.

Un sistema ORC como primera tecnología de recuperación de calor, donde se analiza su factibilidad por medio un análisis termodinámico que nos permite ver las limitaciones del sistema y además nos permite hacer una selección de componente para la creación de la propuesta del sistema.

Por último, se modela un sistema ORC en el área de lingoteras para la recuperación calor residual por medio de un software CAD y apoyado por CFD, que utiliza la convección y la radiación, dos diferentes configuraciones son propuestas una de 1 kW y otra de 5 kW son analizadas.

ÍNDICE

<i>Agradecimientos</i>	I
<i>Dedicatoria</i>	II
<i>Resumen</i>	III
Capítulo 1 Introducción	1
1.1 Planteamiento del problema	3
1.2 Hipótesis	3
1.3 Objetivo	4
1.3.1 Objetivo general	4
1.3.2 Objetivos específicos	4
1.4 Justificación	4
1.5 Metodología	5
Capítulo 2 Recuperación de calor residual	7
2.1 Introducción	7
2.2 Eficiencia energética	8
2.2.1 Efecto en el medio ambiente	9
2.3 Métodos para alcanzar la eficiencia energética	9
2.4 Energía residual en forma de calor	10
2.5 Recuperación de calor	11
2.5.1 Prioridades en la recuperación de calor	11
2.6 Factores que afectan la factibilidad en la recuperación de calor	12
2.6.1 Cantidad de calor	12
2.6.2 Calidad de calor	13
2.6.3 Propiedades	13
2.6.4 Mínima temperatura permitida	14
2.6.5 Disponibilidad por calendarios de operación y logística	14
2.7 Principales tecnologías y métodos para el aprovechamiento del calor residual para la generación de energía eléctrica	15
2.7.1 Ciclos termodinámicos	15
2.7.2 Generación termoeléctrica	20
2.7.3 Generación con piezoeléctricos	21
2.7.4 Generación termo fotovoltaica	21
Capítulo 3 Bases matemáticas y CFD	23

3.1 Relación entre transferencia de calor y termodinámica.....	23
3.2 Transferencia de calor.....	24
3.2.1 Mecanismos de transferencia de calor	26
3.3 Análisis del ciclo termodinámico	29
3.3.1 Eficiencia.....	29
3.3.2 Bomba	30
3.3.3 Intercambiador de calor.....	30
3.3.4 Expansor.....	31
3.4 CFD.....	31
3.4.1 Ecuaciones gobernantes	32
3.4.2 Método de solución del sistema (Método de volumen finito).....	35
3.4.3 Parámetros clave en la aproximación y solución del sistema	37
Capítulo 4 Metodología.....	41
4.1 Introducción	41
4.2 Definición del proyecto	41
4.3 Análisis de alternativas de recuperación de calor	42
4.4 Selección del sistema	43
4.4.1 Medición de la fuente calor y áreas de estudio	44
4.5 Desarrollo del sistema.....	46
4.6 Evaluación técnica.	47
4.6.1 Propiedades de los Fluidos del ciclo termodinámico.....	48
4.7 Propuesta de diseño	50
4.8 Sistema de recuperación de calor propuesto.....	51
4.8.1 Sistema de recuperación de calor residual para el área de lingoteras	51
4.8.2 Captadores de calor	53
4.9 Factores de simulación de CFD	55
4.9.1 Propiedades de los materiales para cálculos analíticos y CFD	55
4.9.2 Condiciones del modelo de simulación.....	56
4.9.3 Discretización y áreas de análisis.....	59
4.9.4 Configuración y parámetros del modelo	62
Capítulo 5 Resultados y discusión.....	65
5.1 Introducción	65

5.2 Etapa de análisis.....	65
5.2.1 Registro de temperatura máxima y flujo de aire en la zona de estudio.....	66
5.2.2 Cálculo de la energía interna de las zonas de estudio	67
5.2.3 Resultados de las mediciones del área de lingoteo	69
5.2.4 Resultados de la comparativa del modelo de CFD y modelo físico.....	72
5.3 Etapa de desarrollo.....	74
5.3.1 Análisis termodinámico.....	74
5.3.2 Representación del sistema	77
5.3.3 Análisis de pruebas.....	79
5.3.4 Modelo propuesto.....	82
5.3.5 Parámetros de operación	83
5.3.6 Energía recuperada por el sistema.....	84
5.4 Adaptación de modelo propuesto.....	87
Capítulo 6 Conclusiones y trabajo a futuro	89
Trabajo a futuro y recomendaciones.....	90
Bibliografía.....	92
Lista de figuras	98
Lista de tablas	100
Anexos	101
Relación número de Grashof y Reynolds	101
Numero de Nusselt.....	103
Calor por convección y radiación	104
Diagrama de flujo de energía residual	105
Componentes del sistema.....	106
Expansores	108
Intercambiadores de calor	110
Bombas (1 kW y sistema de extracción y condensador).....	111
Bomba para 5 kW.....	112
Generador del sistema	114

Nomenclatura

A

A Área transversal normal al flujo de calor

a Coeficiente de absorción

C

c_p Calor específico del elemento

c_v Calor específico a volumen constante

E

E Energía

F

f_d Fracción difusa

F Fuerza

G

Gr Grashof

g Gravedad

H

h Coeficiente de transferencia de calor por convección

h Entalpía

h_t Energía total

h_m Energía cinemática

h_c Energía química

I

Nomenclatura

A

A Área transversal normal al flujo de calor

a Coeficiente de absorción

C

c_p Calor específico del elemento

c_v Calor específico a volumen constante

E

E Energía

F

f_d Fracción difusa

F Fuerza

G

Gr Grashof

g Gravedad

H

h Coeficiente de transferencia de calor por convección

h Entalpía

h_t Energía total

h_m Energía cinemática

h_c Energía química

I

I Intensidad de radiación intensidad

K

k Conductividad térmica emisividad

L

L Calor latente

L_c Longitud característica

M

\dot{m} Flujo másico

m Masa del sistema

M_w Peso molecular del fluido

N

n Especies

n_i Índice de refracción del medio adyacente

Nu Numero de Nusselt

$Nu_{combinado}$ Numero de Nusselt combinado

$Nu_{forzado}$ Numero de Nusselt forzado

$Nu_{natural}$ Numero de Nusselt natural

P

Pr Prandtl

P Presión

P_{op} Presión de operación

Q

Q Calor del sistema

\dot{Q} Flujo de calor

q, qc, qr Tasa de transferencia de calor por medio de conducción, convección y radiación en Watts

W

\dot{W} Trabajo

ε Emisividad

σ Constante de Stefan Boltzmann

σ_s Coeficiente de dispersión

η_{carnot} Eficiencia Carnot

η_{orc} Eficiencia de la maquina térmica (Ciclo Orgánico Rankine)

ρ Densidad

τ_{ij} Tensor de esfuerzos en cada una de las direcciones $i= x,y,z ; j= x,y,z$

Φ Energía potencial

ϕ Variable de interés

Γ Coeficiente de transporte difusivo

β Coeficiente de expansión volumétrica

$\beta_{liquida}$ Fracción líquida

ϕ_f Función de fase

Ω' Ángulo sólido

Capítulo 1

Introducción

Actualmente el ahorro de energía y la reducción de emisiones son objetivos principales en gran cantidad de países, las problemáticas como el aumento de las poblaciones a nivel mundial han provocado un incremento desmedido de uso de materiales no renovables para la generación de energía. Preservar los recursos naturales fósiles es una importante labor para el desarrollo de nuevas tecnologías en el ámbito de la energía. Alternativas energéticas como la solar, la geotérmica, biomasa y la recuperación de calor residual han llamado la atención en los últimos años como fuentes prometedoras para generación de electricidad y reducción en el consumo de combustibles fósiles. Hoy en día se han lanzado iniciativas de conservación de energía basadas en la integración de estas metodologías para reducir el consumo de la energía dentro de niveles industriales.

La recuperación de energía residual en forma de calor es considerada uno de los métodos para afrontar problemas de sustentabilidad y energía; durante los últimos años se han hecho investigaciones y han arrojado gran cantidad de posibilidades para poder aprovechar el calor residual; sin embargo, no se ha podido llegar a un nivel máximo de recuperación de calor, por lo tanto, es de vital importancia su continua investigación y desarrollo a fin de generar un método cada vez más eficiente.

En la actualidad hay programas de innovación que buscan la reducción de energía mediante el uso de energías renovables. En estos programas entran los procesos de manufactura, de los cuales la fundición es de los procesos más antiguos, pero a su vez más desafiantes e intensivos en el uso de la energía. Un proceso de fundición típico contiene seis etapas diferentes, que se clasifican en fusión, aleación, moldeado, vertido, solidificación y acabado. En cada etapa se requiere de un alto nivel precisión y control del proceso requiriendo un alto nivel de energía; la eficiencia energética se puede alcanzar mediante alteraciones y modificaciones en el proceso.

La recuperación del calor residual industrial se puede lograr a través de numerosos métodos: el precalentamiento de la chatarra, generación eléctrica y trabajo mecánico o el calentamiento de un fluido necesario, etc. La selección del método recuperación de calor dependerá de factores clave como la temperatura, la fase y la composición química, así como el uso final del calor recuperado.

El objetivo de esta investigación es identificar las diferentes zonas del área productiva aprovechables para la aplicación de alguna tecnología de recuperación de calor, esto afín de desarrollar la ingeniería básica de un sistema completo de recuperación de calor adaptado al sistema de producción de la empresa en particular.

Habiendo analizado las posibles áreas donde se podría extraer calor se eligió la zona de lingoteo (Vertido de material sobrante del proceso de moldeo); esto debido principalmente por su facilidad de acceso y conocimiento de las propiedades del material vertido y gran cantidad de energía que contiene el metal líquido.

El desarrollo del proyecto incluye el método de generación de energía eléctrica por medio de un Ciclo Orgánico Rankine (ORC por sus siglas en inglés), se eligió este ciclo por su eficiencia en la recuperación de calor y su posibilidad de optimizar el ciclo, además se propone propuesta del sistema a través de un software de diseño asistido por computadora (CAD por sus siglas en inglés) y una simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés) de la fuente de calor la cual funciona como una herramienta de optimización del sistema.

1.1 Planteamiento del problema

La empresa BlackHawk de México está dedicada a la producción de piezas de hierro nodular y gris, dicha empresa cuenta con un sistema de producción similar al mostrado en la Figura 1.1; en el subproceso de fusión de la materia prima es donde se encuentra la mayor cantidad energía utilizada para llevar a cabo el proceso de fundición, en este mismo subproceso se puede alcanzar temperaturas hasta 1400 °C o superior.

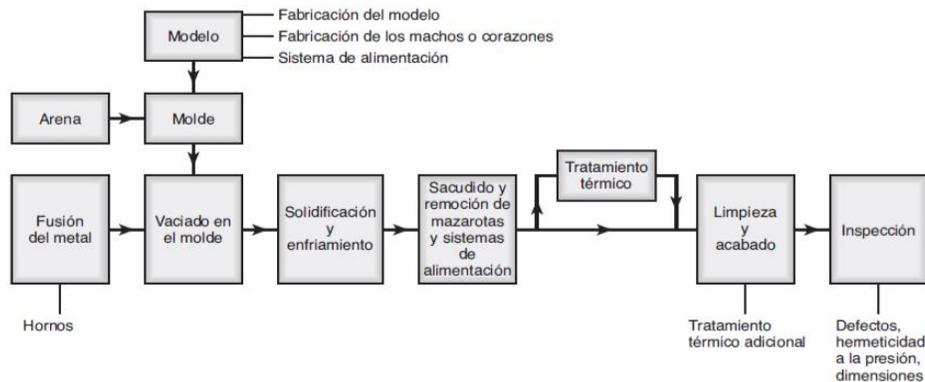


Figura 1.1 Proceso de fundición[1].

A partir del subproceso de fusión se encuentran diferentes áreas donde se puede encontrar calor no aprovechado, como: los gases residuales de los hornos, la radiación tanto de los hornos, así como las ollas de transferencia y vaciado de moldes además de productos calientes e incluso la energía solar.

Actualmente la empresa no cuenta con mecanismos para recuperar el calor residual dentro del proceso de fundición en las diferentes zonas del proceso. Utilizar el calor desperdiciado es un área de oportunidad, donde hay diversas opciones para conseguir este cometido, ya sea direccionando dicho calor hacia su utilización de vuelta al proceso o, bien convirtiéndolo en energía mecánica para después generar energía eléctrica.

1.2 Hipótesis

Es posible desarrollar un sistema de recuperación de energía mediante un análisis termodinámico con ayuda de la Dinámica de Fluidos Computacional en un proceso de fundición de metal.

1.3 Objetivo

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un modelo para recuperar calor residual y convertirlo en energía eléctrica para uso en planta.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Buscar en literatura tecnologías capaces de generar electricidad de manera directa o indirecta por medio de la recuperación del calor residual.
2. Identificar junto con la empresa las áreas más importantes de desperdicio de calor.
3. Conceptualización de la tecnología a desarrollar para el área de aplicación seleccionada.
4. Realizar modelación en computadora del sistema a desarrollar en CAD y dar una optimización continua en un software de CFD.
5. Promover el compromiso de sustentabilidad dentro de las empresas metalmecánicas de la región.

1.4 Justificación

El presente trabajo desarrolla una metodología para aplicar tecnologías de recuperación de calor. Donde se analizan opciones y se propone un diseño en el sistema de recuperación de calor con el fin de generar un sistema operativo en camino de la sustentabilidad en la empresa.

1.5 Metodología

Para el desarrollo de este proyecto se realizó una búsqueda bibliográfica y se utilizó como guía la publicación del departamento de energía de los Estados Unidos de América sobre la recuperación de calor residual, el trabajo de Robert Goldstick y Albert Thumann sobre los principios de recuperación de calor residual y además, la metodología utilizada por David Meyer y otros, donde se describen los factores a considerar dentro de la búsqueda de posibles oportunidades de recuperación de calor y la ingeniería necesaria para la creación de un sistema de recuperación de calor básico.

Análisis de alternativas: Basados en la actualidad se buscaron alternativas desde ciclos termodinámicos hasta opciones fotovoltaicas.

Análisis de zona de estudio: Basado en los factores mencionados en la publicación del departamento de energía de los Estados Unidos; desde la cantidad de calor hasta la disponibilidad de la fuente fueron revisados.

Selección de sistema a desarrollar: Extracción de parámetros necesarios por medio de herramientas de medición de calor como pirómetros o termopares registrar parámetros reales de temperaturas en las que se puede llegar el entorno de estudio y sea el factor principal para la selección del sistema.

Desarrollo del sistema: Comprende la evaluación técnica y propuesta de diseño del sistema en software CAD y apoyo a un software de CFD.

Evaluación técnica (Cálculo y modelo matemático del sistema implementar): Por medio de ecuaciones calcular un estimado de transferencia de calor al entorno por sus diferentes medios de transferencia y realizar un estudio termodinámico del sistema.

Modelación del sistema en software CAD: Mediante un proceso creativo, un proceso de diseño, y buscando siempre la solución del problema se proponen un método de extracción de calor de un medio sólido y una propuesta del sistema de recuperación.

Análisis CAE: Mediante un análisis de CFD ver el comportamiento del calor por conducción, convección y radiación. Además, de apoyar en el diseño y optimización de este.

En la Figura 1.2 se muestra el esquema utilizado para el desarrollo del proyecto.

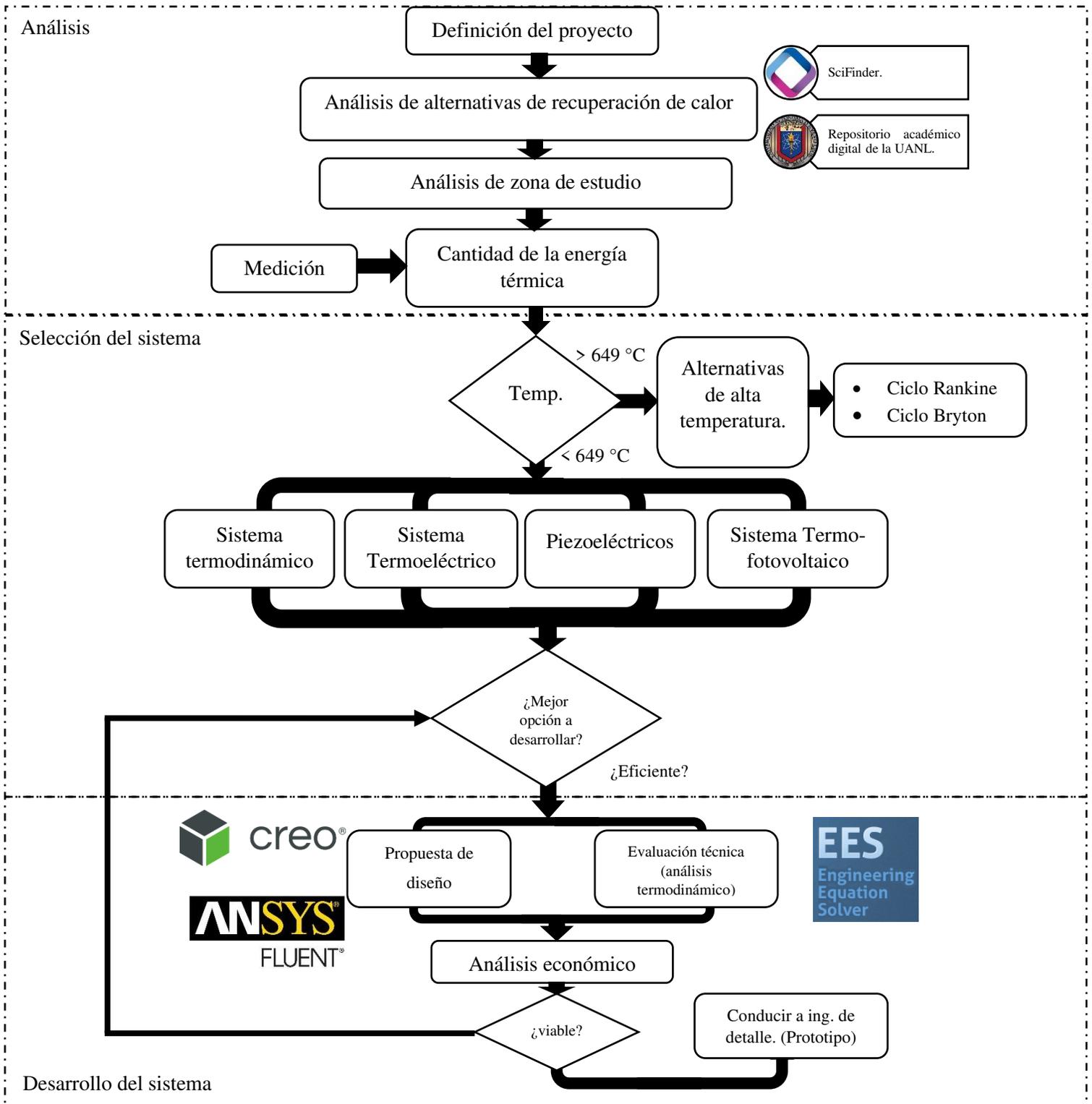


Figura 1.2 Metodología del proyecto.

Capítulo 2

Recuperación de calor residual

2.1 Introducción

En México hay más de 850 empresas de fundición de acero y hierro que dependen entre el 75 y 80 por ciento de la demanda que da el sector automotriz hacia el proceso de fundición, donde en 1996 representaban el 17.5% del consumo industrial final comparándolo con el 2016 en donde representaba el 14.4% del consumo final, aunque esto pudiera considerarse como avances en un mejor consumo de energía los datos indican que la industria cada día va aumentando con respecto a su consumo en México como se ilustra en la Figura 2.1 [2-4].

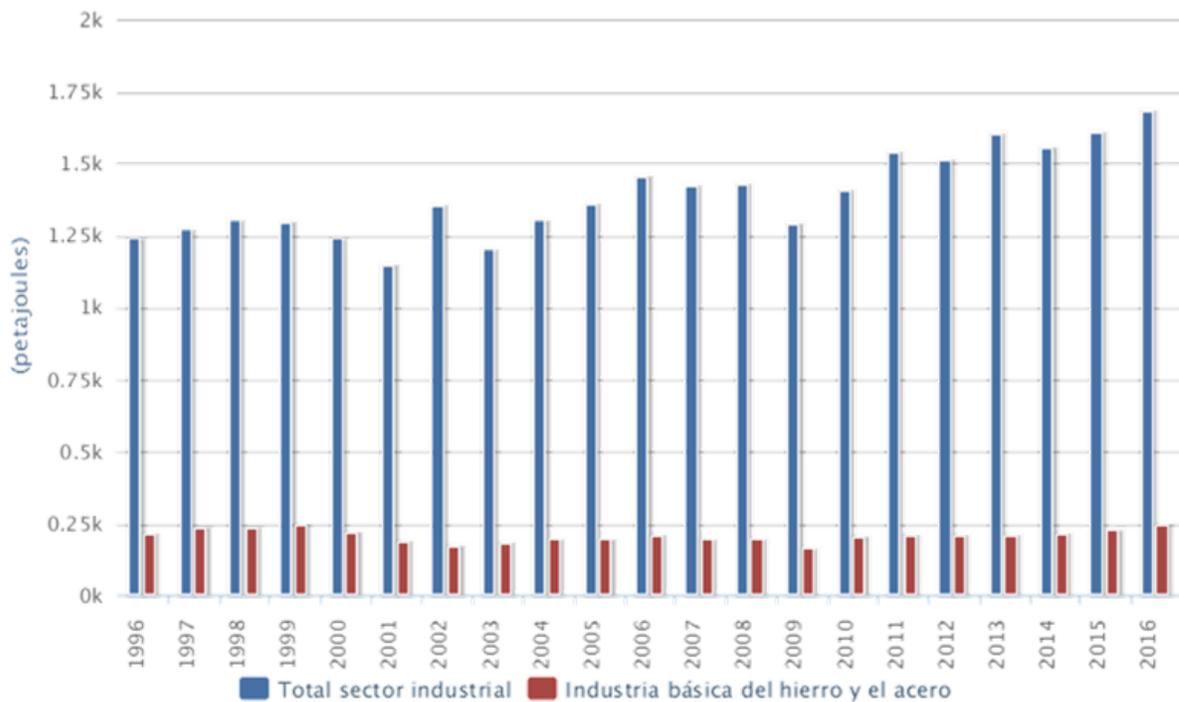


Figura 2.1 Consumo energético total industrial y consumo la industria básica del hierro y el acero desde 1996 hasta 2016 [5].

Por lo anterior la optimización de los recursos energéticos utilizados es de vital importancia como para el escenario industrial tanto para el gubernamental, ya que México y otra gran cantidad de naciones son dependientes de fuentes de energía no renovables como el petróleo y gas natural[6] como se muestra en la Figura 2.2. Es por esto por lo que buscar una eficiencia energética por medio de mecanismo de gestión o la implementación de nuevas tecnologías con el propósito de lograr una optimización en el consumo de la energía a nivel regional hasta internacional.

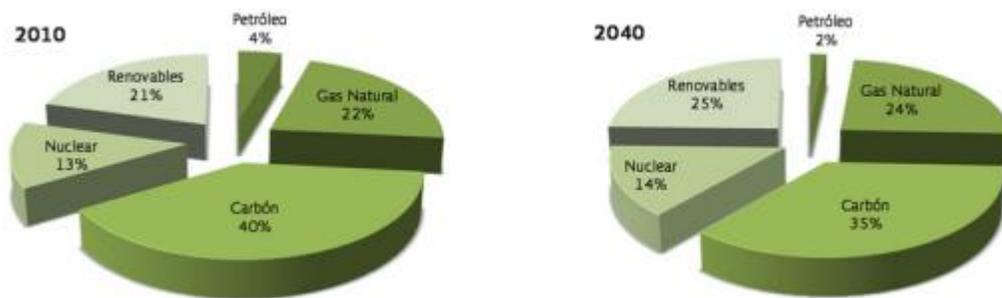


Figura 2.2 Fuente de energía para la generación eléctrica mundial, 2010 y 2040[7].

2.2 Eficiencia energética

La eficiencia energética es el reducir la cantidad de energía que se utiliza en una operación, pero a su vez conservando la calidad en su uso. Para la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía en México (CONUEE) este concepto consiste en la implementación de proyectos o medidas de eficiencia energética los cuales se originan principalmente por la necesidad de reducir costos de operación. Este ahorro de energía es producido en la mayoría de los casos por un cambio tecnológico o por nuevos diseños de máquinas. Aunque no siempre es así, ya que la reducción en el consumo de energía puede estar vinculada a una mejor gestión en el consumo de energía[8-9].

Como se ha dicho anteriormente aumentar la eficiencia energética es un importante objetivo porque aunque la energía es un insumo necesario para la industria; de la misma forma también aumenta la seguridad de abastecimiento de energía para los demás sectores

además del industrial y oportunidades de aprendizaje tecnológico, también reduce el consumo de recursos naturales y disminuye la emisión de gases contaminantes [8]; por ejemplo en Europa es un objetivo destacado para la búsqueda de un entorno inteligente, sostenible e integrador[10].

2.2.1 Efecto en el medio ambiente

Como se ha mencionado en este subtema la aplicación de tecnología o modelos para la eficiencia energética se ven reflejados no solo en un aspecto financiero sino también de un aspecto ambiental; la importancia de implementar una eficiencia energética mejor es la mitigación del cambio climático, protección del medio ambiente en general y reducción de la dependencia de combustible lo cual se ha demostrado con frecuencia[11].

La industria en su totalidad representa el 40% de la demanda de energía a nivel mundial[12] por lo que para los gobiernos es prioridad mejorar la eficiencia energética. Por ejemplo; la estrategia de la comisión europea es su apartado de objetivos de cambio climático y energía plantea como uno de sus puntos el incremento del 20% de la eficiencia energética; en México también se cuenta con programas y fondos que financian la investigación y desarrollo de este concepto; CFE -CONACYT es un fondo dedicado para el desarrollo tecnológico en energía en el país [11] a la par existen organizaciones no gubernamentales como son el Banco Mundial y el protocolo de Kyoto quienes apoyan e impulsan al sector privado a buscar mecanismos que promueven lograr un mejor consumo en la energía[13].

2.3 Métodos para alcanzar la eficiencia energética

Con lo mostrado en los subtemas anteriores se llega a la conclusión que es importante el buscar alternativas para la optimización o buscar tecnologías que sustituyan a las energías no renovables u optimicen el consumo de esta[14].

Fuentes alternativas de energía como solar, geotérmica, biomasa y aprovechamiento de desperdicio de calor residual han ganado atención como fuentes para la generación de electricidad y reducción en el consumo de energías no renovables[14-17].

Además; utilizar ideas innovadoras para lograr una mejor eficiencia en la energía es también una alternativa, ya sea reutilizar la energía desperdiciada para precalentar chatarra o para generar electricidad, también son alternativas que ayudan a alcanzar la máxima eficiencia energética en el proceso de manufactura. Este trabajo se centrará en la recuperación de calor para generación de energía eléctrica para incrementar la eficiencia energética dentro de la planta.

2.4 Energía residual en forma de calor

La energía residual en forma de calor se refiere a la energía que se genera sin ningún uso específico en este caso particular se refiere a los procesos industriales; entre las principales fuentes se encuentran los gases calientes que se arrojan a través de las chimeneas, los productos calentados que salen de los procesos y la transferencia de calor de las superficies de los equipos calientes[18].

Este tipo de energía es un desperdicio muy alto en la industria de la energía comercial y en la utilización de sus productos[19]. La cantidad exacta de calor desperdiciado es pobremente cuantificado dentro de las industrias; sin embargo varios estudios estiman que de un 20% a un 50% de la energía es finalmente convertida en calor residual[18]. Las pérdidas de materiales y energía durante el proceso de fundición representan ineficiencias que aumentan costos de las operaciones de producción. Modificar el diseño y/o la operación de cualquier paso en el proceso de fundición puede afectar los pasos subsiguientes. Por lo tanto es importante examinar el impacto de todas las modificaciones propuestas durante todo el proceso de fundición para garantizar que la mejora energética no se traduzca en una carga de energía en otro paso[18].

2.5 Recuperación de calor

La recuperación de calor residual implica capturar y reutilizar el calor residual en procesos industriales para la calefacción o para generar trabajo mecánico o eléctrico algunos usos para el calor residual con la generación de electricidad, precalentamiento de un fluido, precalentamiento de carga antes de entrar a hornos, refrigeración por absorción, etc.[18]

En la industria la recuperación de energía es siempre un sinónimo de recuperación de calor. El uso económico de este medio es posible siempre y cuando el calor se encuentre concentrado en lugar antes de que se disperse a través de la atmósfera y entre mayor temperatura, menos complicado y costoso será la recuperación de calor [20].

Gran parte del calor residual se emite en forma concentrada y por lo tanto puede utilizarse para el propósito, pero donde sea que se quería recuperar calor se debe ser primero ser analizado a detalle[20].

2.5.1 Prioridades en la recuperación de calor

Heesung Shin[20] menciona que para la poder decir hacia donde canalizar el calor recuperado deben priorizarse el orden de las siguientes pautas:

1. El calor residual producido en un proceso de manufactura debe ser recirculado dentro del mismo como sea posible.
2. El calor residual producido en la planta industrial debe ser recirculado para uso de la misma empresa como sea posible.
3. Solo después de agotar las dos primeras oportunidades se debe considerar para uso externo de la planta.

2.6 Factores que afectan la factibilidad en la recuperación de calor

El departamento de energía de los Estados Unidos de América y otros [18] menciona que la evaluación de factibilidad de la recuperación de calor residual requiere la caracterización de la fuente de calor residual y la forma de que el calor se transferirá, los parámetros importantes son los siguientes.

1. Cantidad de calor
2. Calidad de calor
3. Composición
4. Mínima temperatura permitida
5. Calendarios de operación disponibilidad y cualquier otra logística.

De los cuales los dos primeros son los más importantes al realizar un estudio de factibilidad de la cual manera el departamento de energía de los Estados Unidos define a continuación.

2.6.1 Cantidad de calor

El contenido de calor es una medida de cuánto calor hay contenido en el medio que da la pérdida de calor. Por ejemplo, para un sistema sólido sin cambio de fase como se muestra en la Ec. 2.1[21] o para un sistema a con cambio de fase como se muestra en la Ec. 2.2[22].

Energía = calor sensible

$$E = M * C_p * \Delta T_1 \quad \text{Ec. 2.1}$$

Energía = calor sensible + calor latente + supercalentamiento

$$E = (m * c_p * \Delta T_1) + (m * L) + (m * C_p * \Delta T_2) \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

- E = Energía (kJ)
- m = Masa del elemento (kg)
- c_p = Calor específico del elemento (kJ/kg*K)
- $\Delta T1$ = Primera diferencia de temperaturas (K)
- $\Delta T2$ = Segunda diferencia de temperaturas (K)
- L = Calor latente (kJ/kg)

2.6.2 Calidad de calor

Se puede definir como la cantidad de calor útil que se puede utilizar en el sistema de recuperación, este factor es la llave para mostrar la factibilidad de la selección del sistema de recuperación de calor que se planea utilizar.

Con ayuda de este factor las oportunidades se pueden acomodar en la siguiente nomenclatura[23].

1. Alta: 649 °C y superior
2. Media: 232 a 649 °C
3. Baja: 232 °C e inferior

2.6.3 Propiedades

Aunque la composición química no afecta directamente en la calidad o la cantidad del calor disponible, este afecta al proceso de recuperación de calor ya que la composición química determina factores tales como la conductividad térmica y el calor específico valores que afectan por ejemplo la eficiencia de un intercambiador de calor, por ende, afectan también al diseño, limitaciones de materiales y costos[18].

2.6.4 Mínima temperatura permitida

El mínimo de temperatura permitida está a veces estrechamente relacionado con problemas de corrosión del sistema utilizado para la recuperación de calor, por ejemplo, es muy normal que los intercambiadores de calor sean atacados por este fenómeno como se muestra en la Figura 2.3[18].



Figura 2.3 Recuperador abandonado para fundición de aluminio[18].

2.6.5 Disponibilidad por calendarios de operación y logística

Muchos factores adicionales pueden determinar el clima de factibilidad en la recuperación de calor, por ejemplo, una operación de baja escala tal vez no pueda colocar un sistema de recuperación energética ya que no tenga el suficiente capital, además que las ganancias se pueden ver reflejadas mucho tiempo después. El calendario de operación puede afectar, si la fuente de calor solo está disponible por un tiempo limitado, por ejemplo; un intercambiador de calor estaría expuesto a una temperatura alta y después baja causando una fatiga térmica. Otro caso importante es la facilidad de acceso a la pérdida de calor, en algunos casos las restricciones creadas por equipos o arreglos dentro de la planta dificultan el acceso a la fuente de calor[18].

