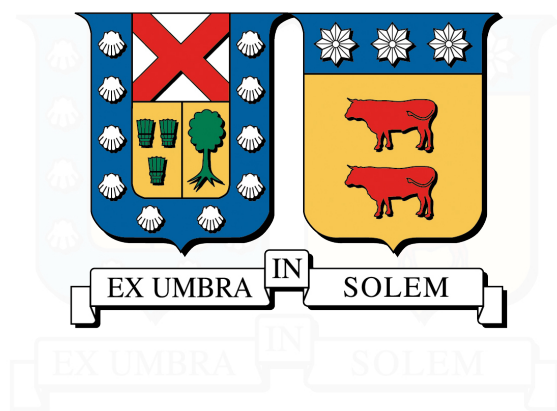


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INDUSTRIAS
VALPARAISO - CHILE



**DESARROLLO CONCEPTUAL DE UN RECUPERADOR DE CALOR PARA
GASES DE ESCAPE DE GRUPOS GENERADORES DIESEL EN ZONAS
EXTREMAS**

CÉSAR MATÍAS SIERRA ARAYA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL INDUSTRIAL

PROFESOR GUÍA : DR. JORGE CONTRERAS R.
PROFESOR CORREFERENTE : DR. RODRIGO DEMARCO B.

SEPTIEMBRE 2018



A mi familia . . .

La pieza fundamental en todo el camino recorrido hasta este momento ha sido la familia, el día que decidí emprender este camino, lo primero siempre fue el apoyo incondicional, hoy solo quiero darles las gracias por todo el amor, cariño y respeto entregado, mamá y papá, ustedes son los creadores de esto, les debo la vida y mucho más, hermana agradecerte a ti también por todo el cariño, las conversaciones y la alegría que muestras en todo momento, a los demás tíos, primos y abuela gracias totales.

AGRADECIMIENTOS

Primero que todo agradecer a mi familia, Patricia y Benito, mis padres, quienes han sido pilares fundamentales en toda mi vida, siempre apoyándome y brindándome lo necesario la volar y tomar nuevos desafíos, quiero decirles que los quiero mucho y que este logro es todo de ustedes, Danay, cabra chica con tu forma de ser tan especial, eres y siempre serás mi regalona, tu alegría y payasadas son un sol en mi vida, te adoro poroto.

Como no mencionar a los palurdos que tengo de amigos en la universidad, sin ellos esto no habría sido del todo posible, pasamos muchos momentos de los buenos, de los malos y de los peores, pero siempre nos las arreglábamos para salir adelante, un abrazo, Cristóbal, Felipe y Rafael.

No puedo no mencionar a la familia de la pensión, en especial a la princesa kathy y el nigga Rodrigo, personas con las que compartí gratos momentos y muchas piscolas, sobre todo piscolas.

Sin duda un acontecimiento que marco mi etapa universitaria fue mi estadía en la selección de fútbol, el día de hoy quiero agradecer especialmente al líder de este grupo, el profesor Jorge Soriano, que a pesar de todo me dio la oportunidad de defender los colores de la Santa María sin ser un prodigio del deporte, a mis compañeros de equipo muchas gracias por tanto y perdón por no ser más bueno, me llevo en el corazón los mejores recuerdos de grandes futbolistas, pero mejores personas, un abrazo de gol querida selección.

También es imposible no mencionar a quien ha sido mi compañera durante estos últimos años, mi polola Yessenia, la cual me ha apoyado de gran manera y siempre me ha entregando amor, cariño y respeto, muchas gracias amor espero que como siempre digo la vida nos tenga cosas bonita en el futuro.

Para finalizar agradecer a mi profesor guía, Jorge Contreras Rodríguez, por su paciencia y motivación con respecto al tema y por la oportunidades de desarrollo entregada, las cuales me servirán mucho al afrontar la vida profesional.

GRACIAS TOTALES.

RESUMEN EJECUTIVO

En zonas extremas del país, las inhóspitas condiciones climáticas y la ausencia de redes eléctricas convencionales, hacen necesario el abastecimiento de energía a través de grupos generadores diésel. Sin embargo, estos generadores presentan una eficiencia de conversión de energía bastante baja, en torno al 30 %. Mejorar esta eficiencia en el proceso de conversión de combustibles fósiles a energía útil es una temática alineada con la política energética de largo plazo del país. Una de las alternativas que presenta un excelente potencial para aumentar la eficiencia global de conversión de energía es la recuperación de energía residual existente en los gases de escape del motor Diésel, ya que según la literatura, estos albergan alrededor del 35 % del contenido energético total del combustible fósil.

A lo largo de la presente memoria de título, se busca estudiar el comportamiento de la transferencia de calor entre los gases de escape de generadores eléctricos impulsados utilizando motores de combustión interna a Diésel, mediante la implementación de un modelo numérico de cálculo que permita diseñar el recuperador de calor desde el punto de vista térmico e hidráulico.

Se analiza la información de las fichas técnicas de diversos grupos generadores, de distinto rango de potencia, a modo de determinar el potencial para la recuperación de energía y el posible abastecimiento de agua sanitaria o calefacción de espacios.

Según datos del consumo de combustible de la base Villa las Estrellas en la Antártica Chilena, se puede observar el impacto económico de la recuperación de energía residual.

Palabras Clave. Generador diésel, Recuperación de energía, Eficiencia energética, Transferencia de calor.

ABSTRACT

In extreme areas of the country, inhospitable weather conditions and the absence of conventional electricity grids, it is necessary to supply energy through diesel generators, however these generators have low energy conversion efficiency, around 30 %, improve this efficiency in the process of conversion of fossil fuels, is a theme aligned with the long-term energy policy of the country, one of the alternatives that has the greatest potential for recovery of residual energy in the exhaust gases, and that according to the literature they harbor around 35 % of the energy content of the fuel.