2.7 Principales tecnologías y métodos para el aprovechamiento del calor residual para la generación de energía eléctrica

Las tecnologías de recuperación de calor se han convertido en piedra angular y son cada vez más interesantes para la gestión de la energía y residuos. Por otro lado, la crisis mundial en energía ha demostrado la importancia de desarrollo sostenible como se mencionó previamente. Las industrias del mañana deben abordar simultáneamente las dimensiones económicas, social y ecológica con procesos lo más limpios posibles, en el mediano y largo plazo para alcanzar metas como cero desperdicios o cero emisiones ya que estos serán los objetivos de la fábricas del futuro [24], para ello se muestran las siguientes tecnologías enfocadas en aprovechar el calor desperdiciado de los procesos para su conversión en energía eléctrica; cual es el principal interés de la compañía.

2.7.1 Ciclos termodinámicos

Kurt C. Rolle menciona que un ciclo es la combinación de mínimo dos procesos que cuando se complementan son capaces de regresar el sistema a su estado inicial. Y así mismo los sistemas que son capaces de transformar el calor en trabajo se les llama máquinas térmicas [25]. Estas máquinas térmicas están regidas principalmente por ciclos termodinámicos que son una sucesión cíclica de procesos termodinámicos que al ser realizados por el fluido, dan una aportación y una extracción de calor con la es cual es posible de transformarlo a trabajo mecánico [26].

2.7.1.1 Ciclo Carnot

Este ciclo representa el rendimiento más elevado cual se puede asociar a un ciclo termodinámico, sin embargo, no existe ningún mecanismo que permita seguir todos los procesos que implica el ciclo.

Este ciclo se muestra como un prospecto de ciclo ideal para los demás ciclos de vapor y explicar el comportamiento del ciclo de vapor, el ciclo se conforma con las siguientes etapas ilustradas en la Figura 2.4.

1-2 Compresión isotérmica reversible a la temperatura baja

2-3 Compresión adiabática reversible desde una temperatura baja hasta una temperatura alta

3-4 Expansión isotérmica reversible a la temperatura alta

4-1 Expansión adiabática reversible de la temperatura alta a baja

Lo que daría que el calor que entra es igual al trabajo que se genera que se podría observar en un diagrama temperatura contra entalpía como se muestra en la Figura 2.4[26].

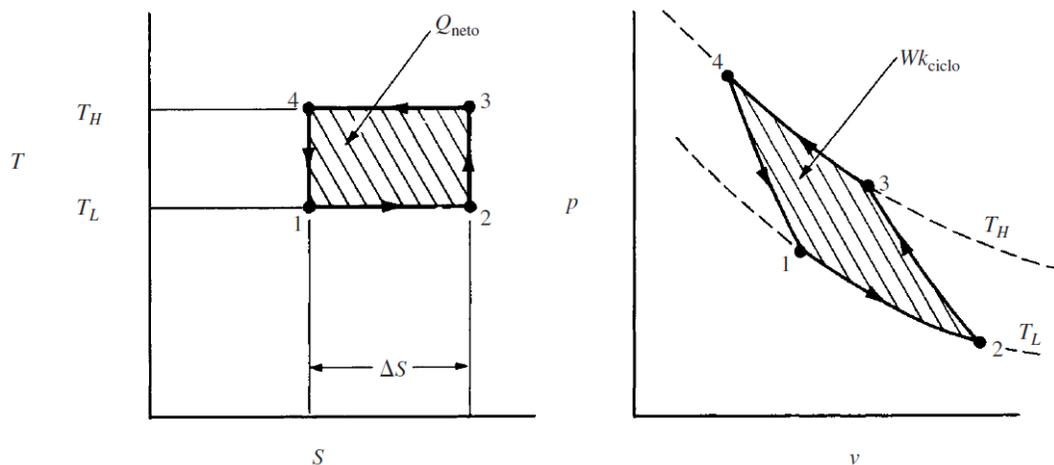


Figura 2.4 Diagramas de propiedades para el ciclo Carnot [25].

2.7.1.2 Ciclo Rankine ideal

El ciclo Rankine es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor [21]. Es el que describe con más fidelidad el funcionamiento de la turbina ideal de vapor [25]. Consiste en los siguientes cuatros procesos que se representa en la Figura 2.5.

1-2 Compresión adiabática de líquido.

2-3 Adición de calor isobárica para convertir líquido a vapor.

3-4 Expansión adiabática del vapor hasta una presión baja.

4-1 Rechazo isobárico de calor para condensar el vapor.

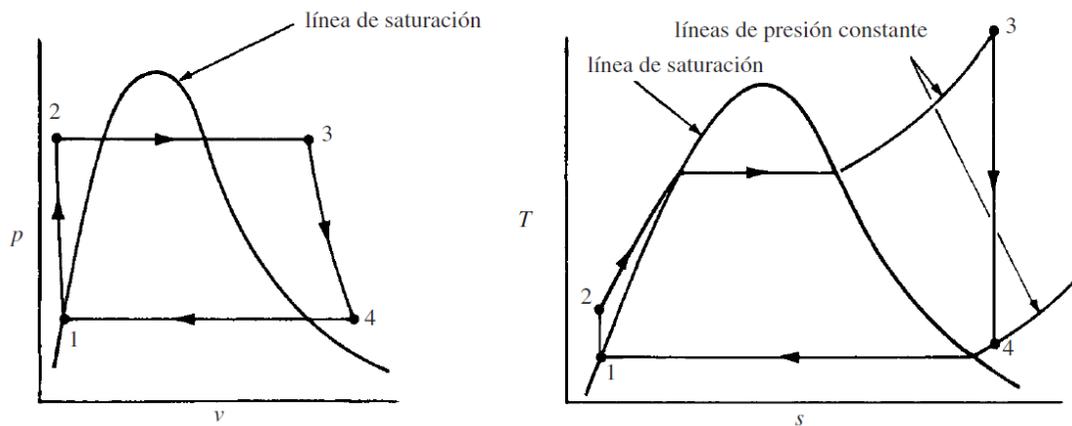


Figura 2.5 Diagrama de fase de ciclo Rankine ideal [21].

2.7.1.3 Ciclo Orgánico Rankine

Lo particular del ciclo orgánico Rankine (ORC por sus siglas en inglés) contra el tradicional ciclo Rankine es el fluido de trabajo donde un componente orgánico es usado en vez de agua. Este componente orgánico es generalmente un refrigerante, un hidrocarburo, aceite de silicona, etc.; donde el punto de ebullición es más bajo que el del agua lo que permite recuperar calor en una baja temperatura en comparación al tradicional ciclo Rankine [27]. El ciclo orgánico Rankine está compuesta de manera similar al ciclo Rankine lo cual puede ser observado en la Figura 2.6.

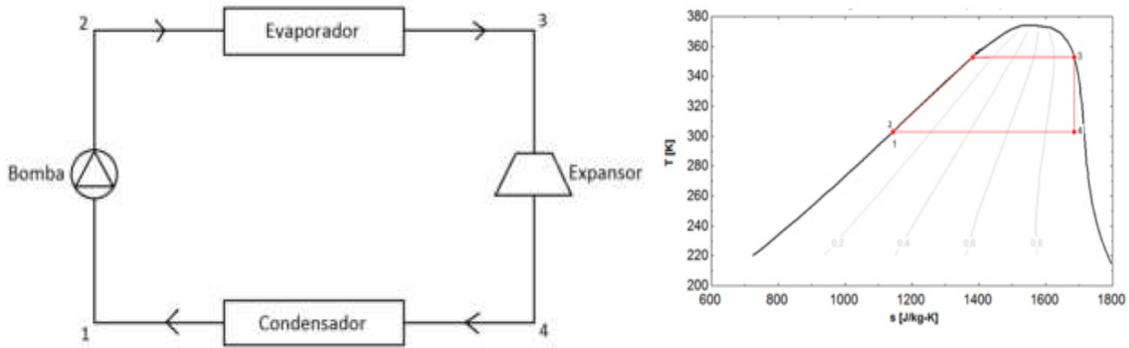


Figura 2.6 Ciclo orgánico Rankine (R134a)[27].

2.7.1.4 Ciclo Kalina

Este ciclo es otra variante del ciclo Rankine ideal como se muestra en la Figura 2.7, este utiliza una mezcla amoníaco-agua. Esto provoca que al ser una mezcla de sustancias el punto de ebullición aumente con respecto al amoníaco esto permite una mejor combinación térmica con la fuente de calor residual y con el medio de refrigeración en el condensador. En consecuencia, se logra una eficiencia mayor importante.

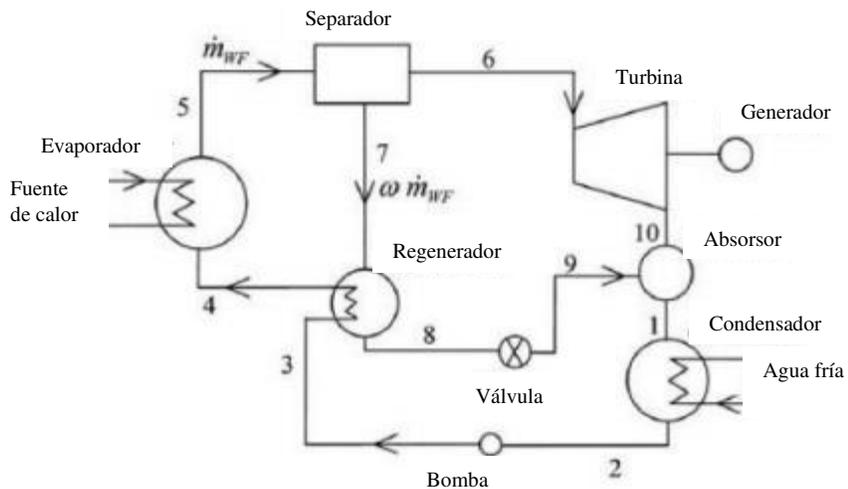


Figura 2.7 Ciclo Kalina[28].

2.7.1.5 Ciclo Stirling

Comparándolo con el ciclo Carnot este ciclo en particular difiere en dos procesos isoentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante, utiliza un principio de regeneración un proceso en el que se transfiere calor hacia un dispositivo de almacenamiento de energía térmica durante un parte del ciclo y transfiere de nuevo al fluido [21]. El ciclo está compuesto por cuatro procesos reversibles como se muestra en la Figura 2.7.

- 1-2 expansión a temperatura constante
- 2-3 regeneración a volumen constante
- 3-4 compresión a temperatura constante
- 4-1 regeneración a volumen constante

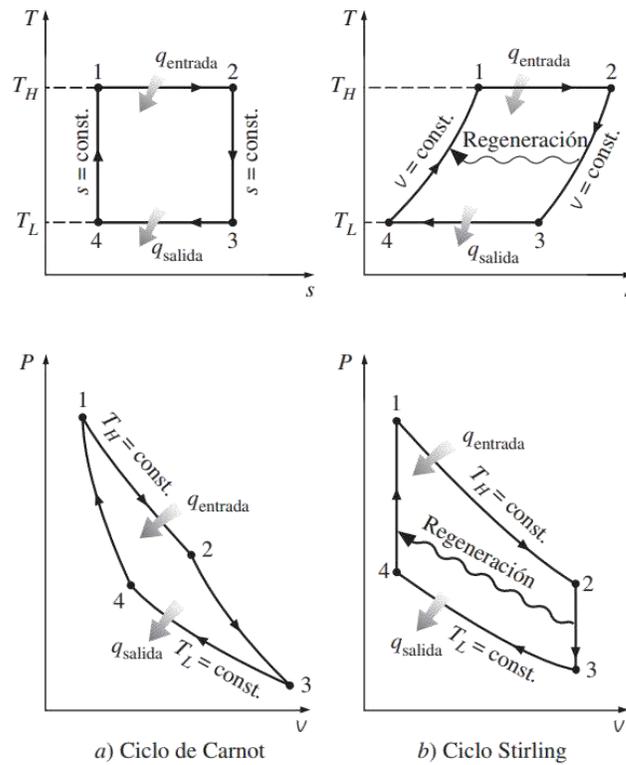


Figura 2.8 Diagramas T-s y P-v, Comparativo entre el ciclo Carnot y Stirling[21].

2.7.2 Generación termoeléctrica

La generación termoeléctrica es una tecnología que convierte directamente el calor en electricidad utilizando el efecto Seebeck. Esta tecnología es amigable con el medio ambiente tiene un papel importante en la conservación de la energía, la recuperación de calor y la reducción de CO₂ [29].

Esta tecnología consiste en módulos que contiene en si dos materiales semiconductores bloques llamados tipo-p y tipo-n que en donde uno de sus lados es suministrado calor [30].

Además, este sistema es capaz de producir calor y frío si le aplica una corriente eléctrica en vez de calor en las placas como se muestra en Figura 2.9.

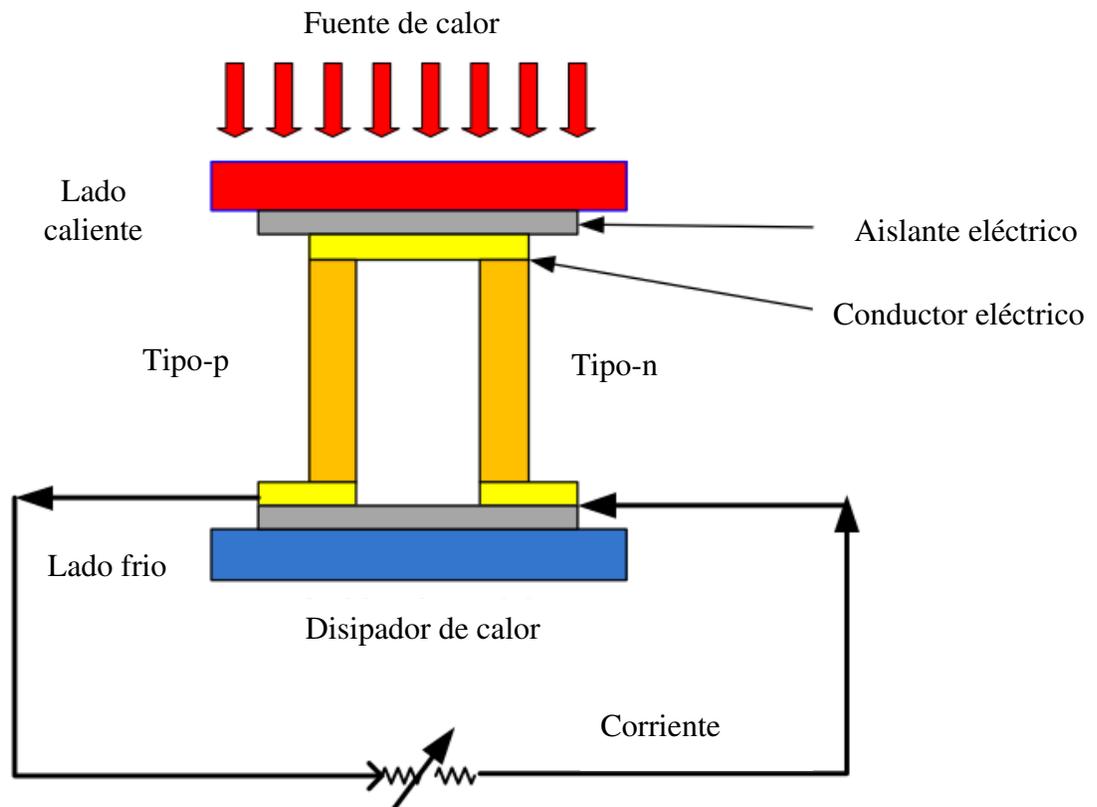


Figura 2.9 Sistema termoeléctrico[30].

2.7.3 Generación con piezoeléctricos

Un piezoeléctrico es un dispositivo electromecánico que presenta un cambio de dimensiones cuando se aplica un voltaje [31]. Esta tecnología opera con la teoría de una expansión oscilante de líquido a gas dentro de una cámara cerrada que ocasiona una deformación a una película delgada, creando así un voltaje dependiente del tiempo [32]. Esta tecnología tiene solo un 1% de eficiencia [32] para convertir el calor en energía eléctrica, estableciendo estos dispositivos como una tecnología con muchos desafíos técnicos para lograr una generación de energía como son la confiabilidad y durabilidad a largo plazo y por supuesto un costo muy alto.

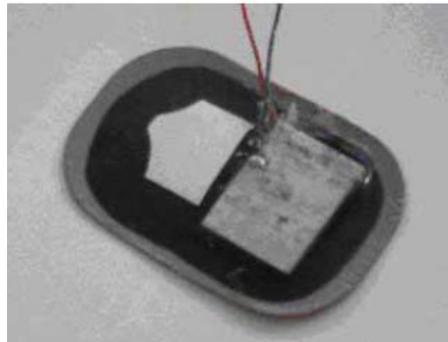
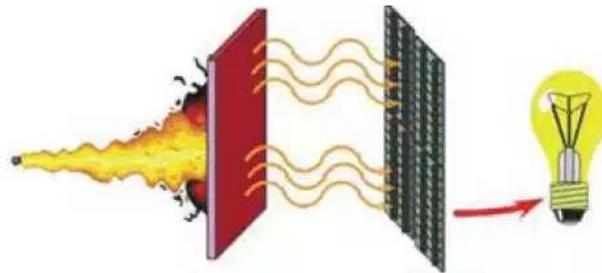


Figura 2.10 Piezoeléctrico para recuperación de energía para la vibración[32].

2.7.4 Generación termo fotovoltaica

La generación de electricidad es por medio de una unión p-n de semiconductor que convierte la energía electromagnética radiada por una fuente de térmica de alta temperatura, estas fuentes típicamente están en el rango de 1000-2000 K (926-1726 °C)[33].

Las principales ventajas de los sistemas por medio de la generación termo-fotovoltaica frente otros dispositivos de recuperación de energía son la reversibilidad de la fuente de calor y la ausencia de partes móviles [34]. El inconveniente más importante de los sistemas termo-fotovoltaicos son su baja eficiencia de conversión [35].



Calor → Radiación → Potencia eléctrica

Figura 2.11 Transformación de calor a energía por medio de sistema termo fotovoltaico[36].

Capítulo 3

Bases matemáticas y CFD

En este capítulo se detallan los conceptos básicos y las bases matemáticas necesarias para comprender la transferencia de calor del metal cual es vertido en las lingoteras y las ecuaciones que rigen el funcionamiento del sistema el cual transforma la energía calorífica a energía eléctrica cuál es el ciclo termodinámico Rankine. Además, el funcionamiento de la herramienta de ANSYS Fluent software utilizado como herramienta de apoyo en la conceptualización del sistema de recuperación de calor, así como herramienta visual de los métodos de transferencia de calor para la compañía.

3.1 Relación entre transferencia de calor y termodinámica

Es importante mencionar que la termodinámica es el estudio de la energía y que está regida por leyes donde Cengel[21] las menciona de la siguiente manera.

1. La ley cero menciona que un cuerpo caliente transfiere su energía a otro cuerpo frío hasta alcanzar un estado de equilibrio térmico.
2. La primera ley establece el principio de conservación de la energía donde esta puede cambiar de una forma a otra, pero su cantidad total se mantiene constante.
3. La segunda ley afirma que la energía tiene tanto cantidad como calidad y los procesos ocurren hacia donde disminuye la calidad de la energía, por ejemplo: la lingotera transfiere su calor hacia el aire esto ocasiona que la energía se degrade ocasionando que se transforme en una forma menos útil.

Todos los procesos comprenden el intercambio o conversión de energía, obedeciendo las leyes de la termodinámica, pero la termodinámica está restringida principalmente al estudio de los estados de equilibrio de un proceso y dado que el flujo de calor es ocasionado por un desequilibrio de temperaturas es muy erróneo hacer un cálculo con esta ciencia; por lo tanto

su razonamiento cuantitativo se debe de apoyar en otras ramas de la ciencia como es la transferencia de calor[37] como se muestra en la Figura 3.1.

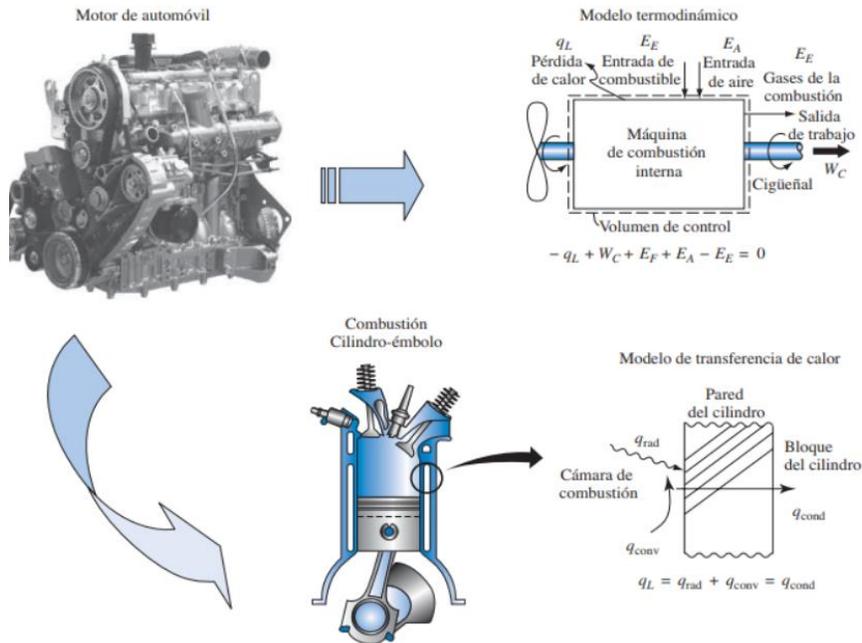


Figura 3.1 Modelo termodinámico y modelo transferencia de calor de un motor[37].

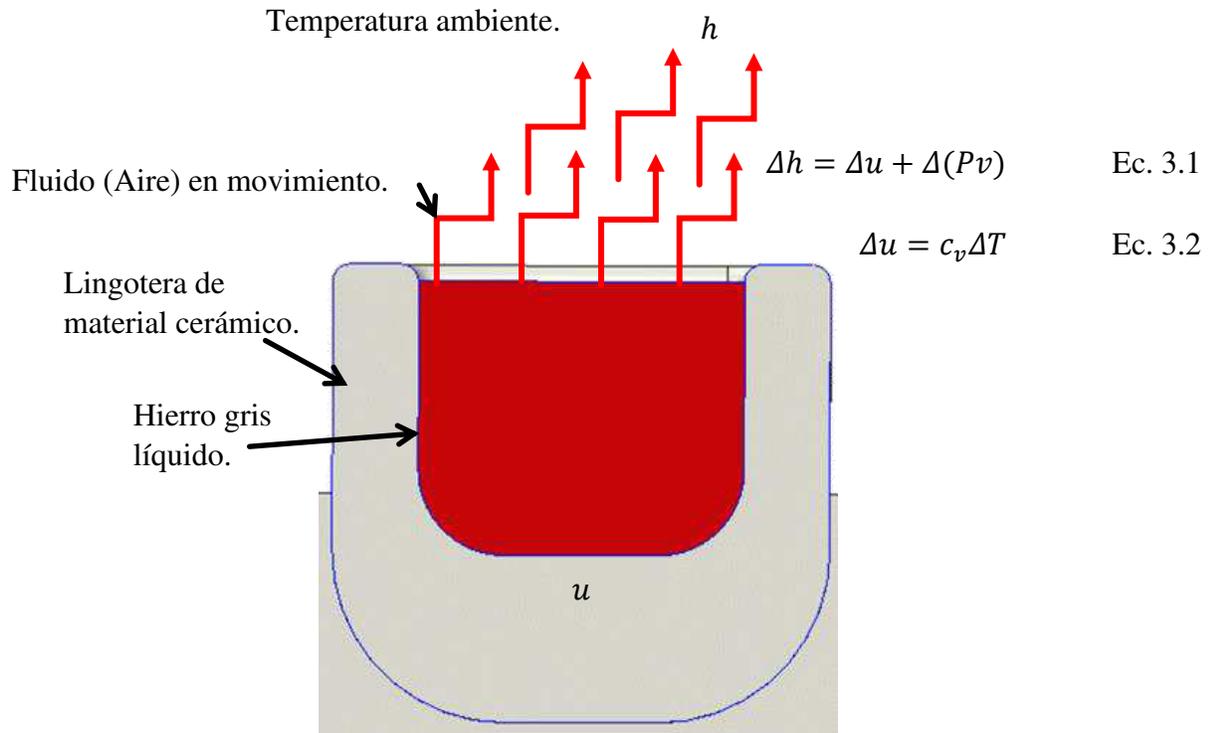
3.2 Transferencia de calor

La energía se define como la facultad que posee un sistema a para producir trabajo. La energía puede existir en varias formas: térmica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear[26].

Jesús Álvarez[26] menciona que la energía total de un sistema se caracteriza mediante tres componentes: la energía cinética asociada a su movimiento, la potencial asociada a un campo de fuerza contra el que trabaja y, por último, la energía interna asociada a la composición química y atómica así como a su nivel de agitación según la temperatura.

Varios autores[21], [25], [37] representan a la energía interna(u) como la energía de un fluido en no movimiento mientras que a la energía interna de un fluido en movimiento más el trabajo de flujo, se le conoce como entalpia(h), la cual depende de la variación de su valor en el estado inicial y en el estado final.

En la Figura 3.2 se explica de una manera visual la interpretación de estos conceptos vistos desde la zona de estudio.



h, u Entalpía y energía interna (kJ/kg).

P Presión (kPa).

v Volumen específico (m^3/kg).

c_v Calor específico a volumen constante (kJ/kg*k).

ΔT Diferencial de temperatura(k).

Figura 3.2 Sistema bajo análisis y representación de la energía interna y entalpía.

Durante el proyecto se consideró al aire en contacto con la lingotera como un gas ideal y sustancia incompresible, debido a que se encuentra una presión constante (atmosférica) y a volumen constante. Esto ocasiona que los calores específicos para volumen y presión constante sean idénticos, y que solo dependan de la temperatura.

Con los conceptos mostrados, la ecuación en el cambio de la energía interna se puede definir como la Ec. 3.3 donde m representa la masa del sistema analizado.

$$\Delta U = mc_{prom}\Delta T \quad \text{Ec. 3.3}$$

La energía se puede transferir de dos formas por calor o trabajo, la energía interna de la lingotera solo puede ser por calor, debido a que no hay ninguna generación de trabajo dentro del sistema, dejando expresado que el calor expulso por el sistema depende solo del cambio de la energía interna debido por el diferencial de temperaturas como se expresa la ecuación 3.4.

$$\Delta U = Q \quad \text{Ec. 3.4}$$

Estas consideraciones físicas representan la obtención de la ecuación mostrada en el Capítulo 2 sobre cantidad de calor (Ec. 2.1), La transferencia de calor es la ciencia que estudia el movimiento de esta energía interna provocado por el desequilibrio de temperaturas del sistema en estudio. Existen mecanismos de transferencia de calor son la conducción, convección y radiación[38].

3.2.1 Mecanismos de transferencia de calor

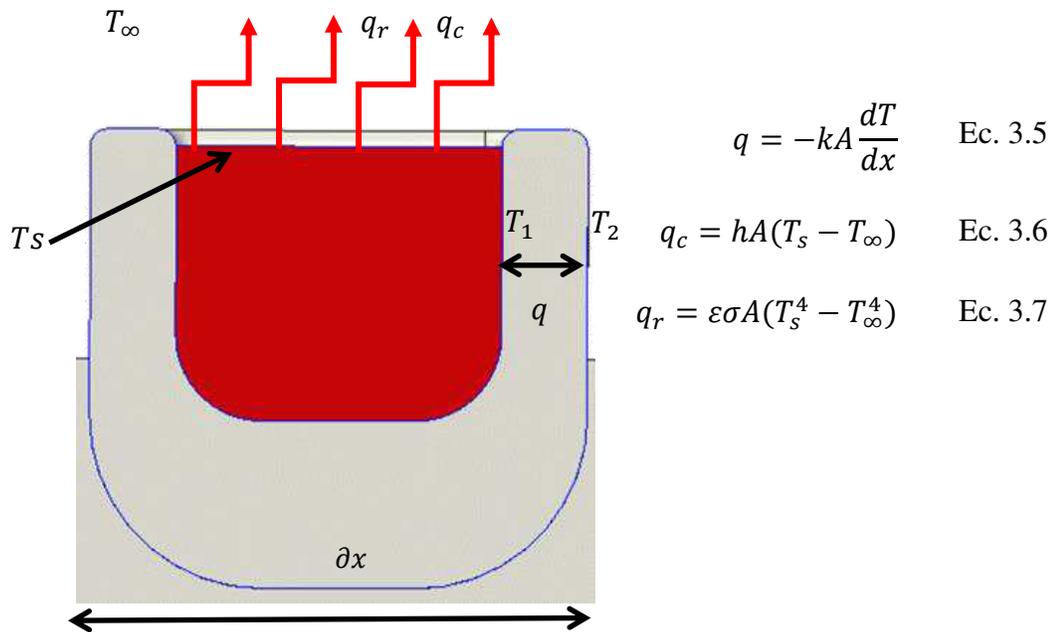
Los procesos de transferencia de energía ocurren del medio que tiene la temperatura más elevada hacia la más baja y como se mencionó en la ley cero de la termodinámica estos tipos de flujos se detendrán cuando se esté en equilibrio térmico el sistema R.S. Rasing[39] lo define de la siguiente manera:

Conducción: ocurre en un cuerpo sólido, la energía es transferida de una región de alta temperatura a una región de baja temperatura.

Convección: determina el flujo de calor a través de un sólido y su ambiente circundante, es ocasionado por dos factores, la conducción que ocurre a través del solido al fluido y fuerza externa que puede ser un cambio de presión o un cambio de densidad.

Radiación: Este modo de transferencia igual que la convección ocurre por medio de un sólido y su ambiente circundante con o sin presencia de un fluido circundante, es decir la transferencia de calor puede ocurrir en el vacío.

La Figura 3.3 muestra las diferentes formas de transferencia de calor y sus formas matemáticas de forma resumida para la comprensión de este proyecto.



q, q_c, q_r Tasa de transferencia de calor por medio de conducción, convección y radiación en Watts (W, j/s).

A Área transversal normal al flujo de calor (m^2).

k, h, ϵ, σ Conductividad térmica ($W/m \cdot k$), coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \cdot k$), emisividad y constante de Stefan Boltzmann ($W/m^2 \cdot k^4$).

T_1, T_2, T_s, T_∞ Temperaturas en la superficie y la temperatura del ambiente en kelvin (k), ($T_1 > T_2 > T_s > T_\infty$).

Figura 3.3 Ecuaciones de transferencia de calor representadas en el sistema.

3.2.1.1 Transferencia de calor por convección

La convección puede ser considerada como libre o forzada dependiendo de lo que genere el movimiento del fluido; la convección forzada ocurre cuando se obliga al fluido a moverse a través de una superficie, y la convección natural es causado por efectos como el cambio de densidad del fluido circundante.

La transferencia de calor por convección tanto como natural y forzada dependen de las propiedades de viscosidad dinámica conductividad térmica, densidad y calor específico y la velocidad del fluido y también de la configuración geométrica y aspereza de la superficie en análisis. Con el fin de reducir variables y dimensiones que rigen dentro del análisis es normal en práctica utilizar números adimensionales, un importante valor adimensional en el estudio de análisis de convección es el número de Nusselt (3.8) cual muestra que tan eficaz es la convección dentro del análisis.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad \text{Ec. 3.8}$$

Donde k es la conductividad térmica del fluido y L_c es la longitud característica L_c .

Para convección forzada el número Nusselt queda expresado como:

$$\text{Laminar: } Nu = 0.664Re_l^{0.5}Pr^{1/3} \quad \text{Ec. 3.9}$$

$$\text{Turbulento: } Nu = 0.037Re_l^{0.8}Pr^{1/3} \quad \text{Ec. 3.10}$$

Para convección natural el número de Nusselt en base en la correlación utilizada de una superficie horizontal queda expresado como:

$$Nu = 0.54Ra^{1/4} \quad \text{Ec. 3.11}$$

Donde Ra representa el número de Rayleigh que es el producto de los números de Grashof y de Prandtl, como se muestra en la Ec. 3.12:

$$Ra = Gr_l Pr \quad \text{Ec. 3.12}$$

Si es una convección mixta el número de Nusselt queda expresado como:

$$Nu_{combinado} = (Nu_{forzada}^n + Nu_{natural}^n)^{1/n} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Donde el signo positivo significa un flujo de apoyo transversal y los valores de n varía entre 3 y 4 dependiendo de la configuración geométrica que intervenga, valores de 3 se correlacionan con superficies verticales y valores mayores de n resulta más apropiados para superficies horizontales[40].

3.3 Análisis del ciclo termodinámico

Como ya se ha mencionado el desarrollo de este proyecto comprende la recuperación del calor residual por medio del ciclo Rankine orgánico. Es fundamental el entendimiento de las reglas matemáticas que rigen un sistema termodinámico.

Como se mostró en la Figura 2.5 los ORC's están constituidos por los mismos componentes que un ciclo Rankine convencional, es decir: turbina, evaporador, condensador y bomba. Y sin embargo, existen posibilidades para hacer mejoras al ciclo en su configuración básica para hacerlos más eficientes[41].

3.3.1 Eficiencia

Es importante conocer la eficiencia de toda máquina térmica, para la evaluación de su desempeño termodinámico, esta suele ser comparada con la máxima eficiencia posible cual es eficiencia Carnot y puede ser calcula con la misma fuente térmica.

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{cond}}{T_{evp}} \quad \text{Ec. 3.14}$$

La eficiencia térmica es definida como la relación entre el trabajo neto y la tasa de calor de la caldera

$$\eta_{orc} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{salida}} \quad \text{Ec. 3.15}$$

Pero para poder analizar este factor es necesario analizar los componentes que gobiernan el sistema, para el proyecto el sistema fue analizado de una forma ideal sin cuantificar las pérdidas de presión y calor por efectos de fricción en tuberías.

3.3.2 Bomba

Una bomba convierte la energía mecánica en energía cinética[42]. La bomba crea un vacío lo cual fuerza al líquido a la entrada de la misma y empuja al líquido hacia la salida venciendo la resistencia del flujo provocando un aumento de presión al fluido de trabajo [43]. La condición que debe cumplir el fluido en esta etapa es que debe ser líquido sub-enfriado, es decir no ser una mezcla líquido-vapor. Si se considera que la energía potencial y cinética en la bomba son despreciables, y que el proceso es adiabático, el balance de la potencia térmica requerida por la bomba es dada por la Ec. 3.16 y despejada en la Ec. 3.17:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{entrada} h_{entrada} - \sum \dot{m}_{salida} h_{salida} \quad \text{Ec. 3.16}$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}(h_{salida} - h_{entrada}) \quad \text{Ec. 3.17}$$

O,

$$\dot{W}_b = \dot{m} * v(P_{salida} - P_{entrada}) \quad \text{Ec. 3.18}$$

La entalpia en la salida de la bomba es dada por:

$$h_{salida} = h_{entrada} - \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} \quad \text{Ec. 3.19}$$

Para obtener la potencia necesaria para la bomba[44] es dada por:

$$Potencia(HP) = \frac{Presión(psi) * Caudal(gpm)}{1460} \quad \text{Ec. 3.20}$$

3.3.3 Intercambiador de calor

El intercambiador de calor funciona en un extremo como evaporador y en el otro como condensador para el fluido de trabajo. Los tipos de intercambiadores de placas son los más usados para la generación de pequeña potencia debido a su reducido espacio[45]. La condición que debe de cumplir el fluido de trabajo es que su condición de salida sea vapor sobrecalentado y líquido saturado en la salida en el condensador.

La ecuación de balance de energía para el intercambiador de calor en la zona de evaporador y condensador queda expresada por:

$$\sum \dot{m}_{salida} h_{salida} - \sum \dot{m}_{entrada} h_{entrada} = Q \quad \text{Ec. 3.21}$$

Entonces, la tasa de transferencia de calor del intercambiador hacia el flujo de calor es dada por:

$$\dot{Q}_{salida \text{ o } entrada \text{ del intercambiador}} = \dot{m}(h_{salida} - h_{entrada}) \quad \text{Ec. 3.22}$$

Para analizar el calor que se transfiere debido a los dos flujos se utiliza:

$$\dot{Q}_{Líquido \text{ de calentamiento o enfriamiento}} = \dot{Q}_{vapor} \quad \text{Ec. 3.23}$$

3.3.4 Expansor

El propósito del expansor es cambiar el potencial de energía de fluidos presurizados a energía cinética rotacional(trabajo), la corriente de vapor altamente presurizada del fluido orgánico se expande dentro expansor, causando que la parte interna rote, el rotor de la turbina[46] está conectado a un generador cual cambia el trabajo generado en energía eléctrica. La ecuación para obtener el trabajo del expansor es dada por:

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}(h_{entrada} - h_{salida}) \quad \text{Ec. 3.24}$$

3.4 CFD

Las ecuaciones descritas en la Figura 3.3 juntas forman un modelo matemático que gobiernan la transferencia de calor dentro sistema; para llegar a la solución del sistema además de un análisis analítico en estado estable; también se seleccionó un método numérico computacional debido a la complejidad del mismo fenómeno; fue el paquete ANSYS Fluent [47] cual utiliza el método de volumen finito (MFV, por sus siglas en inglés) para la resolución de problemas de transferencia de calor a través de un fluido y sólidos (en este caso aire y material cerámico) además, apoyara a la de visualización del fenómeno y ayude en el diseño del sistema de recuperación. También, dentro de un software de CFD se puede simular los siguientes fenómenos mostrados en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Potenciales fenómenos de simulación en CFD[48].

Flujo	Transferencia de masa	Transferencia de calor
Laminar	Convección	Convección
Turbulento	Difusión	Conducción
Fase única	Reacción	Radiación
Multifase	Transferencia de fase	

3.4.1 Ecuaciones gobernantes

En todos los paquetes de CFD para predecir el comportamiento térmico e hidrodinámico de un sistema de estudio es necesario un modelo matemático que represente el comportamiento del fenómeno, este consiste en la formulación de las ecuaciones gobernantes generales[49]. Estas ecuaciones son expresiones de 3 principios fundamentales físicos los cuáles son:

1. Conservación de la masa.
2. Segunda ley de newton.
3. Conservación de la energía.

3.4.1.1 Ecuación de masa

La ley de la masa expresa que el flujo másico de salida de un volumen de control (VC) debe ser igual al incremento temporal de la masa interior, es decir la masa no se puede crear ni destruir pero si acumular en el VC, y es conocida como ecuación de continuidad[50-51], la ecuación en estado estable expresa como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo másico} \\ \text{de entrada.} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo másico} \\ \text{de salida.} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación de flujo} \\ \text{másico en el volumen de control.} \end{array} \right\}$$

O, de forma tensorial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad \text{para } i=x,y,z \quad \text{Ec. 3.25}$$

3.4.1.2 Ecuación de momento

La ecuación de momento es la representación matemática de la segunda ley de Newton, la cual establece que un pequeño elemento de volumen que se mueve con el fluido es acelerado por las fuerzas que actúan sobre él [49],[51-52], y se declarada como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Momento} \\ \text{de entrada.} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Momento} \\ \text{de salida.} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Fuerzas externas} \\ \text{que actúan sobre} \\ \text{el volumen de control} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación de momento} \\ \text{en el volumen de control.} \end{array} \right\}$$

O, de forma tensorial:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} + F_i \quad \text{para cada } i=x,y,z \text{ y toda } j=x,y,z \quad \text{Ec. 3.26}$$

3.4.1.3 Ecuación de energía

La ecuación de energía es derivada de la primera ley de la termodinámica, esta energía está presente en muchas formas en el VC es decir como energía cinética, energía interna energía química. La ecuación queda representada por:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Energía} \\ \text{que entra} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Energía} \\ \text{que sale} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación de Energía} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\}$$

O,

$$(E_{ent} - E_{sal})_{por\ calor} + (E_{ent} - E_{sal})_{por\ trabajo} + (E_{ent} - E_{sal})_{por\ masa} = \Delta E_{sistema}$$

Andersson[48] expresa las energías dentro del Fluido como se muestran en la Tabla 3.2:

Tabla 3.2 Representación de las ecuaciones de energía dentro del Fluido [48].

Ecuación	Nombre	#
$h_t = h_m + h_t + h_c + \phi$	Energía total	Ec. 3.27
$h_m = \frac{1}{2} \rho u_i u_i$	Energía cinética	Ec. 3.28
$h_i = \sum_n m_n \int_{T_{ref}}^T C_{p,n} dT$	Energía térmica/interna	Ec. 3.29
$h_c = \sum_n m_n h_n$	Energía química	Ec. 3.30
$\phi = \rho g_i x_i$	Energía potencial	Ec. 3.31

Para llegar a la unión de las cuatro ecuaciones es necesario su desarrollo individual mente y cada una de las coordenadas del VC con ayuda de la ecuación de momento. La ecuación queda expresada como:

$$\frac{\partial(h_t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[h u_j - k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \sum_n m_n h_n j_n - \tau_{kj} u_k \right] + s \quad \text{Ec. 3.32}$$

3.4.2 Método de solución del sistema (Método de volumen finito)

El método de volumen finito (FVM) es una técnica numérica que transforma las ecuaciones diferenciales gobernantes de un fluido presentadas anteriormente, sobre volúmenes diferenciales a ecuaciones discretas algebraicas sobre volúmenes finitos[53]. Xáman[51] describe los pasos que conforman el método de volumen finito de la siguiente manera:

1. El dominio del sistema bajo estudio (modelo físico) es dividido en un número de volúmenes de control sin traslape, de tal manera que a cada volumen puede asignarse un punto de la malla.
2. La ecuación diferencial por resolver se integra sobre cada volumen de control y como resultado de la integración se obtiene una versión discretizada de dicha ecuación.
3. Finalmente, se resuelve el sistema de ecuaciones algebraicas discretas mediante algún método disponible de solución de ecuaciones.

Para que el paso 2 sea posible de realizar es necesario compactar las ecuaciones diferenciales anteriores, en una sola ecuación general la cual se muestra en la Figura 3.4, donde se estudia una propiedad intensiva de interés ϕ , y después aplicar el teorema Gauss para transformar las integrales de volumen de convección y difusión en integrales de superficie.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \underbrace{\nabla * (\rho u\phi)}_{\text{Term. Convectivo}} = \underbrace{\nabla * (\Gamma\phi\nabla\phi)}_{\text{Term. Difusión}} + \underbrace{s^\phi}_{\text{Term. Fuente}} \quad \text{Ec. 3.33}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Incremento de } \phi \\ \text{respecto al tiempo "t".} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo neto de } \phi \\ \text{que entra en el VC por las superficies.} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{generación neta} \\ \text{de } \phi. \end{array} \right\}$$

Figura 3.4 Ecuación general de conservación[51], [53].

Donde, Γ es el coeficiente de transporte difusivo y s^ϕ es la generación de la variable de interés en el VC.

Todos estos pasos son claramente explicados por Moukalled[53] los mismos cuales fueron los utilizados dentro de este proyecto para obtener los resultados esperados, los cuales son expresados en el ejemplo de la Figura 3.5.

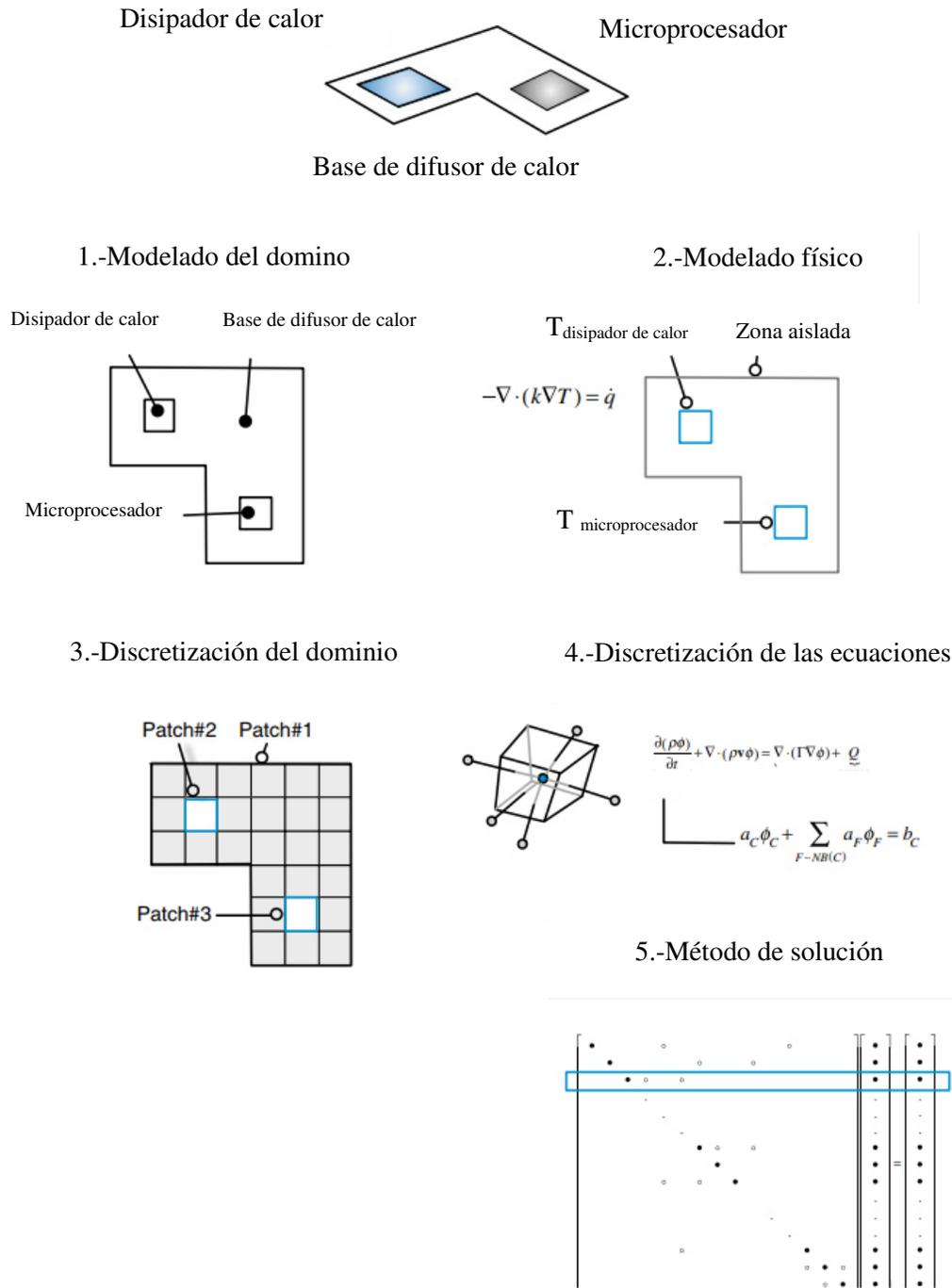


Figura 3.5 Metodología de FVM[53].

3.4.3 Parámetros clave en la aproximación y solución del sistema

Para lograr la simulación fue necesario la selección de un modelo de turbulencia para el flujo de aire, modelo de solidificación para la consideración del calor latente y un modelo de radiación (“Discrete ordinates”) para la difracción causada por la propuesta de diseño.

3.4.3.1 Convección mixta (modelo de turbulencia)

Para poder resolver si la convección natural influiría de los casos que se analizaron fue utilizada la fórmula de proporción de los números de Grashof(Gr) y Reynolds(Re) donde la convección natural es despreciable cuando $Gr/Re^2 < 0.1$, la forzada es despreciable cuando $Gr/Re^2 > 10$ y ninguna de las dos cuando $0.1 < Gr/Re^2 < 10$ [47].

$$Gr/Re^2 \quad \text{Ec. 3.34}$$

Y para decidir si el flujo es turbulento o laminar se tomó como referencia la Tabla 3.3 [40].

Tabla 3.3 Modelos de turbulencia [40].

Nombre	Fórmula	Laminar	Turbulento	#
Natural (Grashof)	$\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{(v_{ci})^2}$	$< 1 \times 10^9$	$> 1 \times 10^9$	Ec. 3.35
Forzada (Reynolds)	$\frac{vL}{v_{ci}}$	$< 5 \times 10^5$	$> 5 \times 10^5$	Ec. 3.36

En donde:

1. g =gravedad, m/s^2
2. β =coeficiente de expansión volumétrica $1/k$ ($\beta=1/T$ para los gases ideales)
3. T_s =temperatura de la superficie, k
4. T_∞ =temperatura del fluido suficiente lejos de la superficie, k
5. L_c = longitud característica de la configuración geométrica, m

6. ν_{ci} = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s
7. v =velocidad del fluido, m^2/s
8. L =largo del área de estudio, m

3.4.3.2 Solidificación y fusión en Fluent

Debido al cambio de fase, en el material vertido es necesario también que la ecuación de energía contenga el calor latente contenido por este fenómeno, para ello se utilizó el modelo de “Solidification and Melting” de ANSYS Fluent para ello el software modifica la ecuación de la energía dejándola de la siguiente forma:

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla * (\rho \vec{v}H) = \nabla * (k\nabla T) + S \quad \text{Ec. 3.37}$$

1. H = Entalpía
2. ρ =Densidad
3. \vec{v} =Vector del fluido
4. S = Término de generación

Donde H :

$$H = h_t + \nabla H \quad \text{Ec. 3.38}$$

Y ∇H contiene el calor latente(L) con respecto a la fracción líquida ($\beta_{liquida}$) cual se expresa en la Ec. 3.39.

$$\nabla H = \beta_{liquida} L \quad \text{Ec. 3.39}$$

3.4.3.3 Modelo de radiación (modelo DO) en Fluent

El método DO resuelve la ecuación de radiación (Ec. 40) para un número finito de ángulos sólidos discretos asociado con un vector de dirección[47].

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an_i^2 \left(\frac{\sigma T^4}{\pi} \right) + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \phi_f(\vec{s} * \vec{s}') d\Omega' \quad \text{Ec. 3.40}$$

1. \vec{r} = Vector de posición
2. \vec{s} = Vector de dirección
3. \vec{s}' = Vector de dispersión
4. s = Longitud de trayectoria
5. a = Coeficiente de absorción
6. n = Índice de refracción
7. σ_s = Coeficiente de dispersión
8. σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-k}^4$)
9. I = Intensidad de radiación intensidad, cual depende de la posición(\vec{r}) y dirección (\vec{s})
10. T = Temperatura local
11. ϕ_f = Función de fase
12. Ω' = Ángulo sólido

N. Beley[54] describe que el modelo DO transforma la ecuación de radiación en una ecuación de transporte. Para cada dirección, el modelo resuelve la ecuación de transporte con un método de solución idéntico para las ecuaciones flujo y energía del fluido. La ecuación 3.41 se transforma en una ecuación de campo, y se escribe de la siguiente manera[47].

$$\nabla * (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an_i^2 \left(\frac{\sigma T^4}{\pi} \right) + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \phi_f(\vec{s} * \vec{s}') d\Omega' \quad \text{Ec. 3.41}$$

3.4.3.4 Condiciones de frontera para modelo DO en Fluent

El modelo DO de Fluent permite la especificación de paredes opacas o semitransparentes; pero solo paredes opacas fueron utilizadas para este proyecto. Cuando la radiación incidente llega a una pared opaca, una parte de ellas se refleja, de manera difusa y especular, dependiendo de la fracción difusa de la pared F_d y la reflectividad (que es directamente relacionado con la emisividad debido a la opacidad de la pared). La otra parte de la radiación incidente se absorbe y a la pared cual también emite algo de la radiación. La cantidad de radiación tanto absorbida como emitida depende de la emisividad de la pared, como las

paredes se consideraron opacas no se transmite radiación en este proyecto [47], [54] como se muestra 3.6.

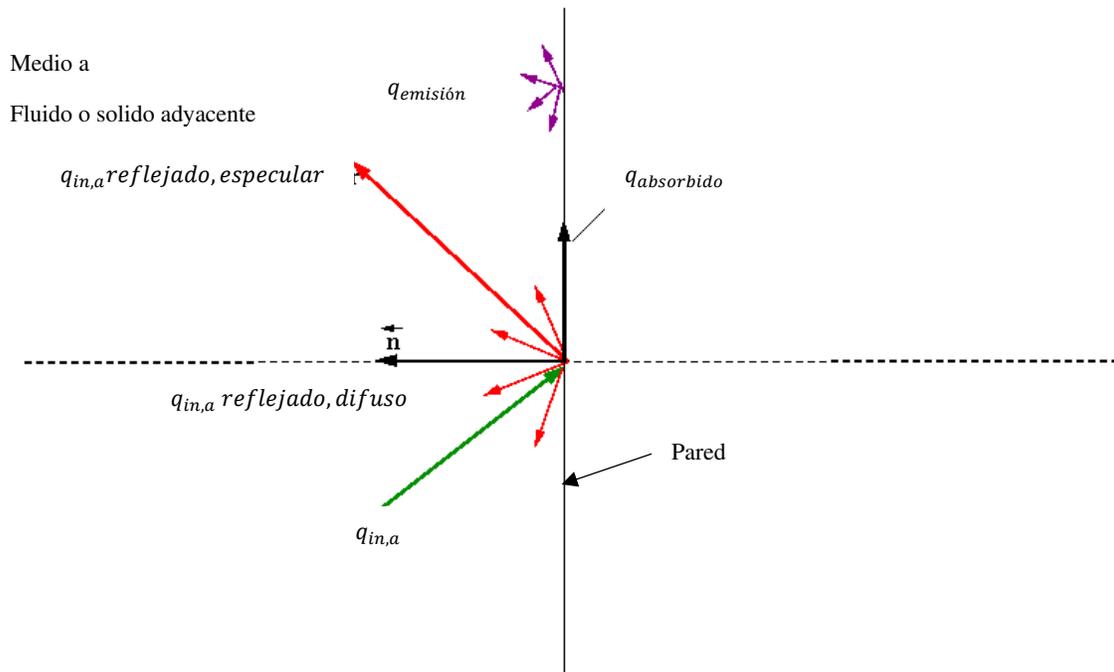


Figura 3.6 Radiación en una pared opaca[47].

Las cantidades de radiación difusa, emitida y absorbida son expresadas como se muestra en la Tabla 3.4[47].

Tabla 3.4 Ecuaciones para radiación difusa, emitida y absorbida[47].

Nombre	Ecuación	#
Energía reflejada difusamente	$f_d(1 - \epsilon_w \sigma T_w^4)$	Ec. 3.42
Energía reflejada especularmente	$(1 - f_d)(1 - \epsilon_w)q_{in}$	Ec. 3.43
Energía absorbida en la superficie de la pared.	$\epsilon_w q_{in}$	Ec. 3.44
Emitida	$n_i^2 \epsilon_w \sigma T_w^4$	Ec. 3.45

Donde f_d es la fracción difusa, n_i es el índice de refracción del medio adyacente, ϵ_w es la emisividad de la pared, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, y T_w es la temperatura de la pared.

Capítulo 4

Metodología

4.1 Introducción

En este capítulo se describen las actividades desarrolladas durante este trabajo en base a los temas definidos en el Capítulo 1 (Figura 1.2), como se ha mencionado el procedimiento general fue una adaptación de diferentes fuentes que fueron encontradas para el estado del arte; para obtener una base sólida en la experimentación y a su vez adaptando las consideraciones que toman las publicaciones citadas a la industria de fundición de hierro gris y en particular a las áreas de estudio a fin de conseguir resultados concisos para el sistema de recuperación que se propone.

4.2 Definición del proyecto

Antes de llegar a la opción de recuperación de calor, diversas propuestas fueron planteadas a la compañía, para tomar una decisión sobre el tema de desarrollo e investigación sobre alguna de las opciones expuestas, las cuales son mostradas en la Figura 4.1. Varias de estas opciones fueron descartadas por su bajo aporte de científico y tecnológico, pero el precalentamiento, una opción de recuperación de calor lleva a la compañía a buscar más opciones; por el hecho de que en sí mismo es una innovación que permitirá el aprovechamiento de calor desperdiciado de los diferentes procesos en cual muchas veces no se visualiza un potencial por no tener referencia de nuevas tecnologías y aplicaciones que ya están probadas en diferentes sitios alrededor del mundo.

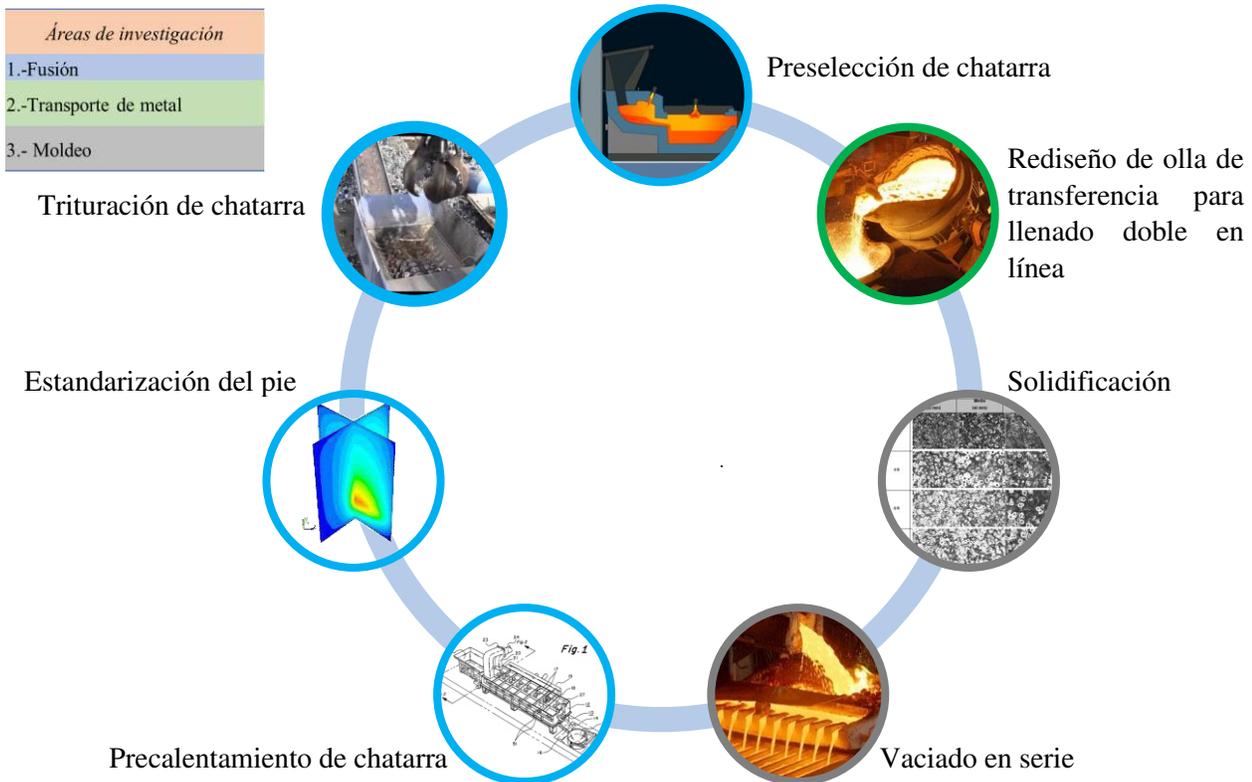


Figura 4.1 Propuestas de mejora.

4.3 Análisis de alternativas de recuperación de calor

Es necesario conocer las opciones que se encuentran actualmente para la recuperación de calor residual, para ello se lleva a cabo una investigación de las alternativas sobre este tema, donde es realizada una búsqueda de literatura sobre patentes, artículos, libros, tesis, datos de proveedores, principalmente en Scifinder y el repositorio académico digital de UANL. En la Figura 4.2 se muestra de manera resumida esta búsqueda; cabe mencionar que la clasificación de las opciones planteadas fue en bases al trabajo de Heesung Shin visto en temas anteriores.

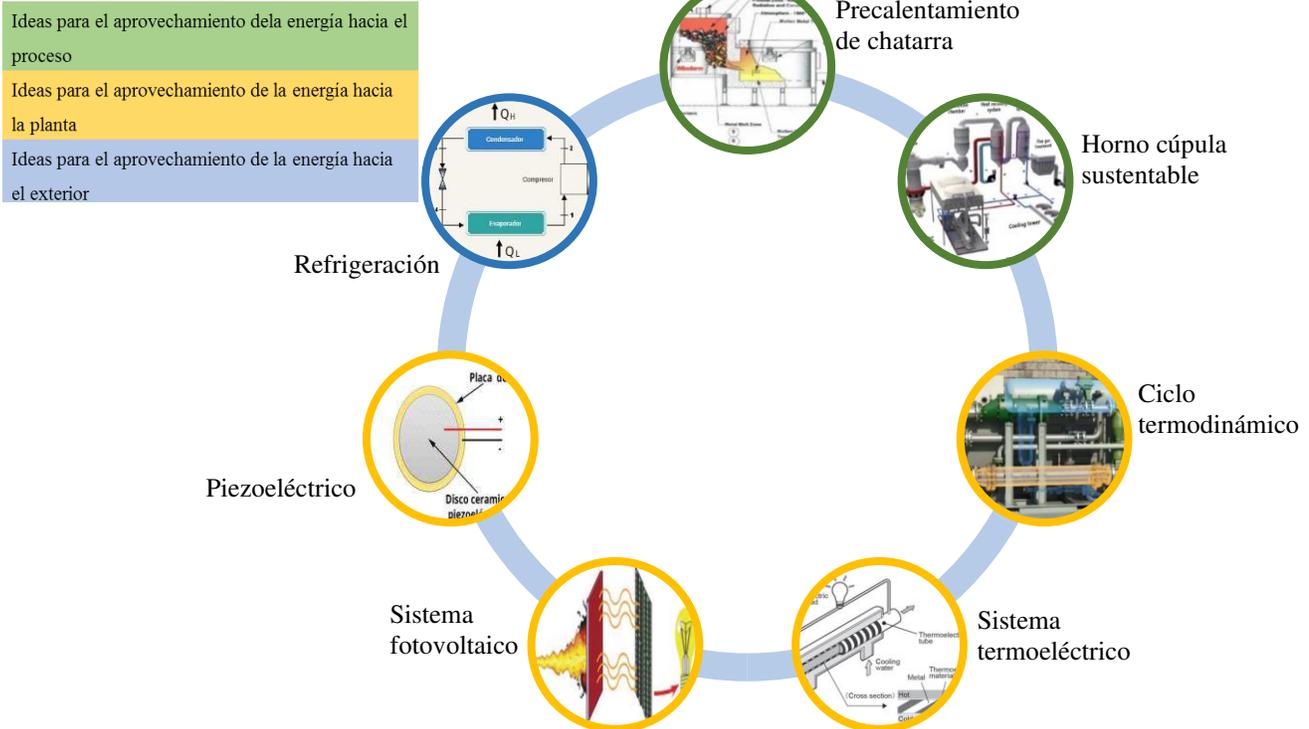


Figura 4.2 Propuestas de recuperación de calor.

4.4 Selección del sistema

En primera instancia las opciones de recuperación de calor hacia el proceso fueron descartadas ya que la zona de fusión de la compañía no era un punto de vital interés para su optimización, además de un posible alto costo en el hecho de modificar el área de fusión parte vital del proceso de fundición. La compañía solo mostró interés en opciones en donde la energía residual se convirtiera nuevamente en energía eléctrica útil para su uso en planta.

Fueron analizados varios casos en donde se pusiera en práctica el método deseado por la compañía; para la selección de la mejor opción se evaluaron los datos recopilados por la investigación, estos pueden ser vistos de manera resumida en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Opciones para recuperación de calor para generación de energía.

Sistema(referencias)	Eficiencia en literatura	Aplicación en el área de fundición	Rango de operación
Sistema termodinámico[55-58]	5.7-34.2%	Gases de escape, hornos, fluidos calientes, motores, etc.	A-M-B
Sistema Termo fotovoltaico[18],[35],[59-60]	3-18%	Conceptual solamente	A-M
Sistema termoeléctrico[30],[61-62]	5-8%	Conceptual solamente	A-M
Piezoeléctrico[18],[32]	1%	No aplicación aun	B

*Alta: 649 °C y superior
Media: 232 a 649 °C
Baja: 232 °C e inferior*

Datos como la eficiencia del sistema y aplicaciones ya dentro del área de fundición fueron de vital importancia para la compañía, para llegar a la selección de un sistema de recuperación de calor para la generación de energía eléctrica. Son por estos dos factores que el proyecto se inclina más a la búsqueda de acoplar un sistema termodinámico y así encontrar resultados a corto o mediano plazo con una tecnología se encuentra ya desarrollada en la actualidad.

4.4.1 Medición de la fuente calor y áreas de estudio

La cantidad de calor de la fuente puede determinarse midiendo el flujo y la temperatura en caso de que la fuente sea un fluido en movimiento, obteniendo así un flujo de calor. Para solidos o fluidos estacionarios la forma de medir la cantidad de calor es obteniendo la temperatura inicial y final del sistema de estudio en ambos casos la fórmula utilizada es la Ec. 2.1 solo si está en movimiento la masa cambia a flujo másico.

Un nivel de temperatura constante es la mejor forma de recuperar el calor de una fuente cambiante e inconsistente[63] esto se puede determinar como ya se ha mencionado por medio de la disponibilidad de la fuente como horas de mantenimiento o cargas del proceso.

Para realizar la medición de las temperaturas y flujo de aire en la zona final de estudio fue necesario la utilización de las herramientas mostradas en la figura 4.3.



Figura 4.3 A) pirómetro laser[64], B) termómetro para termopar[65], C) anemómetro[66]

Además de los sistemas físicos de medición un estudio computacional es agregado como herramienta de comparación para el perfil de temperaturas para verificar que los resultados obtenidos dentro de las simulaciones se acercaran a la realidad fue propuesto un pequeño modelo para analizar la transferencia de calor hacia una placa de acero 310, un modelo en 2D fue propuesto para ver el comportamiento del perfil de temperaturas en el sistema analizado.

En este modelo se revisa principalmente la temperatura de la superficie inferior de la placa de acero cuya temperatura fue medida con termómetro laser y a su vez es comparada para

con la temperatura obtenida en la simulación para la obtención de un porcentaje de error y diera un parámetro de aproximación del modelo propuesto con lo que se experimenta en la realidad. en la Figura 4.4 quedan plasmados el modelo físico cual es replicado ANSYS Fluent.

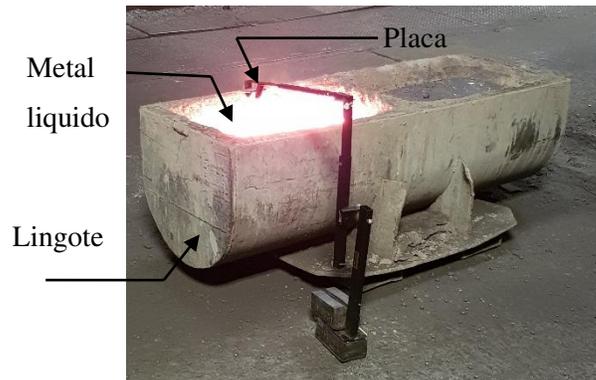


Figura 4.4 A) Prueba física para correlación del perfil de temperaturas.

Por otro punto dentro de un proceso de fundición convencional (Figura 1.1) se pueden encontrar determinados puntos donde opciones de recuperación de calor pueden ser aplicados; con ayuda de la compañía se pudieron visualizar los puntos más críticos dentro del sistema de producción, mismos que pueden ser vistos en la Figura 4.5.

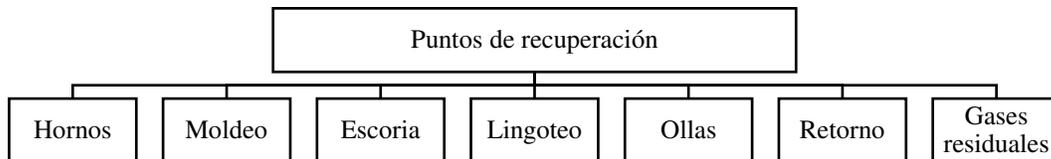


Figura 4.5 Punto posibles de recuperación de calor

4.5 Desarrollo del sistema

Con la finalidad de lograr una propuesta sólida para el desarrollo de un primer concepto de recuperación de calor con base a un ciclo termodinámico fue utilizado en primer lugar un software que permitiera obtener los datos necesarios para la solución de las ecuaciones vistas en el Capítulo 3 para un análisis termodinámico, y a la par utilizar un software CAD que

podiera dar una referencia de tamaño y forma, además de ayudar a ilustrar el objetivo a alcanzar, así mismo la creación de un modelo de CFD para ayudar en el proceso de diseño y conseguir una máxima forma de recuperación. Este sistema de trabajo es demostrado en la Figura 4.6.

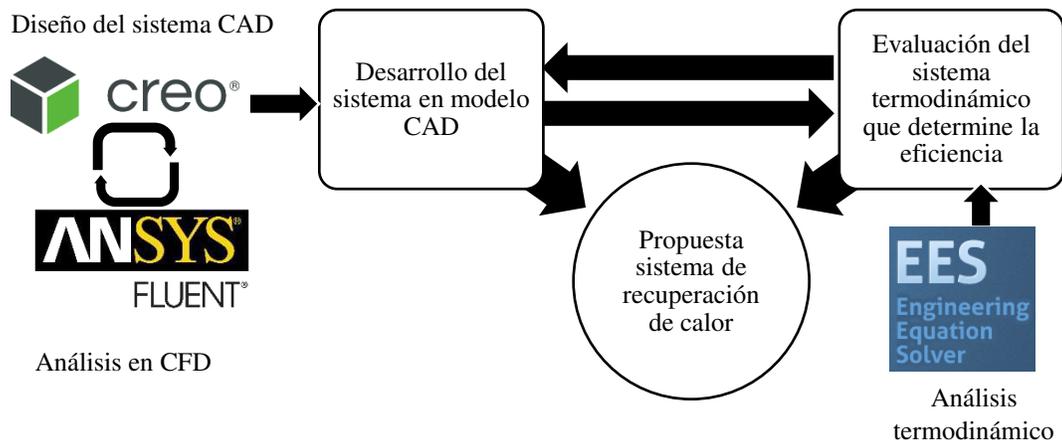


Figura 4.6 Sistema de trabajo para el desarrollo del proyecto

4.6 Evaluación técnica.

La evaluación consistió en la resolución del análisis termodinámico con el objetivo de obtener una eficiencia para el ciclo y la evaluación de este, para realizar esta actividad fue necesario elegir una opción entre las diferentes que existen. Existen varios pros y contras que deben considerarse para la selección del sistema de recuperación de calor basado en un ciclo termodinámico, pero con los diversos textos encontrados fue la temperatura de la fuente el principal factor para iniciar esta selección.

Existen diferentes alternativas para desarrollar un ciclo termodinámico como se muestran en el Capítulo 2, estas van desde un ciclo Stirling hasta un ciclo Kalina. Para este proyecto tres opciones fueron evaluadas para ser el método base del sistema de recuperación de calor residual. Estas son mostradas en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Comparativas de los diferentes ciclos[18].

Sistema	Rango de operación	Ventajas	Desventajas
Ciclo Rankine tradicional	A-M	Alta eficiencia de generación de energía	Posible corrosión y estrés térmico en el material
Ciclo Kalina	M-B	Una mejor adaptación con la fuente calor	Sistema más complejo a comparación a ORC y ciclo Rankine
Ciclo Orgánico Rankine	M-B	Una forma práctica de generación eléctrica por su pequeño tamaño y no alta complejidad del sistema.	Baja eficiencia de generación de energía.

4.6.1 Propiedades de los Fluidos del ciclo termodinámico

En el desarrollo de una maquina térmica basado ya sea en un ciclo Rankine o un Ciclo Kalina no es necesario una búsqueda de fluido de trabajo ya que se sus fluidos de trabajo están totalmente definidos dentro del funcionamiento del sistema como lo marcan los diferentes textos analizados. Pero para un ORC es de vital importancia su definición y este al igual dependen de la fuente de calor. Para poder visualizar las diferentes opciones se utilizó el trabajo de Marco Astolfi[67] como una referencia importante, dentro del mismo se encuentra una serie de alternativas que se muestran en la Figura 4.7.

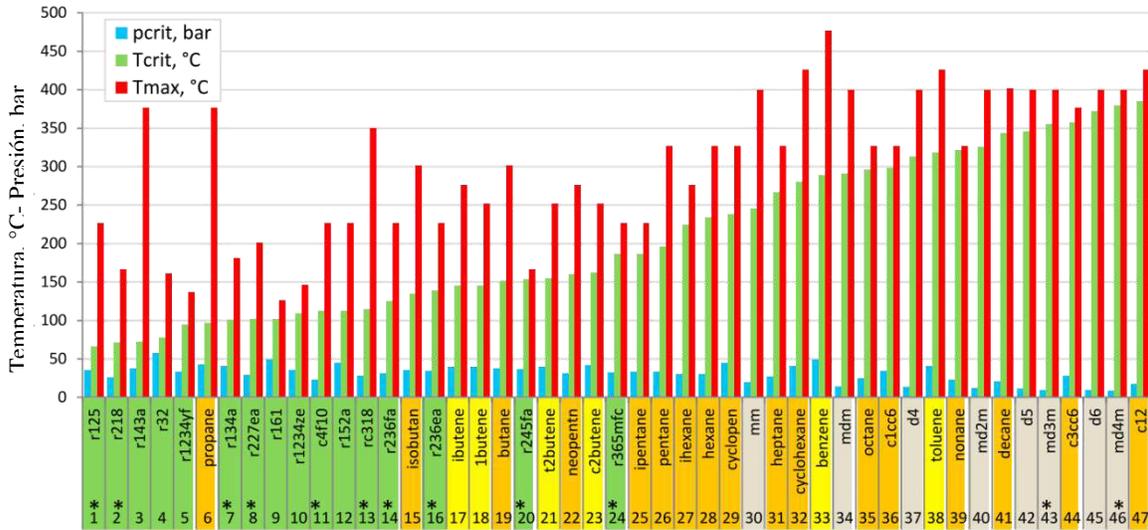


Figura 4.7 Lista de 47 candidatos para fluido de trabajo para aplicaciones de ORC, donde 15 alcanos, 8 hidrocarburos, 16 fluidos halogenados y 8 siloxanos, clasificados de fluido de temperatura crítica inferior a superior y los fluidos etiquetados con (*) no son inflamables[58].

Con el propósito de obtener las propiedades de los fluidos que fueron revisados para el análisis termodinámico fue utilizado el software EES[68] (versión académica proporcionado por la universidad). Por ser un software académico los códigos utilizados para este proyecto no fueron anexados.

4.7 Propuesta de diseño

Además, de la metodología utilizada por David Meyer[58] con el propósito del desarrollo del ciclo, fue utilizada la metodología de Oswaldo Rojas[69] (Figura 4.8) con la finalidad de lograr una propuesta de diseño integra para el sistema de recuperación de calor y dar el máximo potencial a la idea.

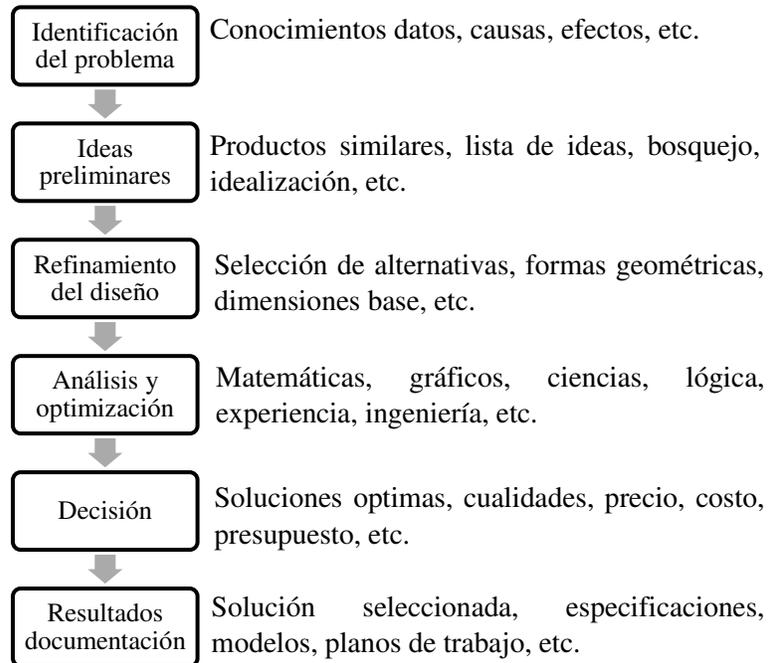


Figura 4.8 Metodología de diseño.

4.8 Sistema de recuperación de calor propuesto

Para llegar a una propuesta sólida varios trabajos fueron revisados para generar una idea inicial y cual estuviera fundamentada con casos de éxito, trabajos como el de Matthew S. Orosz donde utiliza la energía térmica del sol[70], Teemu Turunen-Saaresti que utiliza el calor de los gases de escape[71], David Meyer que utiliza primero un sistema de calentamiento de aceite que permite una mayor capacidad de control del sistema y permite que el sistema ORC se ubique más lejos de la fuente térmica[58] y un último caso de Usman Muhammad que utiliza vapor desperdiciado[72]; en la Figura 4.9 se muestran los diferentes sistemas analizados.

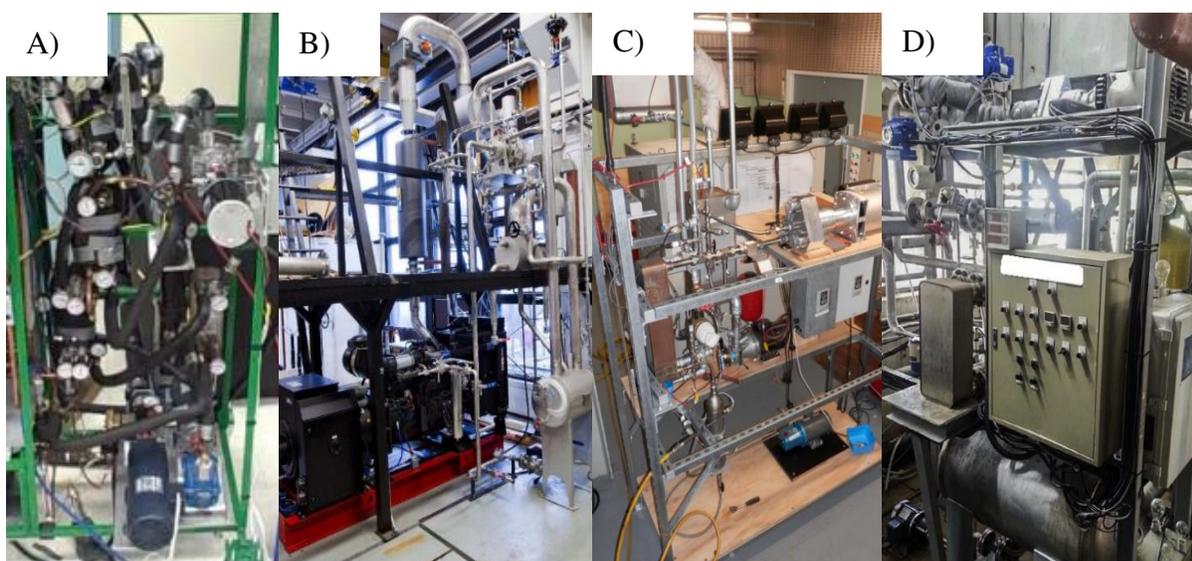


Figura 4.9 diferentes sistemas ORC analizados para el proyecto; A) Sistema de Matthew S. Orosz, B) Sistema de Teemu Turunen-Saaresti, C) Sistema de David Meyer, D) Usman Muhammad [58], [70-72].

4.8.1 Sistema de recuperación de calor residual para el área de lingoteras

Con análisis y comprensión de los casos de éxito anteriormente vistos en el subtema anterior y además de un estudio del área de investigación, se llegó a la propuesta de recuperación cual se muestra en la Figura 4.10 donde se encuentran los componentes más básicos del sistema.

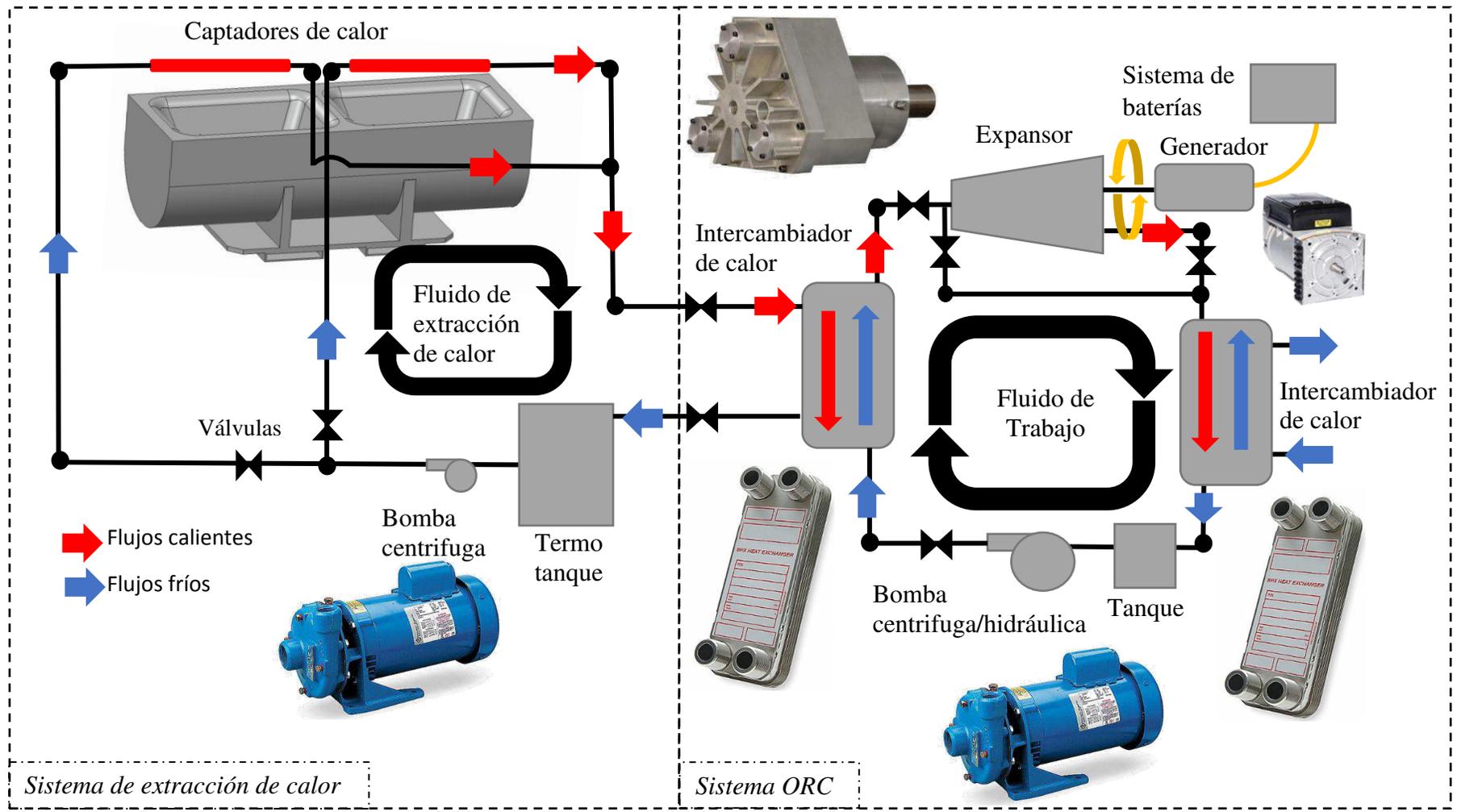


Figura 4.10 Sistema de recuperación de calor residual para el área de lingoteras.

El sistema plasmado en la Figura 4.10 es el sistema inicial propuesto para realizar la tarea de recuperación de calor en el área de fundición, el cual se basa en principalmente en el sistema de David Mayer creando un “loop” en el área de las lingoteras y para extraer el calor que expulsan las mismas a través de su superficie y el sistema ORC tradicional mismo cual es formado de los mismos componentes que son definidos en los trabajos analizados los cuales son base del propuesto para el proyectó, y el cual almacena su energía en baterías.

4.8.2 Captadores de calor

Por de experiencia en planta y comentarios proporcionados por la empresa no se considera factibles modificaciones significativas a la forma de la lingotera como el colocar intercambiadores de calor dentro de estas debido por su uso rudo en planta, dejando el principal punto de captura de calor, la superficie de la lingotera, por esto, los principales medios de transferencia de calor son la convección y radiación. Los estudios de ingeniera se enfocaron en la forma de recuperación de calor por estos dos medios, trabajos como el de Matthew S. Orosz [70] donde utilizan la radiación solar, fueron de gran de referencia para generar una geometría capaz de realizar esta tarea, el utiliza una geometría parabólica (colectores) para enfocar la radicación solar hacia un solo punto donde se encuentra una tubería en cual se concentra el calor.

En base a este principio se proponen dos geometrías una con sistema móvil (sistema corredizo) que permite a los colectores abrirse para que el metal sea vertido, el otro sistema es necesario que el colector sea levantado (sistema de levante) para el vertido, en los dos casos se busca canalizar el calor hacia un punto en específico además contener la convección que se produce por el contacto con el aire. Estos dos modelos son mostrados en la Figura 4.11 y en la Figura 4.12.

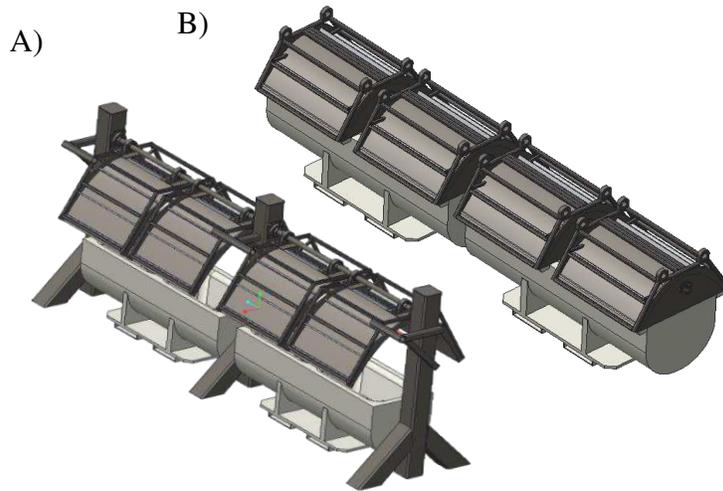


Figura 4.11 Estructura de colectores en la zona de lingoteras, A) Sistema corredizo B) Sistema de levante.

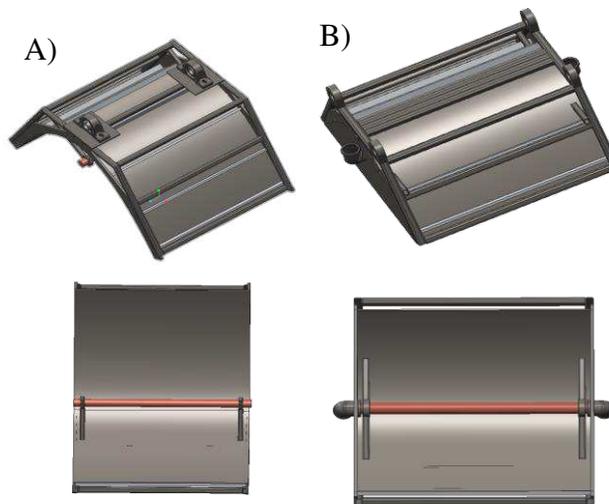


Figura 4.12 Colectores, A) Colector del sistema corredizo, B) Colector del sistema de levante.

Es por medio de la simulación por CFD en cual se apoya el proyecto para la decisión de que modelo geométrico cual sea más adecuado para la captación de calor residual a fin de desarrollar solo una geometría óptima para la recuperación de calor.

4.9 Factores de simulación de CFD

A fin de lograr la resolución de las ecuaciones previamente resumidas en el Capítulo 3 el software realiza un proceso de cálculo iterativo, cual tiene como propósito obtener la solución del problema, para ello es necesario controlar que el algoritmo de cálculo converge hacia una solución final del problema ya que un código puede no converger, y, por lo tanto, no estabilizarse en ningún valor, aunque continúe iterando de forma infinita. No existe un criterio universal para evaluar la convergencia de una simulación en CFD. Por ello la evaluación de la convergencia durante el proceso iterativo, se emplea la visualización de los monitores en puntos específicos dentro del dominio y la estabilización de los residuales durante el proceso de cálculo, además de la aplicación de propiedades, parámetros y configuraciones explicadas en los siguientes subtemas.

4.9.1 Propiedades de los materiales para cálculos analíticos y CFD

Los fluidos analizados dentro de la simulación en Fluent fueron tratados como fluidos incompresibles con la finalidad de despreciar el efecto de cambio de la densidad con respecto a la temperatura (Ec. 4.1) y de igual forma capturar los efectos de la convección dentro de la simulación, los datos de los fluidos fueron asignadas de acuerdo con la base de datos del software.

$$\rho = \frac{P_{op}}{\frac{R}{M_w} T} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde R , es la constante universal del gas, M_w , es el peso molecular del fluido, P_{op} , presión de operación (101325 Pa).

La definición de las propiedades de los materiales, en el caso del hierro a fin de no centrar la investigación en una aleación de hierro gris o nodular fueron citadas varias fuentes en principal MatWeb para obtener propiedades promediadas para el hierro fundido en base diferentes aleaciones de este tipo material, además, fueron citadas más fuentes y bases de

datos para los demás materiales fueron utilizadas, bases de datos como CES EDUPACK 2015 y paginas como la Universidad de Barcelona y literatura como el trabajo Shinichi, además de la biblioteca propia de ANSYS Fluent [73] para la escoria, además cabe destacar que estos valores fueron considerados como constantes. Mismas propiedades son mostradas en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3 Propiedades de los materiales para cálculos analíticos y CFD[74-76].

Material	Densidad(kg/m ³)	Calor específico (J/kg-k)	Conductividad térmica(W/m-k)
Sólidos			
Cemento refractario	3150	736	0.53
Hierro	7220*	506*	26.6*
Escoria	3180	1.59 E-3	N/A
**Acero	8030	502.48	16.27
**Cobre	8978	381	387.6
Fluidos			
Aire	*1.225	1006.43	0.0242
Etilenglicol	*1111.4	2415	0.252

*Por medio de MatWeb el hierro fundido fue considerado como un promedio de diferentes aleaciones.

**Por defecto de Fluent.

***Varían respecto a la temperatura.

4.9.2 Condiciones del modelo de simulación

Las simulaciones fueron analizadas en un estado transitorio por ello las temperaturas de los componentes fueron consideradas como condiciones iniciales a fin de ver su incremento o decremento en el análisis. La temperatura inicial para el metal fundido fue de 1200 °C la máxima registrada con el termómetro laser y para los demás componentes fue tomada una temperatura de 25 °C como temperatura inicial de referencia. En la Figura 4.13 se muestran estos valores gráficamente en conjunto con las condiciones de frontera y en la Tabla 4.4 se da una descripción de las condiciones del modelo utilizadas para las simulaciones

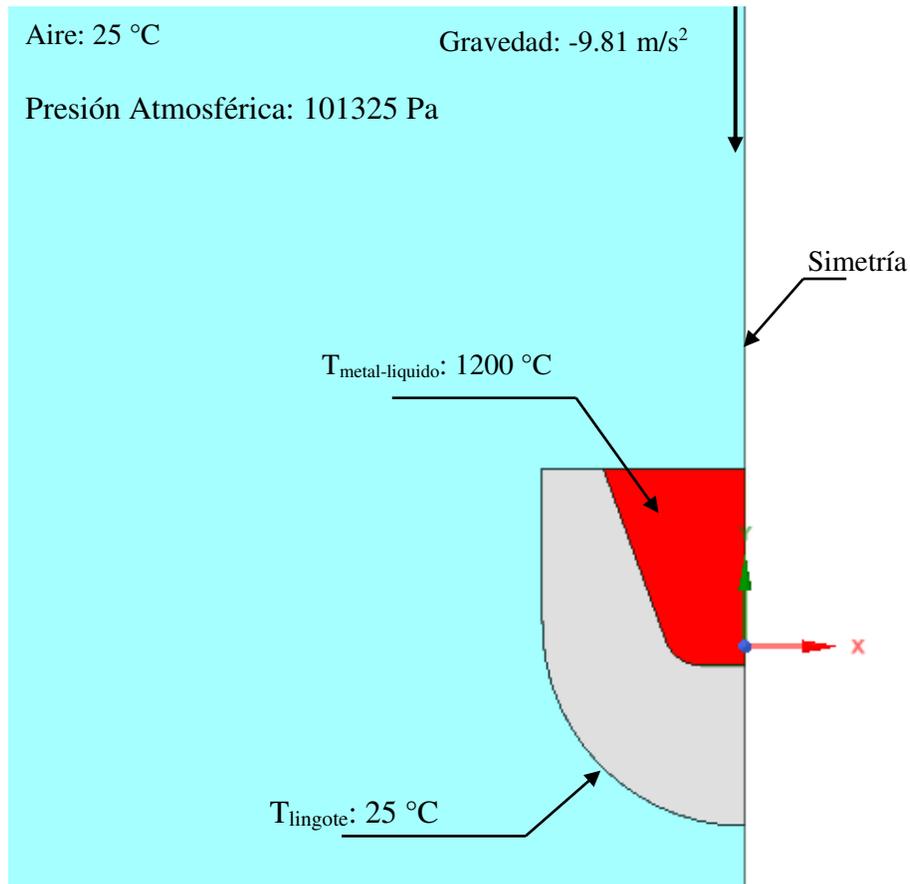


Figura 4.13 Condiciones iniciales de la simulación

Tabla 4.4 condiciones del modelo de simulación

Condiciones del modelo		
Condiciones frontera		
Parámetro	Condición	Descripción
Emisividad	Walls	Son consideradas para generar las condiciones más cercanas a la realidad para la radiación de las superficies.
Velocidad del aire	inlet	En los casos donde puede existir una corriente de aire significativa

		para el modelo se aplica una velocidad promedio registrada en la zona analizada de 0.5 m ² /s.
Presión de salida	Outlet	Presión de 0 Pa. Debido a que solo se interesa por la presión que pueda generar el sistema propuesto.
Simetría	Symmetry	Solo aplica para casos de calibración
Condiciones iniciales		
Parámetro	Valor	Descripción
Temperaturas	Solo el metal liquido recibe una temperatura de 1200 °C para los demás componentes fue utilizada una temperatura ambiente de referencia de 25 °C	Son aplicadas como condiciones iniciales para analizar su decremento o incrementó dentro del modelo de simulación.
Presión	101325 Pa	Se considera la presión atmosférica desde el punto más alto de la malla y no se considera alguna otra presión extra como presión del modelo.

En el caso de la emisividad de los materiales que participan en la radiación fueron considerados como cuerpos grises cual deja a la emisividad como una constante esto para simplificar el modelo de simulación cuales dentro del software son tratadas como condición de pared. Estas mismas condiciones utilizadas son mostradas en la Tabla 4.5[40],[77] .

Tabla 4.5 Emisividad de los materiales utilizadas en el proyecto.

Materiales	Emisividad
Cobre	0.4
Acero pulido	0.1
Hierro	0.6
Cemento	0.75

4.9.3 Discretización y áreas de análisis

Los modelos de simulaciones analizados fueron construidos con los mismos parámetros de calidad de mallado, donde el principal aspecto de calidad considerado fue la oblicuidad que evalúa que tan deformado está el elemento con respecto a su volumen o área ideal. Por medio del control de este parámetro se pudo construir una malla con poca deformación de sus elementos, lo cual ayudara a la convergencia de los resultados del modelo computacional, el valor de oblicuidad máximo aceptable por Fluent ANSYS es una relación adimensional de 0.95. Además, con ayuda de particiones en las geometrías y divisiones de bordes determinados se pudo optar por elementos cuadriláteros ocasionando en su gran mayoría un mejor factor oblicuidad. Por último, el orden de los elementos es de segundo grado ya que se necesita una mejor precisión en cuanto a la resolución del perfil de temperatura de los sistemas. Cabe destacar además muchas diferentes pruebas con diferentes densidades de malla fueron revisadas para dejar este parámetro fuera de como un factor que intervenga en los resultados de la simulación.

La finalidad de los análisis fue capturar el comportamiento de las temperaturas dentro del área actual en el caso de la calibración y ver el comportamiento de los sistemas propuesto con la fuente de calor y ver su rapidez al calentar el fluido de extracción de calor y así analizar

la eficiencia del mecanismo, es por ello que es el fluido de extracción de calor cual es estudiado analizando el incremento de la temperatura del fluido a través del tiempo, aun así cabe destacar que para el analizar el correcto comportamiento del cómputo a través del tiempo fueron monitoreados las temperaturas de los demás componente a fin de visualizar su correcto comportamiento dentro del sistema. En la Tabla 4.6 se muestran los detalles de las mallas de los diferentes modelos y en la Figura 4.14 se muestra las diferentes áreas consideradas y en donde se hicieron mediciones en cada caso.

Tabla 4.6 Detalles de mallado de los diferentes modelos

Características	Modelos		
	Correlación	Geometría 1	Geometría 2
Elementos	81392	57352	31169
Nodos	24533	174432	10142
Orden de elemento	Cuadrático	Cuadráticos	Cuadrático
Tamaño de elemento	1 E-2 m	9 E-3 m	5 E-3 m
Simetría	Si	No	Si
Oblicuidad	0.7	0.66	0.83

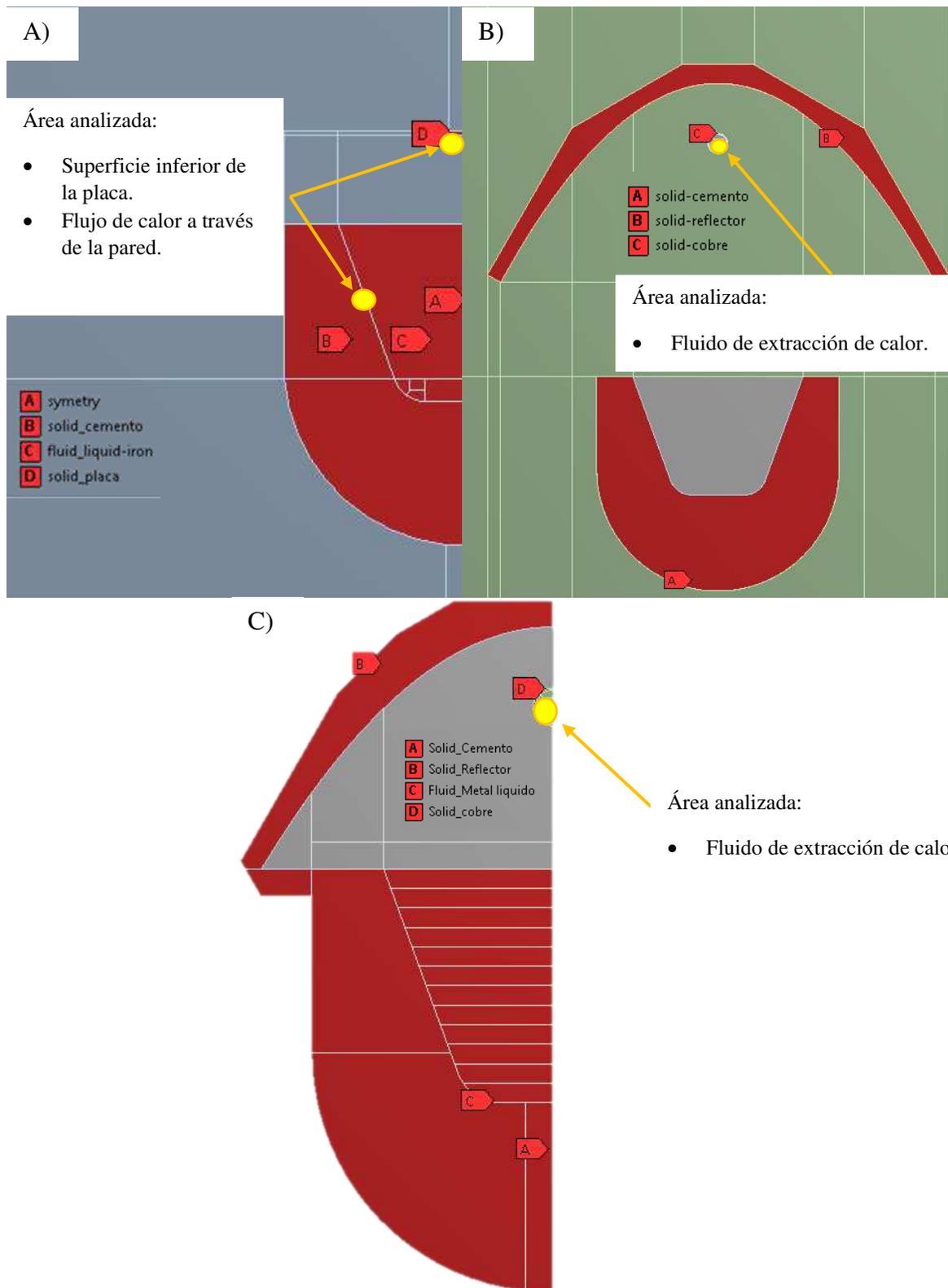


Figura 4.14 Diferentes áreas analizadas, A) Sistema de prueba, B) Sistema propuesto 1, C) Sistemas propuesto 2

4.9.4 Configuración y parámetros del modelo

Un punto importante dentro de la simulación es la configuración del modelo cual evaluará la transferencia de calor en el sistema, el cual consiste en la definición de las ecuaciones gobernantes que participan dentro del modelo. La configuración utilizada se muestra en la Tabla 4.7. Al definir la configuración, se procedió a indicar las condiciones en que se resolvió la simulación que consta desde indicar el algoritmo de cálculo hasta la cantidad de iteraciones y el tamaño de los incrementos de tiempo dt para logra un valor de convergencia en los residuales.

Tabla 4.7 Parámetros y condiciones del modelo CFD[47].

Parámetro	Condición o valor	Descripción
General		
Solver	Type: Pressure-Based Velocity Formulation: Absolute	Ecuaciones de flujo incompresible. Para flujos no rotativos.
Gravity	$Y=-9.81 \text{ m/s}^2$	Debido a la convección natural.
Time	Transient	Comportamiento dependiente del tiempo.
Modelo		
Energy	On	Incluye la ecuación de la energía en el comportamiento.
Viscous	Laminar	Debido al cálculo de Reynolds y Grashof dan valores para flujo laminar
Radiation	Discrete ordinates	Para poder calcular la refracción de la radiación debido a la geometría
Solidification & melting	On	Para la inclusión del calor latente dentro de la ecuación de energía.

Materiales		
Fluid	Air	Por defecto.
	Ethylene-glycol	Por defecto.
Solid	Steel	Por defecto.
	Iron	Previamente descrito.
	Copper	Por defecto.
	Refractory cement	Previamente descrito.
Density	Fluids: Incompressible ideal gas	Para lograr la convección debido al cambio de densidad.
	Solids: Constant	Por defecto.

Tabla 4.8 Configuración del método y condiciones de solución

Métodos de solución		
Scheme	Coupled	Acopla los factores de velocidad y presión, recomendable para flujos incompresibles.
Spatial discretization	Pressure: Body force weight	Es activado por la fuerza de gravedad que actuarán en el volumen de control para la convección natural.
Controles		
Relaxation factors	Momentum: 0.75 Pressure: 0.75 Density: 1 Body forces: 1 Liquid fraction: 0.9 Energy: 1 Discrete ordinates: 1	Por defecto

Limits	25-1200 °C	Para evitar que los valores de temperatura desciendan a números negativos durante el cálculo.
Criterio absoluto de convergencia		
Continuity	1 E-3	Por defecto
x-velocity	1 E-3	
y-velocity	1 E-3	
z-velocity	1 E-3	
Energy	1 E-6	
Do-intensity	1 E-6	
Inicialización de la solución		
Initialization methods	Standard initialization	Por defecto
Condiciones a las que corren los cálculos		
Time Stepping Method	Fixed	Incremento de tiempo como valor fijo durante toda la simulación. Se utiliza un valor recomendado de incremento por <i>time step size</i> de 0.1 y el número de <i>time step</i> lo necesario para el caso de estudio.

Capítulo 5

Resultados y discusión

5.1 Introducción

En este capítulo se muestran los resultados de la etapa de análisis que consistió en el estudio de las principales fuentes de calor, la etapa de desarrollo la cual la conforman: el análisis termodinámico y el diseño CAD de la propuesta, la etapa de optimización donde con ayuda de un software CFD se optimiza el modelo CAD inicial dando nuevas formas de resolver el problema. Además, se analiza y se discute cada uno de los resultados y decisiones tomadas en el proyecto.

5.2 Etapa de análisis

Dentro de esta etapa, se visualizó la posibilidad de estudiar cada una de áreas propuestas mencionadas en la Figura 4.4, problemas con el acceso, riesgo y el valor que daría estudiar cada una de las áreas en términos de calor, fueron consideradas, para dar lugar a las áreas de estudio las cuales son remarcadas en la Figura 5.1.



Figura 5.1 Áreas de estudio seleccionadas

Estas áreas de estudio son seleccionadas principalmente por su facilidad de acceso y su gran disponibilidad, además que cada una de ellas está fuera de operaciones con alta demanda como la fusión o el vaciado del material de alta temperatura en los moldes. Los puntos de recuperación seleccionados fueron: el moldeo, la escoria y el lingoteo, donde estos dos

últimos son áreas de residuo. Además, el moldeo que después del vaciado del hierro fundido en el molde es apartado en un sistema de transporte para su posterior desmoldeo en la planta de fundición en el cual lentamente pierde todo el calor interno.

5.2.1 Registro de temperatura máxima y flujo de aire en la zona de estudio

Se registraron las temperaturas iniciales y se tomó una temperatura ambiente de referencia de 25 °C. Estas temperaturas registradas son mostradas en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Temperaturas máximas registradas.

Área	Temperatura máxima*
*Lingoteo	1200 °C
*Escoria	1010 °C
*Moldeo	917 °C

*Temperaturas de las superficies de los elementos analizados

Además de la toma de lecturas de temperaturas se tomó lectura de la velocidad del viento dentro de las áreas, en donde se registraron las variantes mostradas en la Tabla 5.2, por causa a la cercanía de las tres áreas de estudio se midió la velocidad del viento en un punto intermedio, ya que esta zona es representativa a las tres áreas.

Tabla 5.2 Velocidades del viento registradas.

Muestra	Velocidad*
1	.20 m/s
2	.40 m/s
3	.60 m/s
4	.80 m/s
Prom.	.5 m/s

*Principales velocidades registradas en el área de estudio

5.2.2 Cálculo de la energía interna de las zonas de estudio

Las tres áreas de estudio se presentan en forma ya sea de líquidos (en caso del metal líquido) o sólidos (escoria o metal ya solidificado) en un estado estacionario del material, es por ello por lo que se utiliza la ecuación 2.2 para poder calcular la energía interna y poder elegir la zona con mayor cantidad energía desperdicia y dar inicio a la etapa de desarrollo. En la Tabla 5.3 se muestran los valores obtenidos y utilizados para el cálculo y en la Figura 5.2 los resultados obtenidos.

Tabla 5.3 Datos obtenidos en la investigación y estancia de campo para realización de cálculo de energía interna.

Zona de estudio	Masa(kg)	Calor específico J/(kg*k)	Calor latente j/kg
Lingoteras	606.33*	506	126000***
Moldeo	42.88**	506	126000***
Escoria	1124.448*	0.00159	No aplica

*Medidas obtenidas en base de un volumen máximo aproximado.

**Medida promedio de la masa de las piezas de producción.

***El punto de fusión del hierro gris fue utilizado como medida para considerar si había un cambio de fase dentro de la zona de estudio, 1150 °C fue la temperatura tomada como referencia.



Figura 5.2 Cantidad de energía interna

El área de moldeo, aunque posee una gran cantidad de energía interna, esta es dispersada por la arena que la rodea, además de que dispone de un difícil acceso para realizar alguna captura de calor desperdiciado debido al sistema de desmoldeo con el que cuenta la compañía.

Por otra parte, la escoria, aunque hay gran cantidad de este material cuenta con propiedades de calor específico y densidad bajos lo que causa poca cantidad de energía interna además que el escoriado es un proceso constante en el proceso de fundición y cualquier sistema de recuperación que se pudiera integrar podría convertirse en un obstáculo en la producción habitual de la empresa.

El lingoteo, aunque es una fuente de temperatura variable transmite gran cantidad de energía hacia el aire por medio de convección y radiación, además se encuentra lejos de las operaciones importantes de la compañía. A pesar de que esta misma trabaja día con día para reducir este proceso en la línea de moldeo, se ve como un área de oportunidad para dar inicio a este tipo de esfuerzos de recuperación de energía, en la tabla 5.4 se muestran estas ventajas y desventajas de manera más simplificada.

Tabla 5.4 Ventajas y desventajas de las zonas de estudio.

Zona	Ventajas	Desventajas
Moldeo	<ol style="list-style-type: none"> 1. Gran cantidad de energía interna. 2. Conocimiento de las propiedades de la fuente de calor y el medio del cual se transfiere. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Temperatura no constante 2. Masa variable según el modelo de fabricación 3. Difícil acceso por sistema de desmoldeo.
Escoria	<ol style="list-style-type: none"> 1. Fácil acceso 2. Gran cantidad de material (energía más constante) 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Poca energía interna 2. Operación importante dentro del proceso 3. Masa variable
Lingoteo	<ol style="list-style-type: none"> 1. Gran cantidad de energía interna 2. Fácil acceso al área 3. Conocimiento de las propiedades de la fuente de calor y el medio del cual se transfiere 4. No hay interferencia en trabajos importantes de la empresa 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Temperatura no constante 2. Masa variable a través del tiempo

Los trabajos citados en el Capítulo 2 señalan a la cantidad de calor y la disponibilidad de la fuente de calor como principales factores para la selección de calor, es por ello por lo que a fin de seleccionar una zona de estudio para continuar con la investigación; el área de lingoteras fue definida como área de estudio para el desarrollo de una propuesta para la recuperación de energía residual en forma de calor.

Con lo anterior es necesario destacar que la fuente de calor elegida no es constante y no suele ser recomendada para su estudio su la complejidad cual esta necesita y que cualquier tecnología aplicada para la recuperación de calor tiene que considerar este factor es su diseño.

5.2.3 Resultados de las mediciones del área de lingoteo

Con la decisión de la zona, se prosiguió con un estudio más profundo del área en particular para la investigación (Figura 5.3), para obtener datos como cantidad y calidad del flujo de calor que hay en la lingotera, valores decisivos para la selección de un mecanismo de recuperación de calor y datos que ayudaran a su posterior desarrollo, se realizó un análisis de la superficie del metal líquido (Figura 5.4) y del aire (Figura 5.5). a diferentes alturas debido a que es la forma más conveniente para recuperar el calor de las lingoteras es a través de su contacto en el aire, ya que el cemento no permite el libre flujo de calor por las propiedades térmicas del material además que el objeto se le es tratado con fuerza dentro de la empresa, dejando afuera el cemento refractario como principal medio de extracción de calor para esta investigación.



Figura 5.3 Experimentación realizada por medio del termopar en la zona de lingoteras

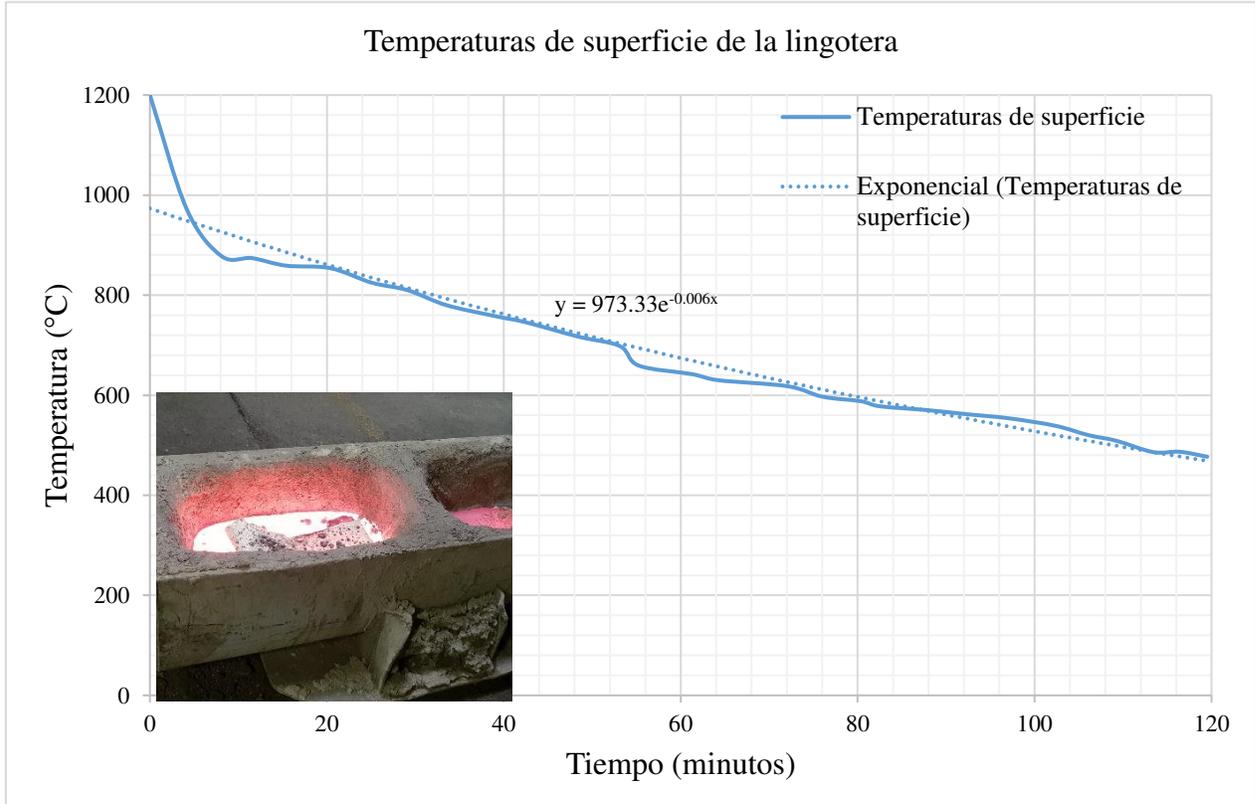


Figura 5.4 Lecturas de la temperatura de la superficie del metal líquido.

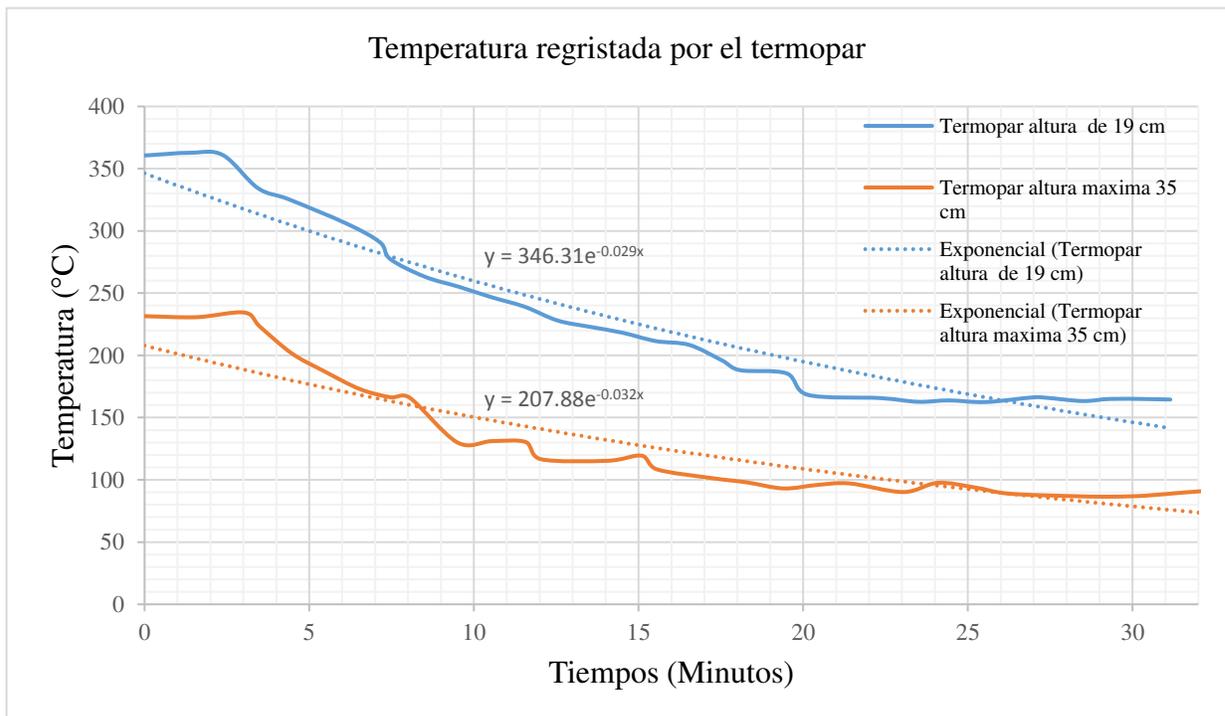
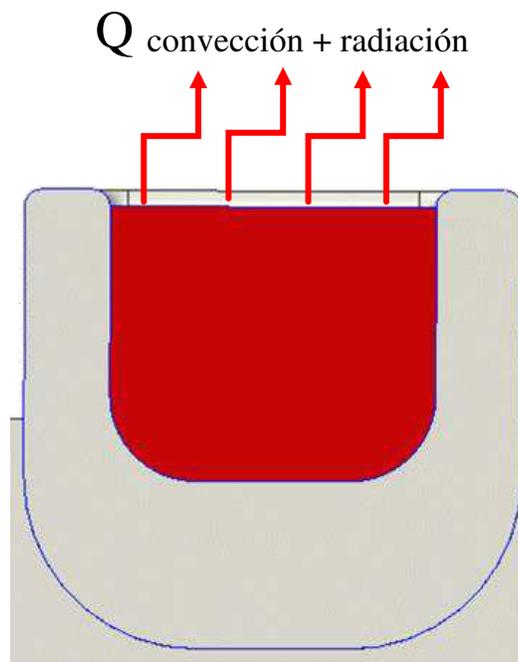


Figura 5.5 Lecturas de la temperatura termopar.

Mediante los datos de las lecturas de la superficie del metal líquido datos importantes como el flujo de calor y números adimensionales como el número de Reynolds y Grashof fueron calculados por medio de las correlaciones y formulaciones que brindan varios autores sobre el tema de convección y radiación mostradas en el Capítulo 3, fue realizado con calculo en base a estas formulaciones en varias iteraciones con respecto al tiempo en base a la Figura 5.3 y así obtener un comportamiento en cada tiempo diferente y obtener un perfil de cambio de estos valores a través del tiempo, cuales resultados son mostrados en la Figura 5.6.



Propiedades promedio	Valor	Unidades
Calor por convección	10630.11	W
Calor por radiación	21159.28	W
Coefficiente de convección	67.5	W/m ² k
Calor total	31789.39	W
Reynolds	6.03 E +03	N/A
Grashof	8.94 E +06	N/A
Nusselt combinado	163.41	N/A
Gr/Re ²	0.25	N/A

Figura 5.6 Valores de obtenidos por medio de los cálculos analíticos de transferencia de calor

Con estos valores datos importantes como la cantidad y la calidad del calor son obtenidos y con apoyo de la investigación previamente documentada principalmente en el Capítulo 2, dan como resultado que la mejor opción a utilizar es el ciclo ORC debido por su eficiencia y capacidad de utilizarse para recuperar a baja o media temperatura que es la forma que estaría trabajando el sistema de recuperación ya que por medio a los termopares se pudieron registrar temperaturas entre 250 a 350 °C en el aire (Figura 5.5). Además, datos de interés como el principal medio de transferencia de calor es la radiación comparado con la convección, también cual esta última se encuentra en un régimen laminar y que tanto la convección natural y forzada son importantes para el análisis y que están involucrados en la transferencia de calor por convección.

5.2.4 Resultados de la comparativa del modelo de CFD y modelo físico

La comparativa del modelo de CFD y físico (Figura 5.7 y 5.8) muestran un comportamiento de enfriamiento del metal líquido y un aumento de la temperatura de la placa de acero 310 correctos con respecto a lo observado en la práctica y a la teoría que presenta en diferentes textos sobre transferencia de calor ya citados previamente. Es importante recalcar que, aunque no se pueda representar totalmente las variables del sistema como el volumen correcto del metal líquido. Es aun así una importante herramienta en la predicción de la transferencia de calor que ayudo en la realización de este proyecto.

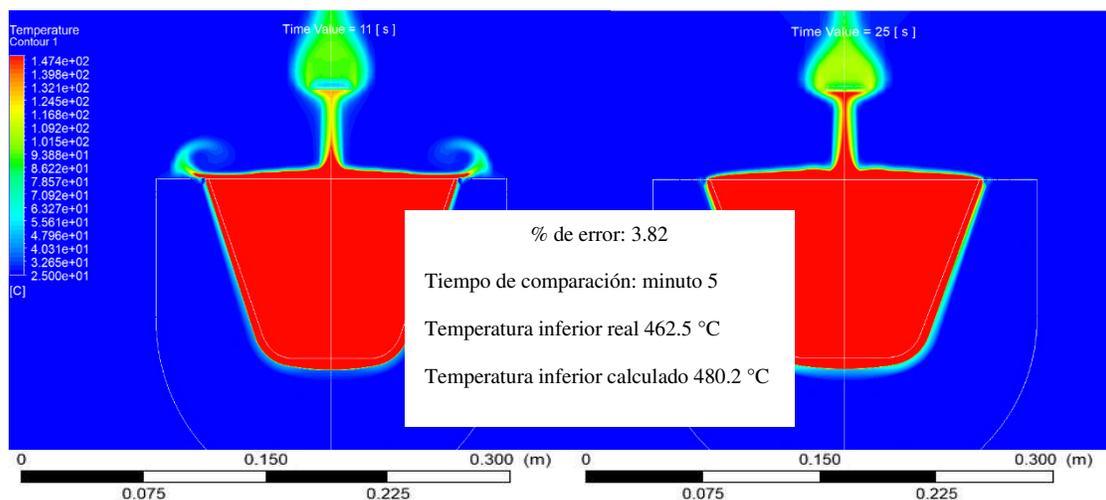


Figura 5.7 Porcentaje de error con respecto a la prueba física y el modelo matemático.

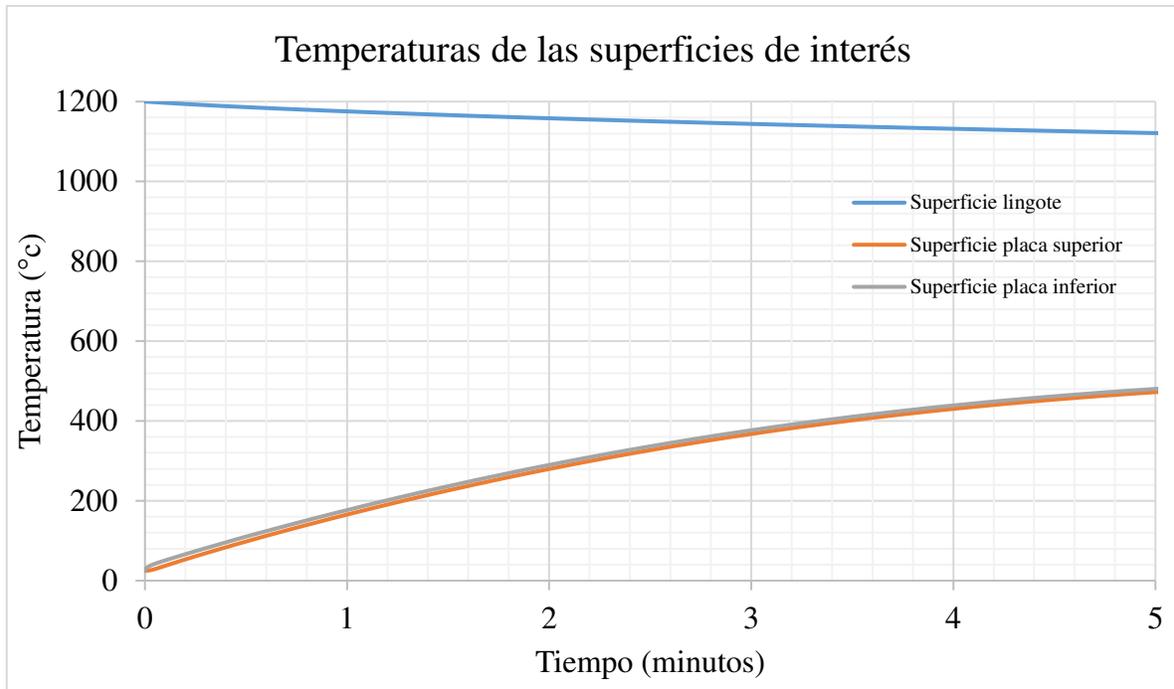


Figura 5.8 Decremento e incremento de temperaturas a través del tiempo.

Además, con este análisis se obtuvo el flujo de calor (W/m^2) que pasa por a través de las paredes de la lingotera que es de gran utilidad para cuantificar que porcentaje de calor que es disipado por la conducción en las paredes de la lingotera. El flujo de calor dado por el sistema es mostrado por la Figura 5.9.

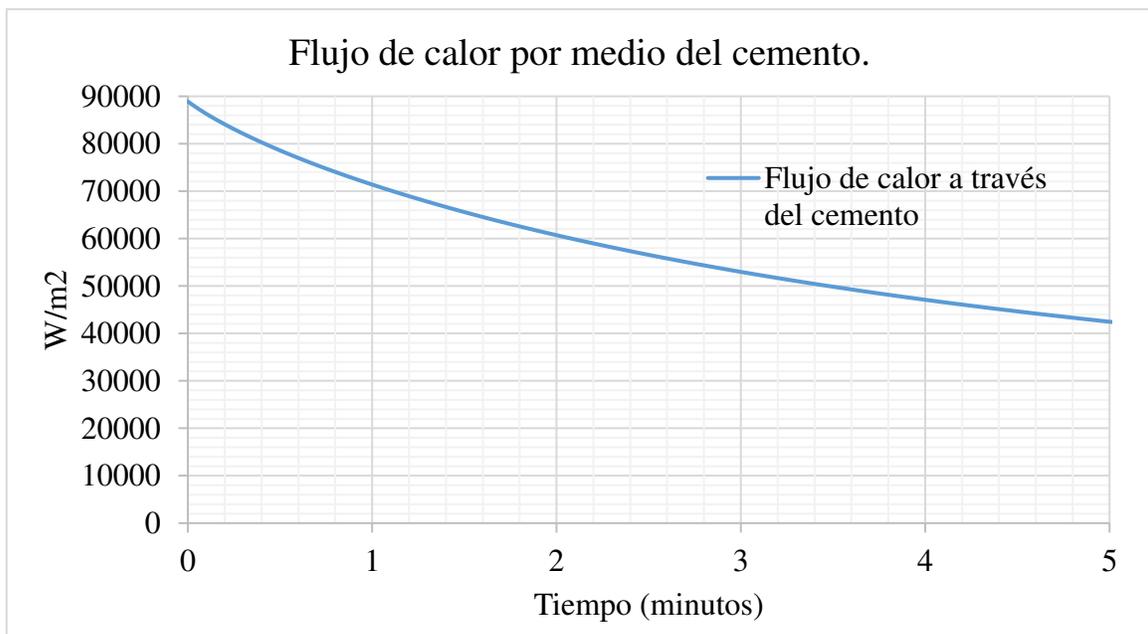


Figura 5.9 Flujo de calor por conducción debido por el contacto de las paredes de la lingotera con el metal líquido.

A través de estos datos es posible obtener un porcentaje de la cantidad de calor dispersado por el ambiente y el otro por el cemento refractario de la lingotera los datos de esta comparativa demostraron que un 44% del calor es arrojado hacia el ambiente y el 56% es perdido por conducción, esto es debido por el área de contacto del aire es pequeña a comparación del área que está en contacto con el cemento refractario.

Asimismo, por de estos resultados solo un 44% de la energía interna de la lingotera es posible de capturar por el sistema propuesto, esto abre el margen o posibilidad de una comparativa y discusión mayor sobre las demás alternativas que pueden ser aplicadas en el área de estudio analizando la cantidad de energía factible de capturar por otros sistemas y dar a la compañía herramientas de decisión para la asignación de un presupuesto dedicado para el desarrollo de un sistema que ofrezca el mayor retorno a la compañía.

5.3 Etapa de desarrollo

Como se ha definido, la etapa de desarrollo consistió en el análisis termodinámico del sistema propuesto en el Capítulo 4 como ciclo ideal, la representación del modelo en un software CAD para su representación del modelo, su funcionamiento y pruebas en un proceso de simulación en un software CFD para el continuo mejoramiento de la geometría, cuales resultados y discusiones son mostrados en esta sección.

5.3.1 Análisis termodinámico

Para el proyecto dos diferentes configuraciones fueron propuestas donde el componente que se cambiaba en el sistema fue el expansor. Esto con el fin de analizar los cambios en los requerimientos y eficiencias del sistema; expansores de 1 kW y 5 kW de generación fueron analizados los resultados mostrados en un diagrama tipo rueda para su fácil interpretación en las Figuras 5.10 y 5.11.

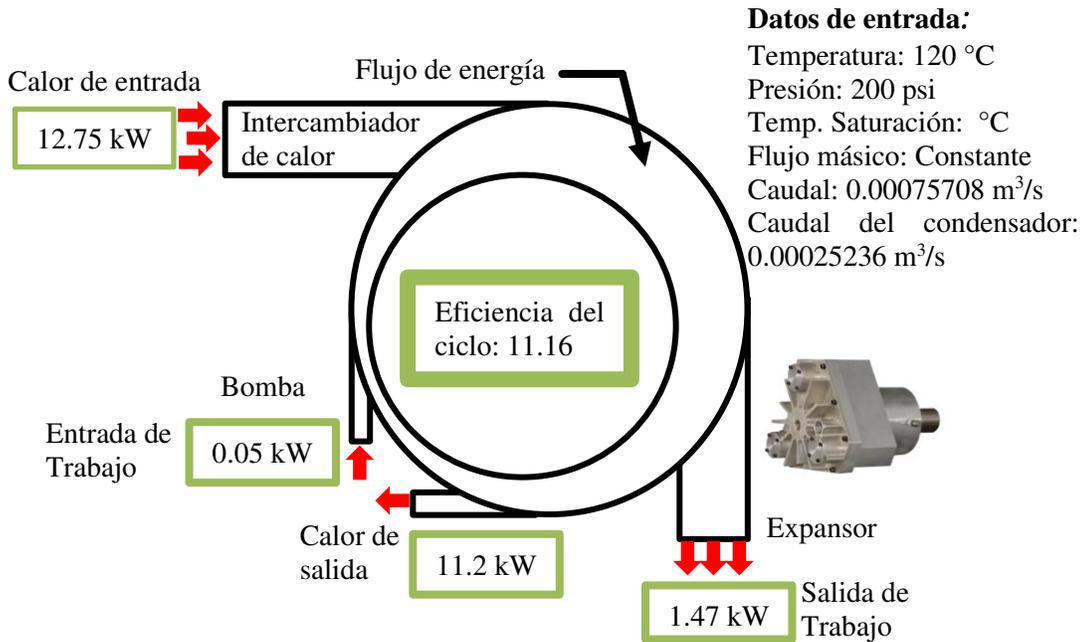


Figura 5.10 Sistema de 1 kW de generación.

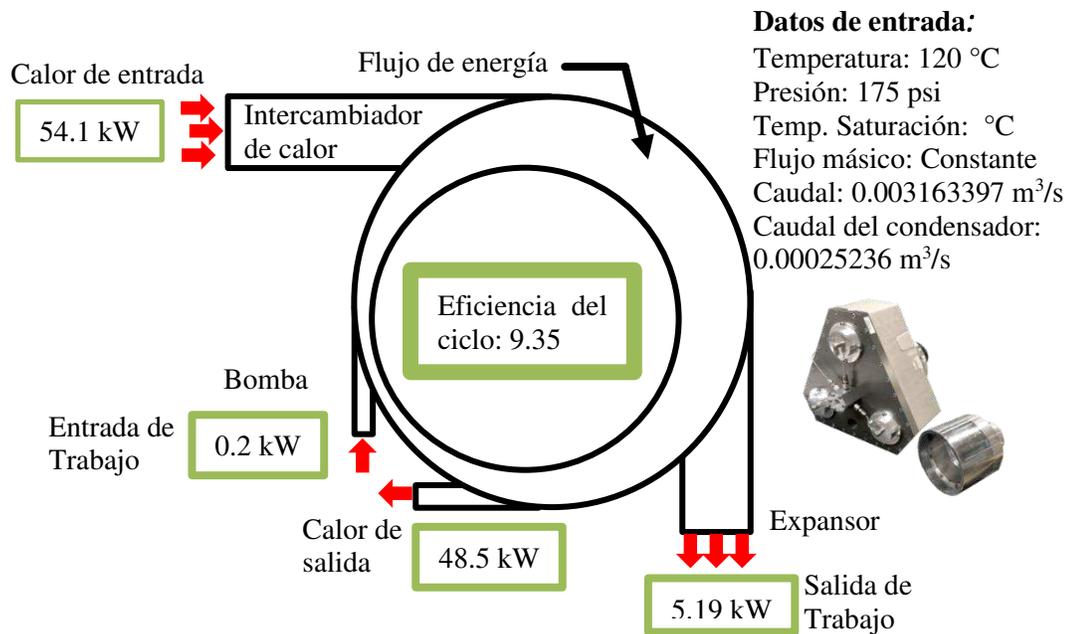


Figura 5.11 Sistema de 5 kW de generación.

A través de estos resultados es factible hacer una selección de componentes, dado a que se cuenta ya con datos de los requerimientos como flujos y energía necesaria (calor y trabajo) para el sistema, con ello podemos decir que para mantener la presión correspondiente a 200 psi es necesario una bomba de desplazamiento positivo como en el trabajo de David Mayer pero en el sistema 2 utilizar una bomba de desplazamiento no positivo por el caudal necesario para conseguir alimentar el sistema, además el volumen de placas en el intercambiador de calor en el sistema 2 aumentaría en comparación del sistema 1, por la cantidad de energía que ocupa primero al entrar y otro al salir del sistema.

Aunque estos cálculos no contemplan pérdidas de caudales o calor por fricción por el contacto de la tubería y el contacto con el entorno, como se ha dicho, da también como resultado márgenes de complejidad que sirve de referencia para la empresa y para la cantidad de componentes necesarios para además de su compresión, adquisición, armado de los mismos para la creación del sistema e igualmente su mantenimiento dentro de su vida útil dentro de la compañía. También una comparativa entre otros sistemas posibles que la empresa que pudiera explorar la empresa como se muestra en la metodología desarrollada para este proyecto.

Estas dos configuraciones pueden ser creadas, aunque las demandas en energía y caudales de cada una de estas son muy distintas, es necesario estudios más profundos para poder conocer sus ventajas y desventajas así también pruebas de la geometría para analizar cuál es más eficiente y factible para alcanzar la tarea de capturar y canalizar el calor residual de la lingotera, son los tiempos de calentamientos del fluido del trabajo para analizar caudales, sistema de extracción de calor para analizar la eficiencia de los sistemas.

5.3.2 Representación del sistema

Como se mencionó en el Capítulo 4 dos métodos diferentes para la captura del calor liberado por la superficie superior de la lingotera, fueron puestos a prueba dos geometrías diferentes una con un sistema corredizo y el otro un sistema de levante para las lingoteras. Las dos pruebas fueron evaluadas en ANSYS Fluent los resultados son mostrados 5.12 y 5.13.

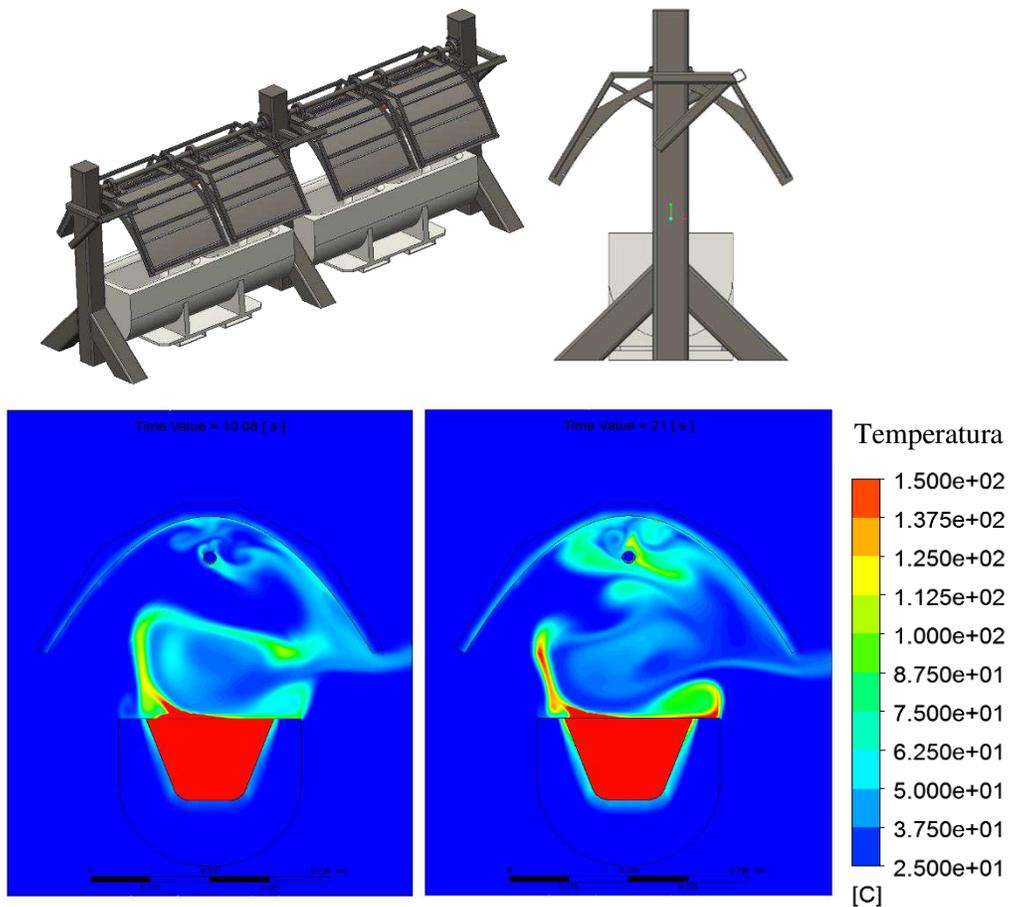


Figura 5.12 Contorno de temperaturas para la geometría 1, sistema corredizo.

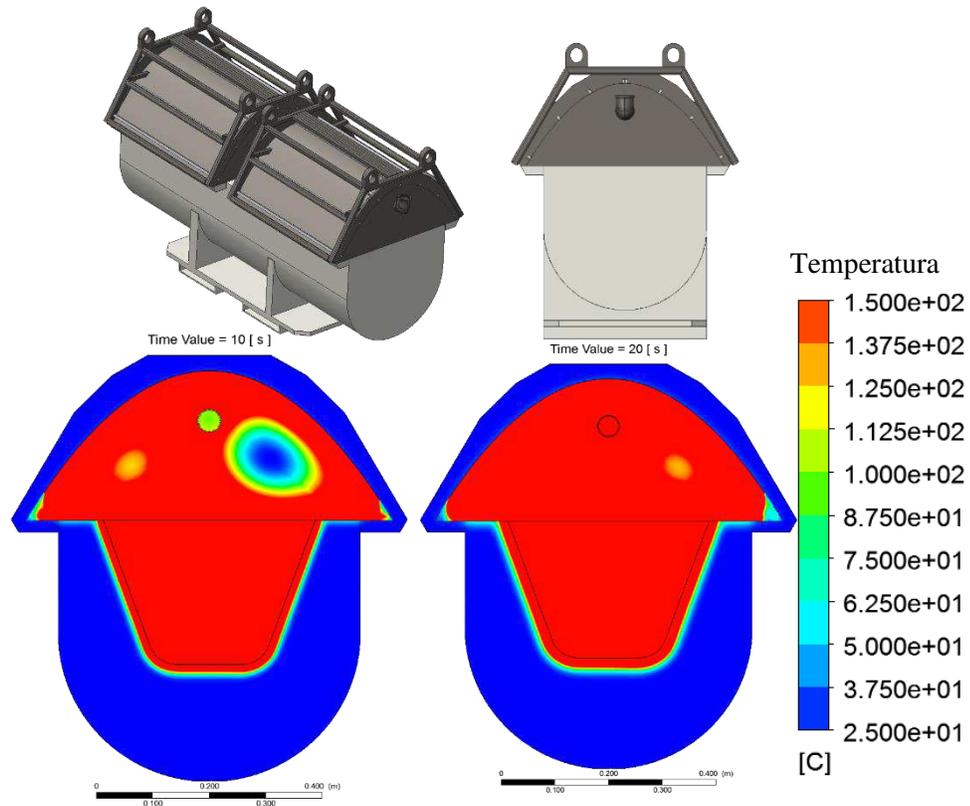


Figura 5.13 Contorno de temperaturas para la geometría 2, sistema de levante.

En la geometría #1, cualquier flujo de aire afecta directamente en la convección, en el análisis el flujo de aire se genera pequeños vórtices que expulsan el aire fuera de la geometría y no enfocándola en la tubería, en cambio en la geometría #2 al bloquear cualquier flujo de aire externo detiene el flujo de convección dentro de la cámara y aumentar la temperatura del fluido de extracción haciéndola la geometría más eficientemente.

En los resultados opción de la geometría #2 demuestra ser la más eficiente al realizar la tarea de capturar el calor residual que escapa a través de la superficie superior del metal líquido. Sin embargo, también la que más retos en ingeniería supone por el hecho del manejo del sistema de levante, e igualmente en tema de conexión necesarias

Aun con estos retos de ingeniería la geometría #2 se lleva a una segunda etapa de pruebas y toma como sistema de referencia para proyecto de investigación debido por sus buenos

resultados en la prueba de CFD y la cual además sienta una base para futuras modificaciones o la generación de diferentes métodos para el sistema de extracción de calor del área de lingoteras de la compañía.

5.3.3 Análisis de pruebas

Es importante recalcar que el llenado de la lingotera no es constante, depende de varios factores de operación del proceso de vaciado en moldes, debido a esto la prueba de la geometría en el software de CFD, se dividió en un total de 13 casos; donde los primeros 12 son la representación de 12 vaciados de material en la lingotera los cuales son un promedio brindado por la compañía y el caso 13 representa el caso de un vertido total en el slot de la lingotera, por un promedio de tiempo de 15 minutos en todos los casos. El incremento de la temperatura a través del tiempo es medido en el área que representa el fluido de extracción de calor (glicol), cual aumento es mostrado en la Figura 5.14.

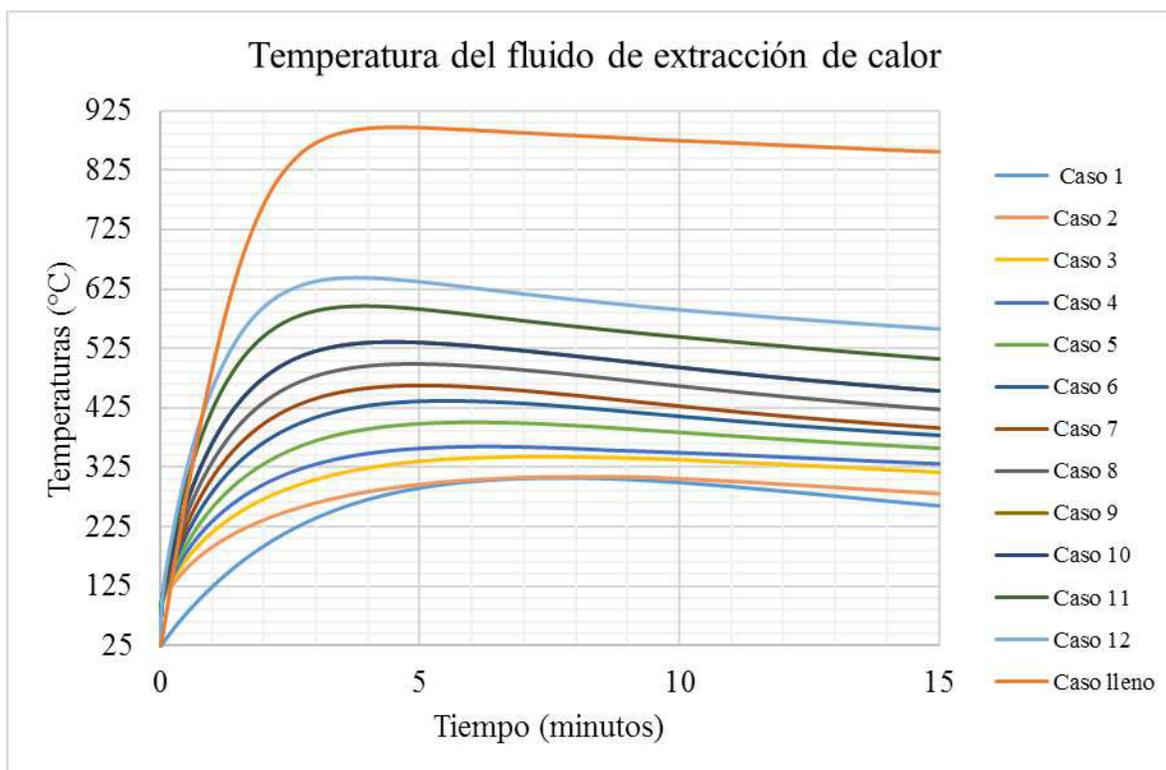


Figura 5.14 Tiempo vs temperaturas de los casos de estudio.

Es por medio de estas pruebas que es posible definir flujos teóricos para el sistema de extracción de calor (Tabla 5.5) según el volumen de metal líquido que se encuentra dentro de la lingotera. Así mismo se puede apreciar toda la energía que se desperdicia apreciando la diferencia entre el caso 12 y el caso lleno, un punto importante para futuros rediseños del modelo, cabe destacar también que los sistemas utilizados solo son capaces de soportar hasta 200 °C y el etilenglicol cambia de fase a 197 °C, es un dato importante para los parámetros de operación ya que restringe la temperatura máxima del sistema.

Tabla 5.5 Flujos teóricos del sistema de extracción de calor.

Temperatura de operación					Sist. 1		Sist. 2	
140 °C					Factible			
# de caso	Tiempo (segundos)	Velocidad(m/s)	Área(m ²)	Flujo (gpm)				
Caso 1	72.20	8.45 E-03	1.34 E-03	0.18				
Caso 2	21.00	2.90 E-02	1.34 E-03	0.62				
Caso 3	16.10	3.79 E-02	1.34 E-03	0.80				
Caso 4	13.60	4.49 E-02	1.34 E-03	0.95				
Caso 5	11.60	5.26 E-02	1.34 E-03	1.11				
Caso 6	10.00	6.10 E-02	1.34 E-03	1.29				
Caso 7	8.90	6.85 E-02	1.34 E-03	1.45				
Caso 8	7.70	7.92 E-02	1.34 E-03	1.68				
Caso 9	7.00	8.71 E-02	1.34 E-03	1.85				
Caso 10	6.90	8.84 E-02	1.34 E-03	1.87				
Caso 11	6.00	1.02 E-01	1.34 E-03	2.16				
Caso 12	5.50	1.11 E-01	1.34 E-03	2.35				
Lleno	14.00	4.36 E-02	1.34 E-03	0.92				

Considerando la densidad del glicol a temperatura ambiente, se puede generar un balance entre el calor transferido entre el fluido de transferencia de calor y el fluido de trabajo para poder analizar la factibilidad de la transferencia de calor del sistema,

El sistema 1 (1 kW) con el expansor al requerir menos energía los flujos máxicos generados por la bomba serían más factibles para generar la transferencia de calor a través de los intercambiadores propuestos.

El sistema 2 (5 kW) por su parte los flujos máxicos generados no son factibles hasta el sistema 1 debido al aumento del área de transferencia de calor el volumen que ocupa el aire es menor el calor por convección se disipa menos al ambiente y el aumento de la temperatura de la lingotera donde el diferencial de temperaturas es menor en la transferencia de calor por conducción por la lingotera.

Con estos resultados se aprecia que los requerimientos en el sistema 2 son demasiados exigentes para la fuente calor puesta en discusión para este proyecto de investigación, en cambio el sistema 1 se adapta fácilmente a la fuente de calor, es posible que con una investigación y experimentación con el flujo del sistema con el fluido de extracción de calor se pueda obtener mejores resultados en los tiempos de calentamientos de fluido, pero con lo visto en los actuales resultados se deja al caso 1 como principal configuración para la representación de sistema de recuperación de calor por su compatibilidad con la fuente de calor.

5.3.4 Modelo propuesto

Con el análisis termodinámico y el análisis de la geometría en CFD se propuso ya una representación del sistema con todos los sistemas básicos y una representación del ORC en base al sistema que propone David Meyer en su trabajo, mismo que es presentado en la Figura 5.15.

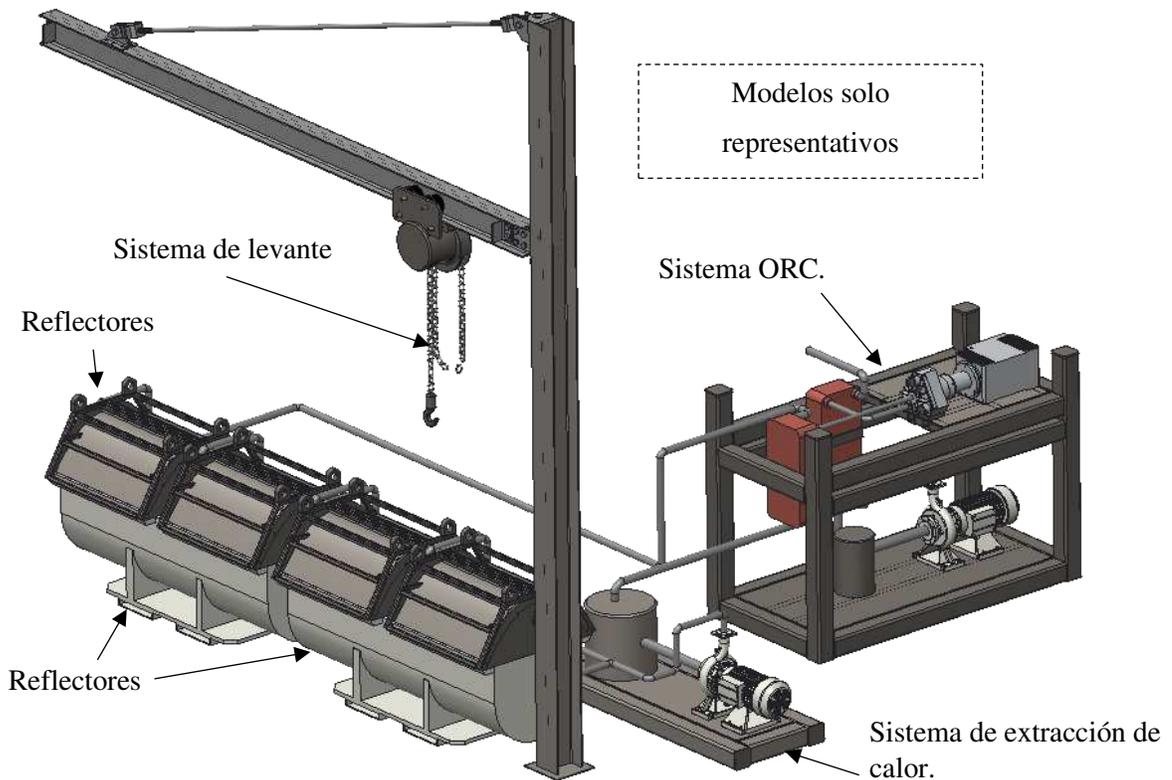


Figura 5.15 Representación del sistema de recuperación de calor residual.

En base a la representación básica se puede apreciar los diferentes retos en ingeniería que implica instalar un sistema termodinámico en la zona de lingoteras, problemas de seguridad y ergonomía son apreciables a simple vista; además tema de conexiones es importante, es necesario un sistema flexible de tuberías en la parte de los reflectores para permitir el levante de estos.

5.3.5 Parámetros de operación

En la Figura 5.16 son mostrados los parámetros de operación y limitaciones del sistema con respecto a temperaturas.

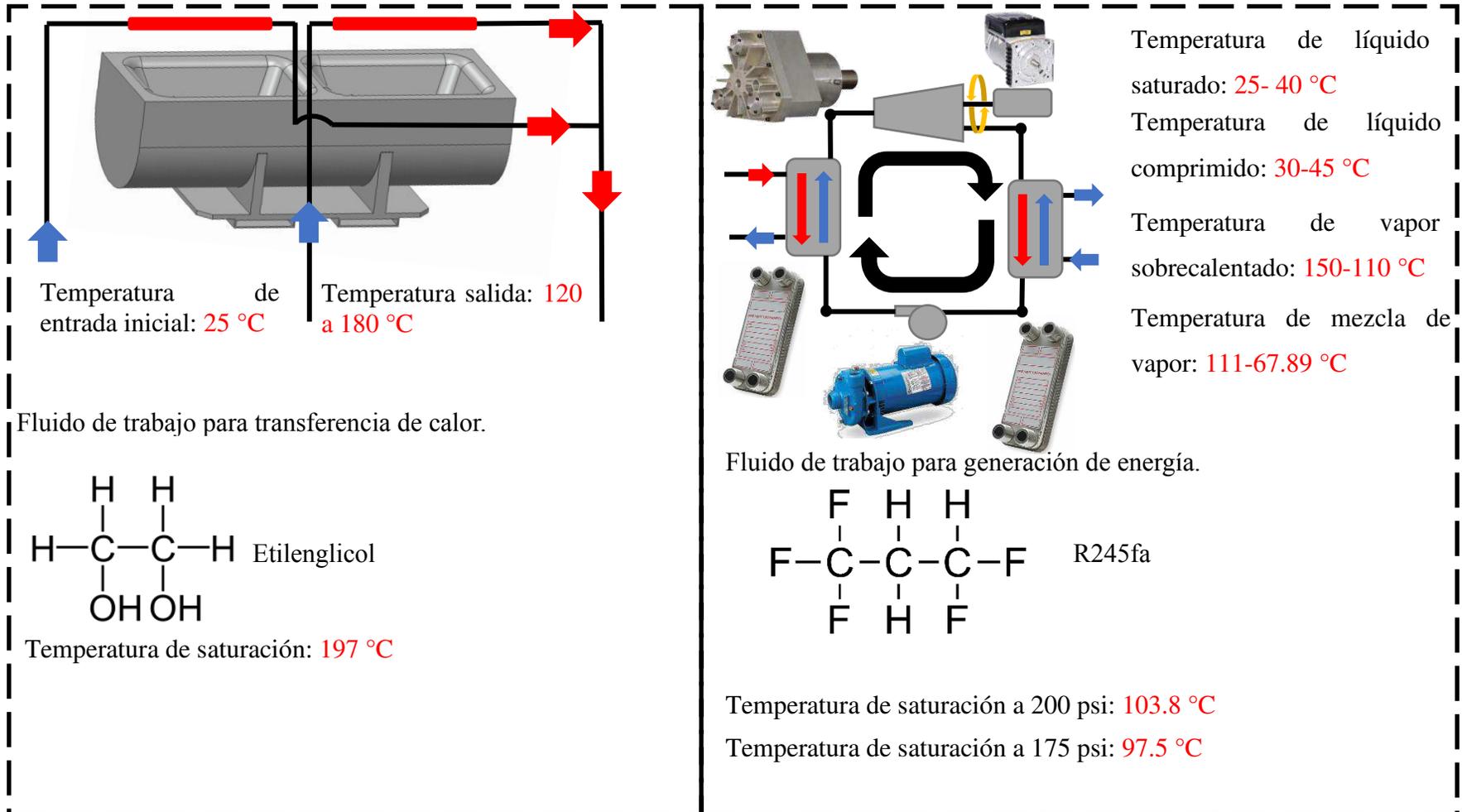


Figura 5.16 Parámetros de operación.

Todos estos parámetros están basados principalmente en las limitantes de los componentes del sistema (Anexados), mismos que son aportados por los proveedores de los componentes utilizados para generar un modelo lo más apegado a la realidad posible y un sistema que pueda ser aplicado o dar un parámetro inicial para la aplicación este tipo de sistemas en la compañía.

En la primera instancia el Etileno glicol, es elegido como fluido de transferencia de calor hacia el sistema de ORC debido a sus buenas propiedades térmicas además por el punto de auto ignición de 427 °C, cual sirve como punto importante de seguridad para el sistema, además su gran uso actualmente en la industria y productos y lo convierte en un producto típico en el mercado, además que es utilizado en sistemas ORC solares, principales sistemas que fueron tomados como referencia para la propuesta de este sistema,

Por su parte el R245fa es seleccionado principalmente por sus propiedades térmicas, por ser un refrigerante que cumple con las normas medio ambientales actuales y por la gran cantidad de antecedentes y casos de éxito dentro de sistemas de recuperación de calor que lo utilizan como fluido de trabajo, aunque como se pudo apreciar en el trabajo Marco Astolfi la cantidad de fluidos para este tipo de aplicaciones es grande dejando a la posibilidad de que si realizan más pruebas físicas encontrar algo más acorde a las condiciones del sistema.

5.3.6 Energía recuperada por el sistema

Con los cálculos de transferencia de calor y los calculo termodinámicos es posible analizar la energía que contiene totalmente la lingotera y cuanta de esta energía es transferida al ambiente y cuanta es la energía que realmente recupera el sistema. Y la energía cual genera el sistema, donde los resultados son mostrados en la Figura 5.17.

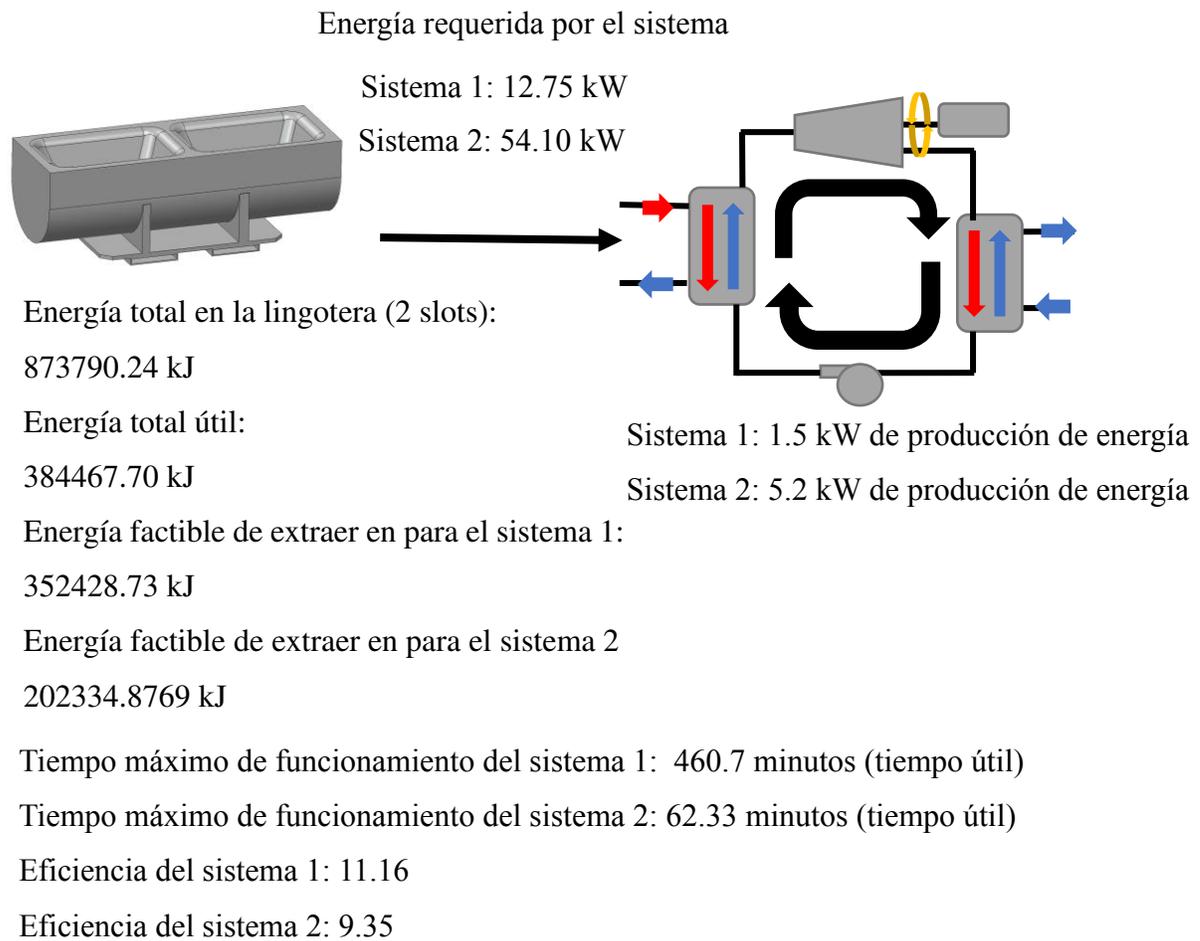


Figura 5.17 Energía recuperada por el sistema.

Debido a los resultados de la calibración donde se obtuvo el flujo de calor a través de las paredes y los cálculos analíticos por medio de correlaciones se logró obtener un porcentaje de la cantidad de calor que la lingotera transfiere a través de la superficie al ambiente mismo cual es plasmado la Figura 5.17 como total energía útil.

Asimismo con la simulación de los casos, se obtuvo cuál de los casos es caudal es adecuado para realizar la transferencia de calor, donde para el sistema 1 los casos del 2 al 12 fueron factibles y para el caso 2 solo del caso 11 y 12 fueron factibles debido a los caudales generados para extraer el calor mismo que también son mostrados en la figura anterior como energía factible y con base a los requerimientos del sistema en cuanto energía se calcula el tiempo, sin tener en cuenta la disipación de la energía a través del aire.

En conjunto de los resultados anteriores es muy importante destacar el potencial del motor necesario para la generación de la presión y caudal necesarios para cada uno de los sistemas presentados en este proyecto casos como el de Usman Muhammad donde utiliza un motor de .75 kW para generar el caudal y presión necesarios para generar 1 kW, en los casos de recuperación de calor de baja temperatura es habitual encontrar este tipo de complicaciones en el sistema.

En lo particular el sistema 1 con expansor de baja potencia de la compañía Airsquared sufre el mismo efecto para poder generar 1.6 kW el caudal y presión necesario un motor de 1.2 kW y además se proponen dos bombas más para condensador y el sistema de extracción de calor donde en total se necesitan 0.08 kW para generar los caudales necesarios para la extracción y desalojo del calor necesario dejando para la generación neta solo el 0.1 kW. En el sistema 2 que utiliza un expansor de 5 kW para poder generar esta cantidad de energía es necesario una bomba centrífuga para dar el caudal y presión necesarios, pero para ello se necesita la potencia de 3 hp por datos de proveedor dando como generación neta 2.8 kW.

Debido a que los datos de los resultados actuales solo se toman en cuenta la eficiencia del expansor y es aún difícil marcar la mejor configuración debido y al no considerar pérdidas en el sistema termodinámico, Sin embargo, analizando de cómo se adaptan los sistemas a la fuente de calor, los tiempo útil de operación y eficiencias se considera la sistema 1 de 1 kW de trabajo de salida como opción a desarrollar para el sistema de recuperación de calor asimismo esta configuración es la que cuentan todos los casos de éxito que son citados en la investigación.

5.4 Adaptación de modelo propuesto

Bajo los resultados presentados en el modelo propuesto, un modelo más se propone para disminuir los problemas de ingeniería presentados en el sistema, mismo modelo final es presentado en las Figuras 5.18, 5.19 y 5.20.

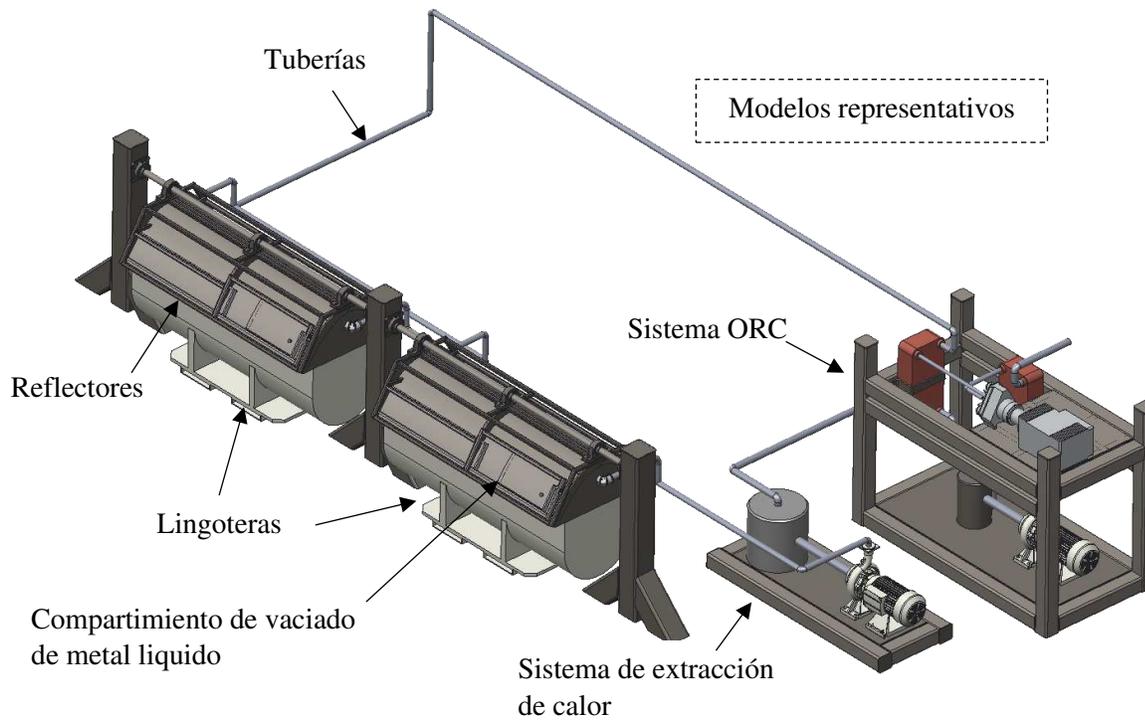


Figura 5.18 Sistema final propuesto.

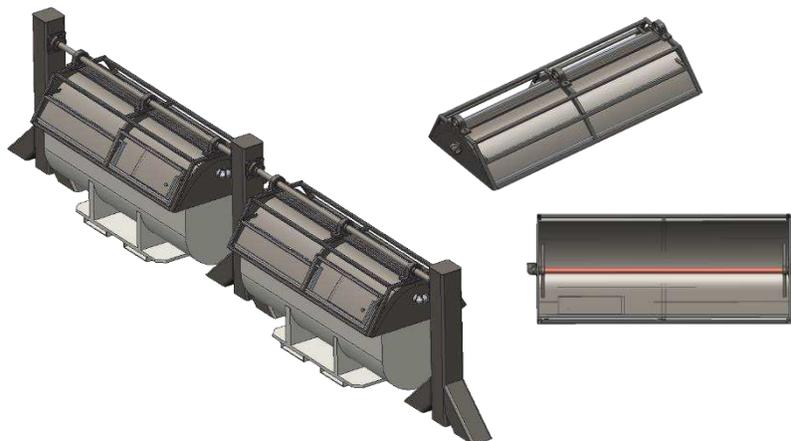


Figura 5.19 Geometría propuesta para los reflectores.

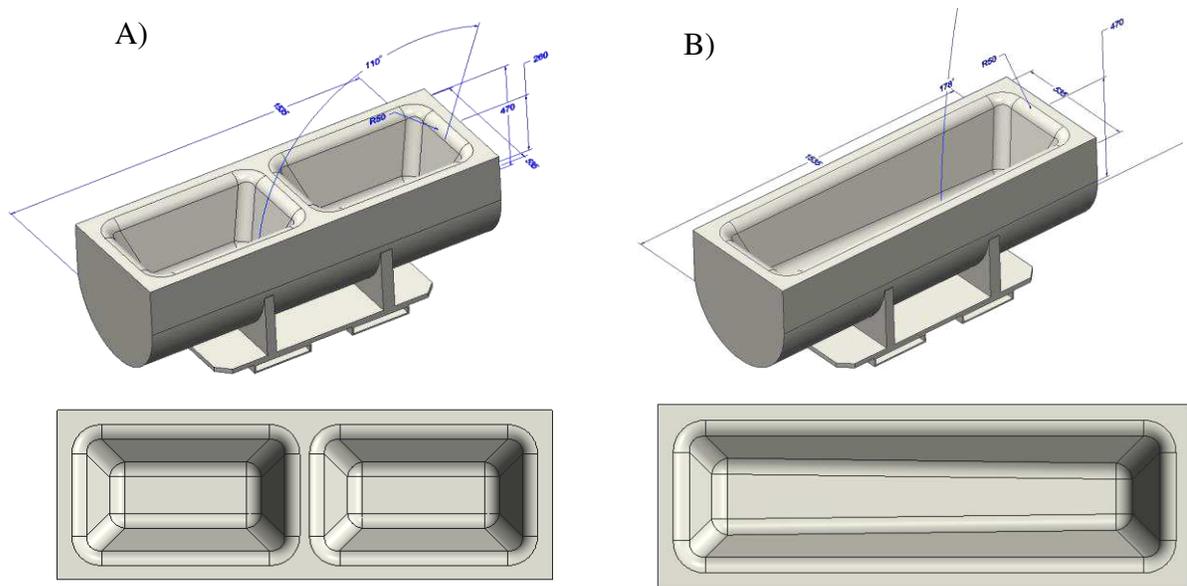


Figura 5.20 Cambio en la lingotera, A) Lingotera actual en la compañía, B) Lingotera propuesta en el modelo final.

Por medio de estas modificaciones se busca primero una mayor área superficial para la transferencia de calor hacia el ambiente, es decir aumentar el área de contacto del metal líquido con el aire se manera aumentar la transferencia de calor, quitando el slot intermedio que separa los espacios de la lingotera y creando una inclinación de 2 grados para el flujo de material dentro del espacio de la lingotera.

Además, con este modelo se reducen el número de conexiones del sistema haciéndolo más sencillo, también el uso de tuberías flexibles (mangueras) que da descartado por un sistema de tuberías fijas, debido de que ya no se busca el movimiento de los reflectores si no el de las lingoteras.

El principal riesgo del sistema es el llenado de la lingotera, donde se proponen de un acero inoxidable debido que en la prueba de calibración este material soporto bien el flujo de calor de la lingotera, pero el vertido de un flujo de metal líquido directo en el metal de los reflectores es demasiado peligroso ya que el metal inoxidable es capaz de resistir temperaturas hasta 800 °C por datos de base de datos.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajo a futuro

Se desarrolló una metodología que permite la evaluación de una fuente calor; dicha metodología ofrece las herramientas necesarias para cualquier estudio ya sea de transferencia de calor, o bien un análisis termodinámico; además permite el libre desarrollo de modelos bajo objetivos similares. Estas mismas herramientas utilizadas permiten el estudio de factibilidad para la generación de un sistema de recuperación de calor sin utilizar un modelo físico en planta, y por lo tanto sin inversión en prototipos físicos.

A través de la búsqueda de la literatura se encontraron diferentes métodos de recuperación de calor manera directa, tales como sistemas termoeléctricos o termo fotovoltaicos y manera indirecta como los sistemas termodinámicos donde actualmente estos son los más eficientes, y cuál de ellos el ciclo ORC es uno de las opciones más versátiles por su rango de operación de baja y media temperatura y no muy alta complejidad en sus subprocesos que facilitan su análisis para su factibilidad con la fuente calor.

Dentro de la compañía se localizaron varios subprocesos de manufactura que generan calor residual o de igual manera por efectos naturales como el calor solar y que cada una tiene el potencial de desarrollar alguna tecnología que permita la recuperación de energía no desperdiciada, desde los gases residuales hasta el metal de retorno son opciones factibles ya que se encuentran dentro del rango de temperaturas (baja, media y alta) para generar alguna oportunidad de calor residual cual como proponen autores como Robert Goldstick y Albert Thumann.

Por medio, de los diferentes casos de éxito y respectivos análisis cuales se analizaron y realizaron para este proyecto de investigación, se pudo generar un sistema y una geometría representativa, cual plasma los principales componentes del sistema y cual gracias a esto se pueden visualizar más áreas de desarrollo como la selección de materiales, o ergonomía con

la manipulación con la fuente de calor y el sistema de extracción de calor, aun con esto demostró ser una alternativa factible aun con su baja eficiencia y retos de ingeniería.

El sistema 1 (1 kW) se considera la configuración a desarrollar por su tiempo de operación y su adaptación con la fuente de calor, todo esto a pesar de su baja eficiencia debido a que existen opciones para aumentar esta misma como la de adaptar un recuperador para precalentar el fluido de trabajo antes de entrar el fluido antes de entrar de nuevo al evaporador.

Para costo del sistema debido a la falta de comunicación directa con proveedores y una cuantificación correcta de tuberías y para los volúmenes de los fluidos de trabajo del sistema es complicado generar una cifra exacta para un desarrollo físico del proyecto, pero aun así trabajos como el de Matthew S. Orosz y paginas como Grainger y McMaster es posible cuantificar una cifra de 10,197 USD donde solamente se cotizan los componentes más básico y dejando de también afuera componentes más pequeños como termopares y válvulas y la mano de obra requerida y mantenimientos.

Trabajo a futuro y recomendaciones

Se recomienda utilizar la metodología desarrollada para otra alternativa como sistemas de conversión directa como sistemas termo voltaicos para generar una discusión más amplia de la mejor opción a utilizar en el área de lingoteras.

Realizar pruebas a pequeña escala de los colectores para analizar comportamientos reales de la geometría con respecto a temperaturas y su comportamiento en el área de producción para identificar áreas de oportunidad como en áreas de seguridad y ergonomía.

Contemplar la generación de un sistema de control para la regulación del sistema cuando se encuentre en operación, la generación de un modelo del sistema más adaptable para el área de lingotera cual cuenta principalmente una selección de materiales y contando además en cuenta los factores térmicos como fatiga, y el desarrollo de un modelo de CFD en 3 dimensiones para el análisis de la transferencia de calor en todo el cuerpo del colector y fluido de transferencia de calor como líneas de investigación a futuro

Seguir con la evaluación de las diferentes áreas con la metodología generada, para continuar con el mejoramiento del sistema energético de la compañía y continuar con el desarrollo científico y tecnológico de la compañía.

Bibliografía

- [1] S. Kalpakjian, S. R. Schmid, and G. Sánchez García, *Manufactura, ingeniería y tecnología*. Pearson Educación, 2002.
- [2] Oropeza Perla, “Industria de la fundición, estancada; se prepara para retomar el camino del crecimiento: SMF,” Mexico, 03-Oct-2013.
- [3] L. Ozawa, C. Sheinbaum, N. Martin, E. Worrell, and L. Price, “Energy use and CO2 emissions in Mexico’s iron and steel industry,” *Energy*, vol. 27, no. 3, pp. 225–239, Mar. 2002.
- [4] INEGI, “Estadísticas a propósito de la industria del Hierro y del Acero,” 2012.
- [5] “SENER | Sistema de Información Energética | Consumo final de energía en el sector industrial.” [Online]. Available: <http://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=cuadro&subAction=applyOptions>. [Accessed: 15-Jan-2019].
- [6] Secretaria de energía, “Prospectiva del Sector Eléctrico,” 2013.
- [7] Secretaria de energía, “Balance Nacional de Energía | Secretaría de Energía | Gobierno | gob.mx.” [Online]. Available: <https://www.gob.mx/sener/documentos/balance-nacional-de-energia>. [Accessed: 10-May-2018].
- [8] “Qué es EE | Agencia de Eficiencia Energética.” [Online]. Available: <https://www.acee.cl/eficiencia-energetica/que-es-ee/>. [Accessed: 09-May-2018].
- [9] “Introducción a la Eficiencia Energética y Sistemas de Gestión de la Energía en Pymes de México,” 2017.
- [10] P. Thollander, S. Backlund, A. Trianni, and E. Cagno, “Beyond barriers“ A case study on driving forces for improved energy efficiency in the foundry industries in Finland, France, Germany, Italy, Poland, Spain, and Sweden,” *Appl. Energy*, vol. 111, pp. 636–643, 2013.
- [11] T. Fleiter, E. Worrell, and W. Eichhammer, “Barriers to energy efficiency in industrial bottom-up energy demand models—A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 6, pp. 3099–3111, Aug. 2011.
- [12] E. Worrell, L. Bernstein, J. Roy, L. Price, and J. Harnisch, “Industrial energy efficiency and climate change mitigation,” *Energy Effic.*, vol. 2, no. 2, pp. 109–123, May 2009.
- [13] M. Lukawski, “Design and Optimization of Standardized Organic Rankine Cycle Power Plant for European Conditions Subtitle.”
- [14] C. G. Gutiérrez-Arriaga, F. Abdelhady, H. S. Bamufleh, M. Serna-González, M. M. El-Halwagi, and J. M. Ponce-Ortega, “Industrial waste heat recovery and cogeneration involving organic Rankine cycles,” *Clean Technol. Environ. Policy*, vol. 17, no. 3, pp. 767–779, Mar. 2015.

- [15] X. Qin, T. Mohan, M. El-Halwagi, G. Cornforth, and B. A. McCarl, "Switchgrass as an alternate feedstock for power generation: an integrated environmental, energy and economic life-cycle assessment," *Clean Technol. Environ. Policy*, vol. 8, no. 4, pp. 233–249, Nov. 2006.
- [16] "Integration of Solar Energy into Absorption Refrigerators and Industrial Processes."
- [17] H. D. Madhawa Hettiarachchi, M. Golubovic, W. M. Worek, and Y. Ikegami, "Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources," *Energy*, vol. 32, no. 9, pp. 1698–1706, Sep. 2007.
- [18] U.S. Department of Energy, "Waste Heat Recovery: Technology Opportunities in the US Industry," *Waste Heat Recover. Technol. Oppor. US Ind.*, pp. 1–112, 2008.
- [19] A. María and C. Quiñones, *Energías alternativas: Solución para el desarrollo sustentable*, 1ª. REFINOR S.A, 2006.
- [20] Heesung Shin, "Heat balance method for the industrial energy conservation evaluation: a matrix system approach," Northwestern University, 1989.
- [21] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Termodinámica*. McGraw-Hill, 2012.
- [22] J. Selvaraj, V. S. Varun, Vignesh, and V. Vishwam, "Waste Heat Recovery from Metal Casting and Scrap Preheating Using Recovered Heat," *Procedia Eng.*, vol. 97, pp. 267–276, Jan. 2014.
- [23] R. Goldstick and A. Thumann, "Principles of waste heat recovery." Fairmont Press, Inc., Atlanta, GA, 01-Jan-1986.
- [24] A. Villar, J. J. Arribas, and J. Parrondo, "Waste-to-energy technologies in continuous process industries," *Clean Technol. Environ. Policy*, vol. 14, no. 1, pp. 29–39, Feb. 2012.
- [25] K. C. Rolle, V. González y Pozo, and A. Bravo Ortega, *Termodinámica*. Pearson, Educación, 2006.
- [26] J. Álvarez, *Máquinas Térmicas Motoras*. Barcelona: Alfaomega, 2002.
- [27] M. Amat Albuixech, "Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero," Universitat Jaume I, 2017.
- [28] H. D. Madhawa Hettiarachchi, M. Golubovic, W. M. Worek, and Y. Ikegami, "The Performance of the Kalina Cycle System 11(KCS-11) With Low-Temperature Heat Sources," *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 129, no. 3, p. 243, Sep. 2007.
- [29] T. Kuroki *et al.*, "Thermoelectric Generation Using Waste Heat in Steel Works," *J. Electron. Mater.*, vol. 43, no. 6, pp. 2405–2410, Jun. 2014.
- [30] M. C. Barma, M. Riaz, R. Saidur, and B. D. Long, "Estimation of thermoelectric power generation by recovering waste heat from Biomass fired thermal oil heater," *Energy Convers. Manag.*, vol. 98, pp. 303–313, Jul. 2015.

- [31] H. Olmos, “Materiales Piezoeléctricos y elementos Piezotrónicos,” *Nat. y Tecnol.*, vol. 1, no. 8, Dec. 2015.
- [32] T. Hendricks, “Engineering Scoping Study of Thermoelectric Generator Systems for Industrial Waste Heat Recovery,” 2006.
- [33] M. Laroche, R. Carminati, and J.-J. Greffet, “Near-field thermophotovoltaic energy conversion,” *J. Appl. Phys.*, vol. 100, no. 6, p. 063704, Sep. 2006.
- [34] S. Basu, Y.-B. Chen, and Z. M. Zhang, “Microscale radiation in thermophotovoltaic devices—A review,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 31, no. 6–7, pp. 689–716, May 2007.
- [35] J. Luther, “Thermophotovoltaic generation of electricity,” *Photovolt. Energy Conversion, 2003. Proc. 3rd World Conf.*, vol. 1, p. 9–11 Vol.1, 2003.
- [36] “Nanomaterial to drive a radical new generation of solar cells - Innovation Toronto.” [Online]. Available: <http://www.innovationtoronto.com/2016/04/nanomaterial-to-drive-a-radical-new-generation-of-solar-cells/>. [Accessed: 18-May-2018].
- [37] F. Kreith, R. M. coaut. Manglik, and M. S. coaut. Bohn, *Principios de transferencia de calor*. Cengage Learning, 2012.
- [38] U. U. Rehman, “Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger through CFD Studies.”
- [39] R. S. Ransing, S. J. Hardy, and D. T. Gethin, *Undertake finite element based thermal analysis*. NAFEMS, 1999.
- [40] Y. A. Çengel and A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa. fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Education, 2011.
- [41] L. Jiménez, “Simulación y optimización de un ciclo simulación y optimización de un ciclo rankine orgánico (ORC) de pequeña rankine orgánico (ORC) de pequeña potencia (10 kW).,” Universidad de Zaragoza, 2013.
- [42] F. J. Guevara Castillo, J. A. Franco Quintanilla, and D. Garza Castaño, *Potencia fluida para ingenieros*. Pearson Educación.
- [43] Y. Teleman, P. Dermont, H. J. Kim, and K. S. Jang, “Rankine Cycles, Modeling and Control,” 2016.
- [44] “Direct drive plunger pumps.” [Online]. Available: <http://www.catpumps.com/products.asp?id=181&criteria=1>. [Accessed: 07-Mar-2019].
- [45] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, Jun. 2013.
- [46] E. Oralli, “Conversion of a Scroll Compressor to an Expander for Organic Rankine Cycle: Modeling and Analysis,” 2010.
- [47] *ANSYS Fluent Theory Guide ANSYS*. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc., 2013.

- [48] B. Andersson, R. Andersson, L. Håkansson, M. Mortensen, R. Sudiyo, and B. Van Wachem, *Computational fluid dynamics for engineers*. Cambridge University Press, 2011.
- [49] J. Anderson, *Computational Fluid Dynamics*. McGraw-Hill Education, 1995.
- [50] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics Second Edition*. 2007.
- [51] J. Xamán and M. Gijón-Rivera, *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*. Palibrio, 2016.
- [52] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited, 2007.
- [53] F. Moukalled, L. Mangani, and M. Darwish, *The finite volume method in computational fluid dynamics. An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab*. Springer International Publishing, 2016.
- [54] B. N. Beley, “Geometry of tube radiant heaters,” Prague, 2016.
- [55] M. Bianchi *et al.*, “Experimental Performance of a Micro-ORC Energy System for Low Grade Heat Recovery,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 899–906, Sep. 2017.
- [56] Y. Wang *et al.*, “A new understanding on thermal efficiency of organic Rankine cycle: Cycle separation based on working fluids properties,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 157, pp. 169–175, Feb. 2018.
- [57] P. Li, “Thermodynamic analysis of waste heat recovery of molten blast furnace slag,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 15, pp. 9688–9695, Apr. 2017.
- [58] D. Meyer, C. Wong, F. Engel, and S. Krumdieck, “Design and build of a 1 kilowatt Organic Rankine Cycle power generator,” 2013.
- [59] Z. Utlu and B. S. Önal, “Performance evaluation of thermophotovoltaic GaSb cell technology in high temperature waste heat,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 307, no. 1, 2018.
- [60] A. Tang, T. Cai, Q. Huang, J. Deng, and J. Pan, “Numerical study on energy conversion performance of micro-thermophotovoltaic system adopting a heat recirculation micro-combustor,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 180, pp. 23–31, Nov. 2018.
- [61] BCS, “Advanced Melting Technologies: Energy Saving Concepts and Opportunities for the Metal Casting Industry Advanced Melting Technologies: Energy Saving Concepts and Opportunities for the Metal Casting Industry Advanced Melting Technologies: Energy Saving Conc,” 2005.
- [62] K. Yazawa and A. Shakouri, “Cost-effective waste heat recovery using thermoelectric systems,” 2018.
- [63] A. Urbina Rivera, “Recuperación de calor residual de baja temperatura en un proceso industrial,” Instituto Tecnológico Y De Estudios Superiores De Monterrey, 2009.

- [64] “FLUKE Termómetro Infrarrojo, Rango de Temp.” [Online]. Available: <https://www.grainger.com.mx/producto/FLUKE-Termómetro-Infrarrojo%2C-Rango-de-Temp-%28F%29--22°-a-1652°%2C-Tamaño-del-Punto-de-Enfoque-1%22-%40-60%22%2C-Emisividad-Ajustable-0-10-a-1-00%2C-Puntero-Láser-Dual/p/28K861?analytics=sear>. [Accessed: 08-Jan-2019].
- [65] “FLUKE Termómetro Termopar.” [Online]. Available: <https://www.grainger.com.mx/producto/FLUKE-Termómetro-Termopar%2CRegistro-5/p/6TUM8?analytics=searchResults>. [Accessed: 08-Jan-2019].
- [66] “Anemometro MS6252A.” [Online]. Available: <http://tpmequipos.com/anemometro-ms6252a-flujo-de-aire.html>. [Accessed: 08-Jan-2019].
- [67] M. Astolfi, S. Lasala, and E. Macchi, “Selection Maps for ORC and CO₂ Systems for Low-Medium Temperature Heat Sources,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 971–978, Sep. 2017.
- [68] “EES: Engineering Equation Solver | F-Chart Software : Engineering Software.” [Online]. Available: <http://www.fchart.com/ees/>. [Accessed: 11-Jan-2019].
- [69] O. Rojas Lazo, L. Rojas Rojas, and L. R. Rojas, “Diseño asistido por computador,” *Ind. Data*, vol. 9, no. 1, p. 007, Mar. 2014.
- [70] M. S. Orosz, A. Mueller, S. Quolin, and H. Hemond, “SMALL SCALE SOLAR ORC SYSTEM FOR DISTRIBUTED POWER.”
- [71] T. Turunen-Saaresti, A. Uusitalo, and J. Honkatukia, “Design and testing of high temperature micro-ORC test stand using Siloxane as working fluid,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 821, no. 1, p. 012024, Mar. 2017.
- [72] U. Muhammad, M. Imran, D. H. Lee, and B. S. Park, “Design and experimental investigation of a 1 kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 103, pp. 1089–1100, Oct. 2015.
- [73] S. Inaba, Y. Kimura, H. Shibata, and H. Ohta, “Measurement of Physical Properties of Slag Formed around the Raceway in the Working Blast furnace,” *ISIJ Int.*, vol. 44, no. 12, pp. 2120–2126, 2004.
- [74] “CES EduPack | Granta Design.” [Online]. Available: <http://www.grantadesign.com/education/edupack/>. [Accessed: 10-Jan-2019].
- [75] “Cemento | CMEmaterials.” [Online]. Available: <http://www.ub.edu/cmematerials/es/content/cemento-portland>. [Accessed: 10-Jan-2019].
- [76] “Overview of materials for Gray Cast Iron.” [Online]. Available: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=f3cd25980ab24fdaa5893252cd2bc192&ckck=1>. [Accessed: 16-Jan-2019].
- [77] “2015 SolidWorks - Radiación emitida desde superficies reales.” [Online].

Available:

http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_Radiation_Emission_from_Real_Surfaces.htm?format=P&value=. [Accessed: 24-Jan-2019].

Lista de figuras

Figura 1.1 Proceso de fundición[1].	3
Figura 1.2 Metodología del proyecto.	6
Figura 2.1 Consumo energético total industrial y consumo la industria básica del hierro y el acero desde 1996 hasta 2016 [5].	7
Figura 2.2 Fuente de energía para la generación eléctrica mundial, 2010 y 2040[7].	8
Figura 2.3 Recuperador abandonado para fundición de aluminio[18].	14
Figura 2.4 Diagramas de propiedades para el ciclo Carnot [25].	16
Figura 2.5 Diagrama de fase de ciclo Rankine ideal [21].	17
Figura 2.6 Ciclo orgánico Rankine (R134a)[27].	18
Figura 2.7 Ciclo Kalina[28].	18
Figura 2.8 Diagramas T-s y P-v, Comparativo entre el ciclo Carnot y Stirling[21].	19
Figura 2.9 Sistema termoeléctrico[30].	20
Figura 2.10 Piezoeléctrico para recuperación de energía para la vibración[32].	21
Figura 2.11 Transformación de calor a energía por medio de sistema termo fotovoltaico[36].	22
Figura 3.1 Modelo termodinámico y modelo transferencia de calor de un motor[37].	24
Figura 3.2 Sistema bajo análisis y representación de la energía interna y entalpía.	25
Figura 3.3 Ecuaciones de transferencia de calor representadas en el sistema.	27
Figura 3.4 Ecuación general de conservación[51], [53].	35
Figura 3.5 Metodología de FVM[53].	36
Figura 3.6 Radiación en una pared opaca[47].	40
Figura 4.1 Propuestas de mejora.	42
Figura 4.2 Propuestas de recuperación de calor.	43
Figura 4.3 A) pirómetro laser[64], B) termómetro para termopar[65], C) anemómetro[66]	45
Figura 4.4 A) Prueba física para correlación del perfil de temperaturas.	46
Figura 4.5 Punto posibles de recuperación de calor	46
Figura 4.6 Sistema de trabajo para el desarrollo del proyecto	47
Figura 4.7 Lista de 47 candidatos para fluido de trabajo para aplicaciones de ORC, donde 15 alcanos, 8 hidrocarburos, 16 fluidos halogenados y 8 siloxanos, clasificados de fluido de	

temperatura crítica inferior a superior y los fluidos etiquetados con (*) no son inflamables[58].	49
Figura 4.8 Metodología de diseño.	50
Figura 4.9 diferentes sistemas ORC analizados para el proyecto; A) Sistema de Matthew S. Orosz, B) Sistema de Teemu Turunen-Saaresti, C) Sistema de David Meyer, D) Usman Muhammad [58], [76], [77], [78].	51
Figura 4.10 Sistema de recuperación de calor residual para el área de lingoteras.	52
Figura 4.11 Estructura de colectores en la zona de lingoteras, A) Sistema corredizo B) Sistema de levante.	54
Figura 4.12 Colectores, A) Colector del sistema corredizo, B) Colector del sistema de levante.	54
Figura 4.13 Condiciones iniciales de la simulación	57
Figura 4.14 Diferentes áreas analizadas	61
Figura 5.1 Áreas de estudio seleccionadas	65
Figura 5.2 Cantidad de energía interna.	67
Figura 5.3 Experimentación realizada por medio del termopar en la zona de lingoteras.	69
Figura 5.4 Lecturas de la temperatura de la superficie del metal líquido.	70
Figura 5.5 Lecturas de la temperatura termopar.	70
Figura 5.6 Valores de obtenidos por medio de los cálculos analíticos de transferencia de calor	71
Figura 5.7 Porcentaje de error con respecto a la prueba física y el modelo matemático.	72
Figura 5.8 Decremento e incremento de temperaturas a través del tiempo.	73
Figura 5.9 Flujo de calor por conducción debido por el contacto de las paredes de la lingotera con el metal líquido.	73
Figura 5.10 Sistema de 1 kW de generación.	75
Figura 5.11 Sistema de 5 kW de generación.	75
Figura 5.12 Contorno de temperaturas para la geometría 1, sistema corredizo.	77
Figura 5.13 Contorno de temperaturas para la geometría 2, sistema de levante.	78
Figura 5.14 Tiempo vs temperaturas de los casos de estudio.	79
Figura 5.15 Representación del sistema de recuperación de calor residual.	82
Figura 5.16 Parámetros de operación.	83

Figura 5.17 Energía recuperada por el sistema.....	85
Figura 5.18 Sistema final propuesto.	87
Figura 5.19 Geometría propuesta para los reflectores.....	87
Figura 5.20 Cambio en la lingotera, A) Lingotera actual en la compañía, B) Lingotera propuesta en el modelo final.....	88

Lista de tablas

Tabla 3.1 Potenciales fenómenos de simulación en CFD[48].....	32
Tabla 3.2 Representación de las ecuaciones de energía dentro del Fluido [48].	34
Tabla 3.3 Modelos de turbulencia[40].....	37
Tabla 3.4 Ecuaciones para radiación difusa, emitida y absorbida[47].	40
Tabla 4.1 Opciones para recuperación de calor para generación de energía.....	44
Tabla 4.2 Comparativas de los diferentes ciclos[18].....	48
Tabla 4.3 Propiedades de los materiales para cálculos analíticos y CFD[72], [73],[74].....	56
Tabla 4.4 condiciones del modelo de simulación.....	57
Tabla 4.5 Emisividad de los materiales utilizadas en el proyecto.	59
Tabla 4.6 Detalles de mallado de los diferentes modelos.....	60
Tabla 4.7 Parámetros y condiciones del modelo CFD[47].....	62
Tabla 4.8 Configuración del método y condiciones de solución.....	63
Tabla 5.1 Temperaturas máximas registradas.	66
Tabla 5.2 Velocidades del viento registradas.	66
Tabla 5.3 Datos obtenidos en la investigación y estancia de campo para realización de cálculo de energía interna.	67
Tabla 5.4 Ventajas y desventajas de las zonas de estudio.	68
Tabla 5.5 Flujos teóricos del sistema de extracción de calor.	80

Anexos

Relación número de Grashof y Reynolds

Tiempo (minutos)	T _{superficie} (°C)	Temperatura ambiente (°C)	Largo (m)	Ancho (m)	Velocidad del aire (m/s)	Temperatura del fluido (°C)	Conductividad térmica (W/m K)	Viscosidad cinemática (kg/m s)	Pr	B (1/k)	Re	longitud característica (m)	Gr	Gr/Re ²
0	1027.70	25	0.61	0.35	0.5	526.35	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	1.90 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.27 E +06	0.28
1	1018.49	25	0.61	0.35	0.5	521.75	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	1.92 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.27 E +06	0.28
2	1009.37	25	0.61	0.35	0.5	517.18	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	1.93 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.26 E +06	0.28
3	1000.32	25	0.61	0.35	0.5	512.66	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	1.95 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.26 E +06	0.28
4	991.36	25	0.61	0.35	0.5	508.18	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	1.97 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.26 E +06	0.28
5	982.48	25	0.61	0.35	0.5	503.74	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	1.99 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.26 E +06	0.28
6	973.68	25	0.61	0.35	0.5	499.34	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.00 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.26 E +06	0.28
7	964.95	25	0.61	0.35	0.5	494.98	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.02 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.25 E +06	0.28
8	956.31	25	0.61	0.35	0.5	490.65	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.04 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.25 E +06	0.28
9	947.74	25	0.61	0.35	0.5	486.37	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.06 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.25 E +06	0.28
10	939.25	25	0.61	0.35	0.5	482.12	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.07 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.25 E +06	0.28
11	930.83	25	0.61	0.35	0.5	477.92	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.09 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.25 E +06	0.27

12	922.49	25	0.61	0.35	0.5	473.75	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.11 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.24 E +06	0.27
13	914.23	25	0.61	0.35	0.5	469.61	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.13 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.24 E +06	0.27
14	906.04	25	0.61	0.35	0.5	465.52	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.15 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.24 E +06	0.27
15	897.92	25	0.61	0.35	0.5	461.46	0.06	7.81 E -05	6.99 E -01	2.17 E -03	3.93 E +03	1.12 E -01	4.24 E +06	0.27
16	889.87	25	0.61	0.35	0.5	457.44	0.05	7.00 E -05	6.97 E -01	2.19 E -03	4.38 E +03	1.12 E -01	5.27 E +06	0.27
17	881.90	25	0.61	0.35	0.5	453.45	0.05	7.00 E -05	6.97 E -01	2.21 E -03	4.38 E +03	1.12 E -01	5.27 E +06	0.27
30	784.53	25	0.61	0.35	0.5	404.76	0.05	7.00 E -05	6.97 E -01	2.47 E -03	4.38 E +03	1.12 E -01	5.23 E +06	0.27
50	655.29	25	0.61	0.35	0.5	340.15	0.05	5.48 E -05	6.94 E -01	2.94 E -03	5.60 E +03	1.12 E -01	8.44 E +06	0.27
80	500.24	25	0.61	0.35	0.5	262.62	0.04	4.09 E -05	6.97 E -01	3.81 E -03	7.50 E +03	1.12 E -01	1.48 E +07	0.26
150	266.42	25	0.61	0.35	0.5	145.71	0.03	2.75 E -05	7.04 E -01	6.86 E -03	1.12 E +04	1.12 E -01	3.00 E +07	0.24
200	169.88	25	0.61	0.35	0.5	97.44	0.03	2.31 E -05	7.11 E -01	1.03 E -02	1.33 E +04	1.12 E -01	3.82 E +07	0.22
300	69.07	25	0.61	0.35	0.5	47.03	0.03	1.75 E -05	7.24 E -01	2.13 E -02	1.75 E +04	1.12 E -01	4.18 E +07	0.14
400	28.08	25	0.61	0.35	0.5	26.54	0.03	1.56 E -05	7.30 E -01	3.77 E -02	1.96 E +04	1.12 E -01	6.49 E +06	0.02

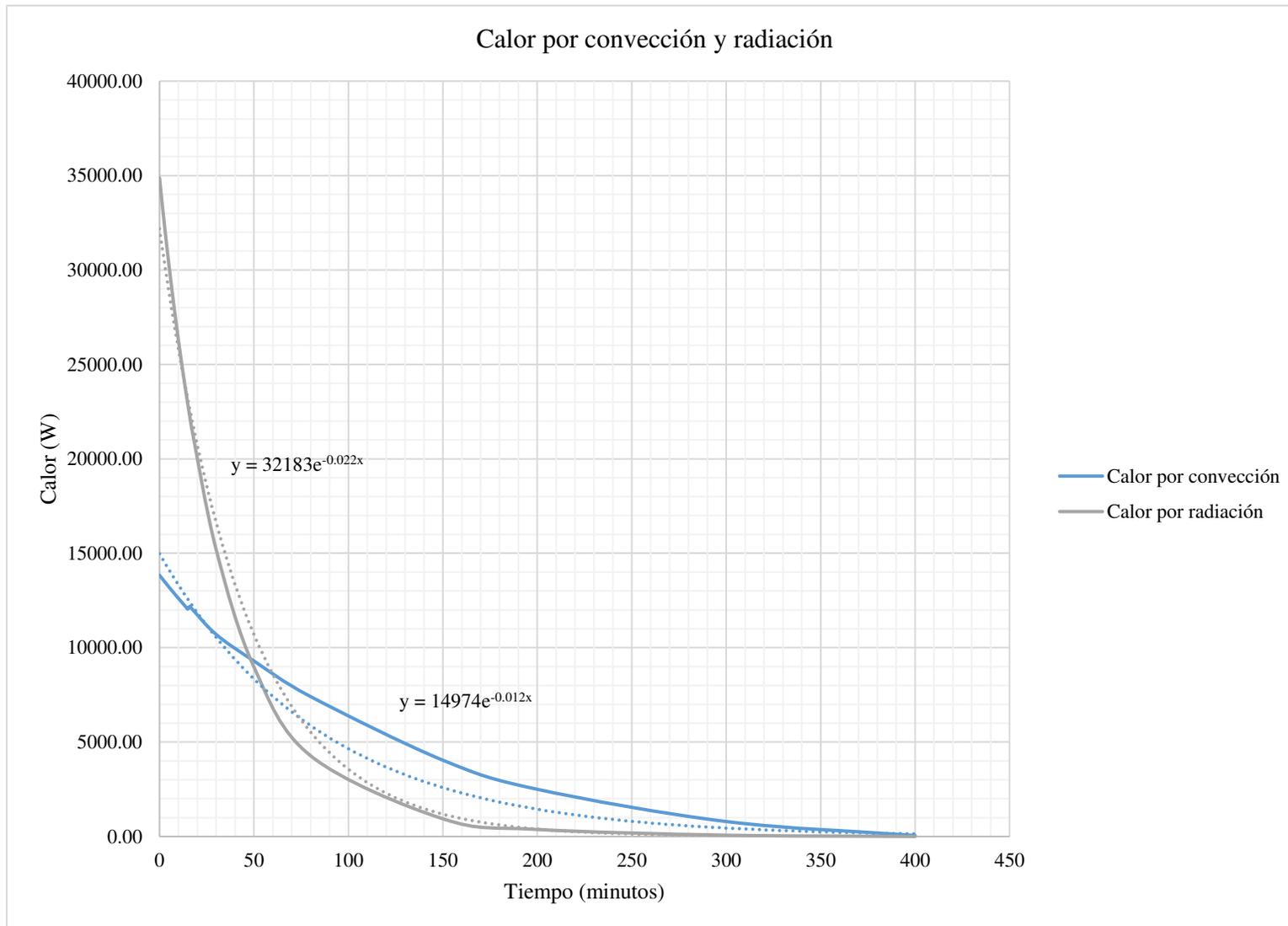
Numero de Nusselt

Tiempo(minutos)	Nusselt forzada	Ra	Nusselt natural	Nusselt combinada
0	36.94	2.98 E +06	2.24 E +01	128.35
1	36.94	2.98 E +06	2.24 E +01	128.35
2	36.94	2.98 E +06	2.24 E +01	128.35
3	36.94	2.98 E +06	2.24 E +01	128.35
4	36.94	2.98 E +06	2.24 E +01	128.34
5	36.94	2.98 E +06	2.24 E +01	128.34
6	36.94	2.97 E +06	2.24 E +01	128.34
7	36.94	2.97 E +06	2.24 E +01	128.34
8	36.94	2.97 E +06	2.24 E +01	128.34
9	36.94	2.97 E +06	2.24 E +01	128.33
10	36.94	2.97 E +06	2.24 E +01	128.33
11	36.94	2.97 E +06	2.24 E +01	128.33
12	36.94	2.97 E +06	2.24 E +01	128.33
13	36.94	2.96 E +06	2.24 E +01	128.32
14	36.94	2.96 E +06	2.24 E +01	128.32
15	36.94	2.96 E +06	2.24 E +01	128.32
16	38.97	3.67 E +06	2.36 E +01	137.85
17	38.97	3.67 E +06	2.36 E +01	137.84
30	38.97	3.64 E +06	2.36 E +01	137.80
50	44.00	5.85 E +06	2.66 E +01	161.92
80	50.99	1.03 E +07	3.06 E +01	196.92
150	62.45	2.11 E +07	3.66 E +01	257.16
200	68.36	2.71 E +07	3.90 E +01	289.03
300	78.95	3.02 E +07	4.00 E +01	345.98
400	83.77	4.74 E +06	2.52 E +01	367.55

Calor por convección y radiación

Tiempo	Coefficiente de convección (W/m ² . K)	Calor por convección (W)	T _s -kelvin	T _{aire} kelvin	Cte. Stefan Boltzman	Área(m ²)	Calor por radiación(W)
0	64.06	13834.70	1300.85	298.15	5.67 E-08	0.22	34874.88
1	64.06	13707.41	1291.64	298.15	5.67 E-08	0.22	33895.19
2	64.06	13581.27	1282.52	298.15	5.67 E-08	0.22	32944.74
3	64.06	13456.26	1273.47	298.15	5.67 E-08	0.22	32022.60
4	64.05	13332.36	1264.51	298.15	5.67 E-08	0.22	31127.90
5	64.05	13209.58	1255.63	298.15	5.67 E-08	0.22	30259.79
6	64.05	13087.89	1246.83	298.15	5.67 E-08	0.22	29417.44
7	64.05	12967.30	1238.10	298.15	5.67 E-08	0.22	28600.06
8	64.05	12847.79	1229.46	298.15	5.67 E-08	0.22	27806.87
9	64.05	12729.35	1220.89	298.15	5.67 E-08	0.22	27037.13
10	64.05	12611.97	1212.40	298.15	5.67 E-08	0.22	26290.10
11	64.05	12495.64	1203.98	298.15	5.67 E-08	0.22	25565.09
12	64.04	12380.35	1195.64	298.15	5.67 E-08	0.22	24861.42
13	64.04	12266.10	1187.38	298.15	5.67 E-08	0.22	24178.43
14	64.04	12152.87	1179.19	298.15	5.67 E-08	0.22	23515.49
15	64.04	12040.66	1171.07	298.15	5.67 E-08	0.22	22871.97
16	65.41	12185.28	1163.02	298.15	5.67 E-08	0.22	22247.29
17	65.41	12072.70	1155.05	298.15	5.67 E-08	0.22	21640.86
30	65.39	10697.82	1057.68	298.15	5.67 E-08	0.22	15186.65
50	68.47	9295.34	928.44	298.15	5.67 E-08	0.22	8977.94
80	72.38	7409.27	773.39	298.15	5.67 E-08	0.22	4272.55
150	77.71	4041.05	539.57	298.15	5.67 E-08	0.22	938.64
200	80.12	2500.21	443.03	298.15	5.67 E-08	0.22	373.96
300	83.64	793.86	342.22	298.15	5.67 E-08	0.22	70.99
400	83.98	55.72	301.23	298.15	5.67 E-08	0.22	4.05

Diagrama de flujo de energía residual



Cálculos de termodinámicos ideales

Caso 1 operación máxima: E15H022A-SH

Estados termodinámicos					
Estado	Presión [kPa]	Temperatura[C]	Calidad	Entalpia[kJ/kg]	Entropía[kj/kg-k]
1	307.2090476	-	0	261.238	1.20624
2	1378.95	-	0	262.0453425	1.20624
3	1378.95	120	1	497.751	1.84835
4	307.2090476	-	1	467.622	1.84835
				Máxima	
1	Trabajo de la bomba	0.807342459	KJ/kg	0.043682995	
2	Trabajo de la turbina	27.1161	KJ/kg	1.47E+00	
3	Calor entrada	235.7056575	kJ/kg	12.75336016	
4	Calor de salida	206.384	KJ/kg	11.16684898	
6	Densidad	71.4682	Kg/m ³	Vapor	
8	Gravedad	9.81	m/s ²		
9	Desplazamiento	14.5	cm ³ /rev		
10	Max. Velocidad	3600	RPM		
11	Gasto teórico	52200	cm ³ /min	0.000870017	m ³ /s
12	Flujo másico	5.41E-02	Kg/s		
13	Relación volumétrica	3.5			
14	Presión de punto 1 y 2	307.2090476	kPa		
15	Eficiencia del expansor	0.85			
16	K	1.19859			
	Trabajo neto				
		26.30875754			
	Eficiencia del sistema				
		11.16169964			

Caso 2 operación máxima: E22H038B-SH (175 psi)

Estados termodinámicos					
Estado	Presión [kPa]	Temperatura[C]	Calidad	Entalpia[kJ/kg]	Entropía[kj/kg-k]
1	305.3928094	-	0	261.1	1.206
2	1206.58	-	0	261.6638548	1.206
3	1206.58	120	1	500.963	1.86321
4	305.3928094	-	1	475.461	1.86321
				Máxima	
1	Trabajo de la bomba	0.563854801	KJ/kg	1.27E-01	
2	Trabajo de la turbina	22.9518	KJ/kg	5.19E+00	
3	Calor entrada	239.2991452	kJ/kg	54.10129178	
4	Calor de salida	214.361	KJ/kg	48.46321953	
6	Densidad	71.4682	Kg/m ³	Vapor	
8	Gravedad	9.81	m/s ²		
9	Desplazamiento	73	cm ³ /rev		
10	Max. Velocidad	2600	RPM		
11	Gasto teórico	189800	cm ³ /min	0.003163397	m ³ /s
12	Flujo másico	2.26E-01	Kg/s		
13	Relación volumétrica	3.25			
14	Presión de punto 1 y 2	305.3928094	kPa		
15	Eficiencia del expansor	0.85			
16	K	1.16569			
	Trabajo neto				
		22.3879452			
	Eficiencia del sistema				
		9.355631078			

Componentes del sistema

Expansores

Airsquared

+1 (303) 466-2669
info@airsquared.com
http://airsquared.com

E15H022A-SH

1 kW Semi-Hermetic Scroll Expander

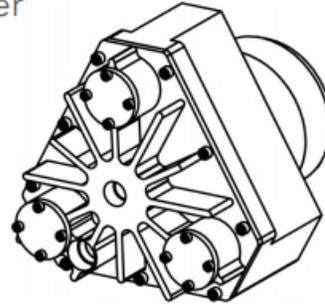
100% Oil-Free or Lubricated
Operate with or without lubrication

Semi-Hermetic
No dynamic seals with patented magnetic coupling configuration

Efficient Power Generation
Up to 90% volumetric efficiency with lubrication, 80% without

Quiet, Smooth Operation
Dynamically balanced, valve-less, and near pulsation-free

Reliable, Durable Solution
Long product life and simple field maintenance



	SI	IMPERIAL
NOMINAL OUTPUT	1 kW _e	1.34 hpe
VOLUME RATIO	3.5	
DISPLACEMENT	14.5 cm ³ /Rev.	0.73 in ³ /Rev.
MAX. SPEED	3,600 RPM	
MAX. INLET PRESSURE	13.8 bara	200 psia
MAX. INLET TEMP.	175°C	345°F
AMBIENT TEMP. RANGE	-20°C - 40°C	0°F - 104°F
NOMINAL SOUND LEVEL	55 dB(A)	
NET WEIGHT	9 kg	20 lb
PORT CONFIGURATION	½" NPT (Inlet) ¾" NPT (Outlet)	
PART NUMBER	E15H022A-A01 (No Generator) E15H022A-A03 (50 Hz Generator) E15H022A-A04 (60 Hz Generator)	

MEDIA COMPATIBILITY

Air, CO₂, CO, He, N₂, Ar, Natural Gas and most refrigerants are compatible with standard product configuration.

Operation with most refrigerants will require lubrication.

OPTIONAL CONFIGURATIONS

E15H022A-SH-AC-60HZ
Expander and Attached 115 V, 60 Hz AC Generator

E15H022A-SH-AC-50HZ
Expander and Attached 220 V, 50 Hz AC Generator

CUSTOM REQUIREMENTS

Qualified OEMs should consult Air Squared for custom configurations and application specific requirements.

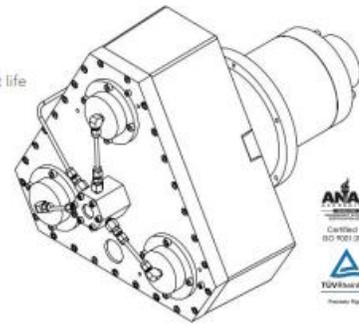
Contact info@airsquared.com.

The information presented in this material is based on technical data and test results of nominal units. It is believed to be accurate and reliable. Air Squared does not warrant, guarantee, or assume liability in connection with this information. Picture, Performance, and Dimensions for reference use only - visit airsquared.com for current specifications. Application conditions may adversely affect performance and product life. It is the responsibility of the user to determine the suitability of the product for intended use.

E22H038B-L-SH

5 kW Semi-Hermetic Scroll Expander

- Oil-Flooded Operation**
Injection ports ensure optimal oil circulation for improved efficiency and long product life
- Semi-Hermetic**
No dynamic seals with patented magnetic coupling configuration
- Efficient Power Generation**
Volumetric efficiency up to 85% with adequate lubrication
- Quiet, Smooth Operation**
Dynamically balanced, valve-less, and near pulsation-free
- Reliable, Durable Solution**
Long product life and simple field maintenance



	SI	IMPERIAL	
NOMINAL OUTPUT	5 kW _e	6.7 hpe	MEDIA COMPATIBILITY
VOLUME RATIO	3.25		
DISPLACEMENT	73 cm ³ /Rev.	4.45 in ³ /Rev.	Most common refrigerants are compatible with the standard product configuration. Operation requires lubrication.
MAX. SPEED	2,600 RPM		
MAX. INLET PRESSURE	13.8 bara	200 psia	OPTIONAL CONFIGURATIONS
MAX. INLET TEMP.	175 °C	345 °F	
AMBIENT TEMP. RANGE	-20 °C – 40 °C	0 °F – 104 °F	CUSTOM REQUIREMENTS
NOMINAL SOUND LEVEL	55 dB(A)		
NET WEIGHT	82 kg	180 lb	Qualified OEMs should consult Air Squared for custom configurations and application specific requirements. Contact info@airsquared.com
PORT CONFIGURATION	SAE .75-16 (Inlet) SAE 1.312-12 (Outlet)		
PART NUMBER	E22H038B-A01		

The information presented in this material is based on technical data and test results of nominal units. It is believed to be accurate and reliable. Air Squared does not warrant, guarantee, or assume liability in connection with this information. Picture, Performance, and Dimensions for reference use only - visit airsquared.com for current specifications. Application conditions may adversely affect performance and product life. It is the responsibility of the user to determine the suitability of the product for intended use.

Ecuación para el cambio de presión

$$P_2 = \left(\frac{P_1}{R_v^k} \right)$$

$P_{1,2}$ presiones, R_v = relación volumétrica, K Proporción de los calores específicos C_p/C_v



K205



General Information

K205 is the BPHE featured in 50RT thermal exchanger. It is mainly applied in chiller, heat pump, commercial air condition and ORC generator.

K205 has extra strength version, named as K205S which can sustain the high pressure of the recycle refrigerant, such as R140a.

Industries

HVAC, Heat pump, Chiller, Oil cooler, Processing cooling, heating

Connection (up to)



Male Thread
PT 2"



Female Thread
PT 1-1/2"



Solder
2-1/8"

Applications

Evaporator/Condenser, De-superheater/Subcooler, Economizer,
Oil Cooler, Pre-cooler/Pre-heater

Max. Heat Transfer Capacity

175.8KW

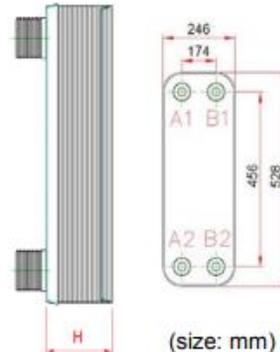
Specifications

Standard Materials

Cover Plates	Stainless Steel
Connections	Stainless Steel
Plates	Stainless Steel
Braze Material	Copper

Standard Data

Max. working temperature °C	200 C
Max. working pressure (bar)	30
Min. test pressure (bar)	43
Max. flow rate (LPM)	580
Max. number of plates (N)	220
Plate Heat Transfer Area (M ²)	0.1099 m ²
Thickness (mm) - H	14.0+2.40*N
Weight (kg)	7.30+0.480*N
(without connection)	
N: Number of Plates	



Material disclaimer

This information is intended to serve as a reference and is not subject to guarantee. Precise inquiries are necessary for accurate information regarding performance specifications and suitability under specific working conditions. Responsibility rests on purchasers to decide whether products are appropriate for use before purchasing. Kaori is not liable for corrosion of products and/or other equipment from use of products. Kaori reserves the right to make changes to this information without prior notice. Third party approvals and certifications are available upon request.

Kaori Heat Treatment Co., Ltd. Innovation · Quality · Responsibility · Honor

www.kaori-bphe.com; TEL: 886-3-4626958 ; Email: sales@kaori.com.tw

Bombas (1 kW y sistema de extracción y condensador)

BOMBAS A PALETAS

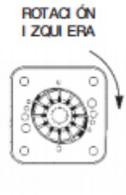
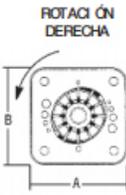
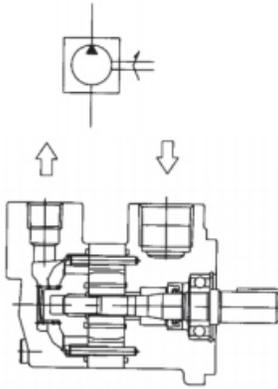


SCENERY

**Bombas a paletas serie V10-V20
para aplicaciones industriales**

ISO 9001

reemplazo directo de bombas Vickers



Medidas de cartuchos

	A	B	C		A	B	C
V10-1	76,2	76,2	15,59	V20-6	113	113	15,58
V10-2	76,2	76,2	15,59	V20-7	113	113	21,93
V10-3	76,2	76,2	15,59	V20-8	113	113	21,93
V10-4	76,2	76,2	21,95	V20-9	113	113	21,93
V10-5	76,2	76,2	21,95	V20-10	113	113	26,94
V10-6	76,2	76,2	26,95	V20-11	113	113	26,94
V10-7	76,2	76,2	26,95	V20-12	113	113	30,44
				V20-13	113	113	30,44

SERIES	CAUDAL (GALONES POR MINUTO)	DESPLAZAMIENTO CC/REV	TIPOS DE FLUIDOS						RPM RPM (MIN)
			FLUIDOS HID. O ESTERES		GLYCOL		EMULSIONES AGUA-ACEITE		
			PRESIÓN MÁX. DE TRABAJO BAR	RPM (MÁX)	PRESIÓN MÁX. DE TRABAJO BAR	RPM (MÁX)	PRESIÓN MÁX. DE TRABAJO BAR	RPM (MÁX)	
S 10	1	3.3	170	4800	120	1800	100	1800	600
	2	6.6		4500					
	3	9.8		4000					
	4	13		3400					
	5	16.5		3200					
	6	19.5	150	3000					
	7	23	140	2800					
S 20	6	19.5	170	3400	100	1800	90	1800	600
	7	23		3000					
	8	26.5		2800					
	9	29.7							
	10	33							
	11	36.4	2500						
	12	39	150	2400					
13	42.5								

Bomba para 5 kW

3656/3756 S-GROUP NUMBERING SYSTEM FOR ALL UNITS BUILT AFTER AUGUST 3, 1998 SISTEMA DE NUMERACIÓN DEL GRUPO S, MODELOS 3656/3756, PARA TODAS LAS UNIDADES FABRICADAS LUEGO DEL 3 DE AGOSTO DE 1998

The various versions of the 3656 and 3756 S-Group are identified by a product code number on the pump label. This number is also the catalog number for the pump. The meaning of each digit in the product code number is shown below.

Not all combinations of motor, impeller and seal options are available for every pump model. Please check with Goulds Water Technology on non-cataloged numbers.

Not recommended for operation beyond printed H-Q curve. For critical application conditions consult factory.

Las diferentes versiones de los modelos 3656 y 3756 del Grupo S se identifican con un número de código de producto en la etiqueta de la bomba. Este número es también el número de catálogo de la bomba. A continuación se ilustra el significado de cada dígito en el código del producto.

No todas las combinaciones de motor, impulsor y sellos están disponibles para cada modelo. Consulte a Goulds Water Technology sobre números que no aparecen en el catálogo.

No se recomienda la operación más allá de la curva impresa de H-Q (carga-capacidad). Para aplicaciones bajo condiciones críticas, consulte con la fábrica.

Example Product Code, Ejemplo del código de producto

9 BF 1 H 2 G 0 H R

Casing Rotation, Optional

R = 3 o'clock B = 6 o'clock L = 9 o'clock

NOTE: Rotation when viewed from suction end of pump. Standard discharge position is 12 o'clock.

Rotación de la cubierta, opcional

R = 3 hora B = 6 hora L = 9 hora

NOTA: Rotación cuando está visto del extremo de la succión de la bomba. La posición estándar de la descarga es las 12.

High Head Impeller (1½ x 2 - 6H Only), Impulsor de carga alta (1½ x 2 - 6H únicamente)

Mechanical Seal and O-ring, Sello mecánico y anillo en O

Type 21 Mechanical Seal, Tipo 21 Sello Mecánico						
Seal Code, Código del Sello	Rotary, Rotativo	Stationary, Estacionario	Elastomers, Elastómeros	Metal Parts, Partes Metálicas	Part No., Pieza Número	
0	Carbon, Carbón	Ceramic, Cerámica	BUNA-N	316 SS, 316 Acero inoxidable	10K13	
1		Sil-Carbide, Carburo de silicón	EPR		10K19	
3			Viton		10K27	
5	Sil-Carbide				10K64	
9	Packed Box Design with BUNA O-Ring, Diseño de prensaestopas empacado con anillo en O de BUNA					15K16

NOTE: 10K27 replaces obsolete 10K25. **Nota:** La 10K27 reemplaza la obsoleta 10K25.

Impeller Option Code, Código de opción de impulsor

NOTE: For trimmed impellers, use T for impeller code. **NOTA:** Para los impulsores cortados, utilice T para el código del impulsor.

Impeller Code, Código del impulsor	22BF	9BF	3BF	5BF	4BF	6BF
	1 x 2 - 7	1 x 2 - 8	1½ x 2 - 6	1½ x 2 - 6H	1½ x 2 - 8	2½ x 3 - 7
	Dia.	Dia.	Dia.	Dia.	Dia.	Dia.
A	6¾"	8½"	5½"	5½"	8½"	7½"
B	6½"	7¾"	5"	5"	7¾"	6"
C	6	7½"	5"		6¾"	6½"
D	5¾"	7	4¾"		5¾"	6
E	5½"	6½"			7¾"	5½"
F	5½"	6½"			7	6
G	4½"	5¾"			6½"	5¾"
H	4½"	5½"			6½"	4¾"
J	4½"					4½"
K	4½"					4½"
L	3¾"					

NOTE: Impellers will be trimmed in 1/16" increments only. If you are ordering a trim within 1/16" of the standard impeller, you will receive the standard impeller trim.

NOTA: Los impulsores serán cortados en 1/16" incrementos solamente. Si usted está pidiendo un ajuste dentro de 1/16" del impulsor estándar, usted recibirá el ajuste estándar del impulsor.

Driver, Elemento motor

1 = 1 PH, ODP 5 = 3 PH, TEFC 9 = 3 PH, TE PE C = 3 PH, WD PE G = 1 PH, TEFC PE
2 = 3 PH, ODP 6 = 3 PH, 575 V, TEFC 0 = 1 PH, XP D = 3 PH, 575 ODP PE
3 = 3 PH, 575 V, ODP 7 = 3 PH, XP A = 3 PH, 575 TE PE E = 3 PH, XP PE
4 = 1 PH, TEFC 8 = 3 PH, 575 V, XP B = 3 PH, ODP PE F = 1 PH, ODP PE

1 PH, fase = Monofásico; 3 PH, fases = Trifásico

HP Rating, Potencia nominal, HP

C = ½ HP E = 1 HP G = 2 HP J = 5 HP L = 10 HP M = 15 HP
D = ¾ HP F = 1½ HP H = 3 HP K = 7½ HP N = 20 HP

Driver: Hertz/Pole/RPM, Elemento motor: Hertz/Polos/RPM

1 = 60 Hz, 2 pole, 3500 RPM 3 = 60 Hz, 6 pole, 1150 RPM 5 = 50 Hz, 4 pole, 1450 RPM
2 = 60 Hz, 4 pole, 1750 RPM 4 = 50 Hz, 2 pole, 2900 RPM

Material, Material

BF = Bronze fitted, Accesorios de bronce AI = All iron, Todo hierro AB = All bronze, Todo bronce

Pump Size, Tamaño de bomba

3 = 1½ x 2 - 6(H) 4 = 2½ x 3 - 7 5 = 1½ x 2 - 8 6 = 3 x 4 - 7* 9 = 1 x 2 - 8 22 = 1 x 2 - 7

*Flanged design suction and discharge. Succión y descarga brida del diseño.

The 1 x 2 - 8 and 1 x 2 - 7 are only available in Bronze Fitted. Los tamaños 1 x 2 - 8 y 1 x 2 - 7 están disponibles con accesorios de bronce únicamente.

For frame mounted version, substitute the letters "FRM" in these positions.

Para las versiones de montaje en bastidor, reemplazar las letras en esta ubicación con "FRM".

SPECIFICATIONS

Capacities to:

550 GPM (125 m³/hr) at 3500 RPM
350 GPM (79 m³/hr) at 1750 RPM

Heads to:

280 feet TDH (85 m) at 3500 RPM
67 feet TDH (20 m) at 1750 RPM

Working pressure to:

175 PSIG (12 bars)

Suction pressure to:

100 PSIG (7 bars)

Maximum temperature to:

212°F (100°C) with standard seal or 250°F (121°C) with optional seal.

Motor:

NEMA standard JM frame or JP frame for 3656 or T-frame for 3756. Open drip-proof*, totally enclosed fan cooled* and explosion proof* enclosures available. Single Phase (115/208-230V) ½-1 HP, (115/230V) 1½-3 HP and three phase (230/460V) ½-25 HP.

Direction of Rotation:

Clockwise viewed from motor end.

* Premium efficiency where required by Department of Energy regulations.

ESPECIFICACIONES

Capacidad hasta:

550 GPM (125 m³/hr) a 3500 RPM
350 GPM (79 m³/hr) a 1750 RPM

Cargas hasta:

280 pies (85 m) carga dinámica total a 3500 RPM
67 pies (20 m) carga dinámica total a 1750 RPM

Presión de operación hasta:

175 PSIG (12 bars)

Presión de succión hasta:

100 PSIG (7 bars)

Temperatura máxima:

212 °F (100 °C) con sello estándar o 250 °F (121 °C) con sello optativo.

Motor:

Bastidor NEMA JM estándar en el modelo 3656 y bastidor NEMA T estándar en el modelo 3756. Las cubiertas disponibles son: abierta a prueba de filtración*, totalmente encerrada con enfriamiento por ventilador* y a prueba de explosiones*. Monofásico (115/208 - 230 V), ½ a 1 HP; (115/230 V) ½ a 3 HP y Trifásico (230/460 V) ½ a 25 HP.

Dirección de rotación:

Dextrorsa (sentido de las agujas del reloj) cuando se mira desde el extremo del motor.

* Eficacia superior donde se requiera por el Ministerio de regulaciones de la Energía.

TYPICAL APPLICATIONS

- Booster service
- Spraying systems
- Irrigation
- Water circulation
- Liquid transfer
- General purpose pumping

APLICACIONES TÍPICAS

- Servicio de refuerzo
- Sistemas de rociado
- Sistemas de riego
- Circulación de agua
- Transferencia de líquidos
- Aplicaciones de bombeo en general



Generador del sistema



AB-SERIES COMPACT BELT-DRIVE GENERATORS

			
	AB30T	AB50	AB60
Voltage	120 Vac	120/240 Vac	120/240 Vac
Frequency	60 Hz	60 Hz	60 Hz
Max. output	3000 W	5000 W	6000 W
Rated output	2400 W	4000 W	5000 W
Rated current	20 A	33.3 A @ 120 V 16.7 A @ 240 V	41.6 A @ 120 V 20.8 A @ 240 V
Shaft diameter	0.875 in. (22mm)	0.875 in. (22mm)	0.875 in. (22mm)
Keyway	0.1875 in. (4.7mm)	0.1875 in. (4.7mm)	0.1875 in. (4.7mm)
Connection	4-wire	4-wire	4-wire
Min. engine power	5 hp	8 hp	11 hp
Min. required torque	7.5 ft lb (10.2 Nm)	12.5 ft lb (16.95 Nm)	16.5 ft lb (22.37 Nm)
Required RPM	3600	3600	3600
Receptacles	One 120Vac 20A duplex	One 120Vac 20A duplex One 240Vac 20A locking	One 120Vac 20A duplex One 240Vac 20A locking
Dimensions, L x W x H	16½ x 8½ x 10½ in. (41 x 22 x 27cm)	14½ x 7¼ x 7½ in. (36 x 18 x 19cm)	15 x 7¼ x 7½ in. (38 x 18 x 19cm)
Dry weight, approx.	40 lbs. (18kg)	42 lbs. (19kg)	49 lbs. (22kg)
Optional accessories	Adapter plate	Adapter plate	Adapter plate