Throughout the present title report, it is sought to study the behavior of the heat transfer between the exhaust gases of electric generators that work by means of internal combustion engines to diesel, through the development of a numerical model of calculation that allows to design the heat recovery from the thermal and hydraulic point of view.

The information of the technical sheets of different generating groups, of different power range, is analyzed in order to determine the potential for energy recovery and the possible sanitary water supply or space heating.

According to data on the fuel consumption of the Villa Las Estrellas base in the Chilean Antarctic, the economic impact of the recovery of residual energy can be observed.

Keywords. Diésel generator, Energy Recovery, Energy efficiency, heat transfer.

Índice de Contenidos

1. Introducción y Antecedentes	1
1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes	3
1.2.1. Contexto Energético Mundial	3
1.2.2. Contexto Energético Nacional	4
1.2.3. Generador diésel	7
1.2.4. Recuperación de calor	9
1.3. Alcance	12
1.4. Objetivos	12
1.4.1. Objetivo General	12
1.4.2. Objetivos Específicos	13
2. Marco Teórico	14
2.1. Transferencia de Calor	14
2.1.1. Base Teórica	14
2.1.2. Conducción	15
2.1.3. Convección	15
2.1.4. Radiación	16
2.2. Intercambiador de Calor	17
2.2.1. Intercambiador de Tubo y Coraza	18
2.2.2. Coeficiente Global de Transferencia de Calor	19
2.2.3. Factor de incrustación	20
2.3. Diferencia de Temperatura Media Logarítmica	20
2.3.1. Factor de Corrección	23
2.4. Régimen de flujo	25
2.4.1. Número de Reynolds	25
2.4.2. Flujo laminar	26
2.4.3. Flujo de transición	26
2.4.4. Flujo Turbulento	27
2.4.5. Temperatura de Pared	28
3. Metodología	30
3.1. Especificaciones	30
3.2. Diseño Térmico	32
3.3. Diseño Hidráulico	36
3.3.1. Caída de Presión Lado de los Tubos	36
3.3.2. Caída de Presión Lado de la Coraza	38
3.4. Emisiones de CO_2	38
3.5. Evaluación Financiera	39
3.5.1. Costo de Inversión	39
3.5.2. Costo de Operación	40

3.5.3. Supuestos Financieros	41
4. Resultados	42
4.1. Potencial de Recuperación	42
4.2. Efecto del cambio en el flujo másico de agua	45
4.3. Análisis de caso real	47
5. Conclusiones	50
5.1. Proyecciones futuras	51
Bibliografía	53



Índice de Tablas

1.1. Cantidad de Generadores eléctricos registrados.	9
2.1. Según su construcción los intercambiadores de calor se pueden clasificar de la siguiente forma (Thulukkanam, 2013).	18
3.1. Criterios de ubicación de fluidos en orden de prioridad (Serth, 2007).	33
3.2. Tabla con claridades y diámetro equivalente de tubos tabulados	35
3.3. Pérdidas de carga asociadas a la velocidad (Serth, 2007).	37
4.1. Resumen dimensiones físicas del recuperador.	43
4.2. Potencial de ahorros generados en la recuperación de energía.	45

Índice de Figuras

1.1. Distribución de la capacidad instalada del SEN (Generadoras de Chile A.G., 2018).	4
1.2. Evolución del precio del Crudo WTI (U.S. Energy Information Administration, 2018).	5
1.3. Zonas extremas sin conexión a los sistemas eléctricos nacionales	5
1.4. Distribución de calor en un motor de combustión interna respecto al contenido energético del combustible. (Elaboración Propia).	8
1.5. Eficiencia de generadores comerciales de distinta potencia y factores de carga aplicada (Elaboración Propia).	8
1.6. Contraste entre Cogeneración y Procesos de Generación de Energía por Separado. (Agencia Chilena de Eficiencia Energética, 2018).	11
1.7. Modelo conceptual de la instalación del recuperador (Elaboración propia).	11
2.1. Distintas Vistas de un esquema del intercambiador con y sin la coraza [Elaboración Propia].	19
2.2. Cambios en la temperatura de los fluidos en un IdC tubo doble y flujo paralelo (Cengel, 2007).	21
2.3. Cambios en ΔT_1 y ΔT_2 para ambas disposiciones de flujo (Cengel, 2007)	23
2.4. Perfil de velocidad de los régimen de flujo laminar y turbulento en conductos (Mott, 1996).	28
2.5. Configuración para estimar la temperatura de pared (Serth, 2007).	29
3.1. Esquema de la metodología aplicada al cálculo del recuperador [Elaboración Propia].	31
3.2. Correlación para el coeficiente de transferencia del lado de la coraza (Kern et al., 1972).	33
4.1. Máxima recuperación de calor desde los gases de escape a distintas potencias.	43
4.2. Eficiencias de recuperación de energía.	44
4.3. Máxima reducción de emisión de CO_2	45
4.4. Evolución de la Temperatura de salida del Gas de escape ante variaciones de m_g	46
4.5. Número de tubos del recuperador a distintos flujos de agua.	47
4.6. Consumo de combustible Villa las Estrellas año 2012 [Elaboración propia].	48
4.7. Calor recuperado a distintos flujos másicos de agua para generador de Villa las Estrellas.	49

1 | Introducción y Antecedentes

1.1. Introducción

La generación, uso y almacenamiento de la energía se ha convertido en piedra angular de la vida en sociedad, fomentando el crecimiento económico, mediante el uso de ésta en múltiples procesos industriales, lo que permite dar un impulso al desarrollo social, permitiendo el acceso a una mejor calidad de vida por parte de la población. Sin este recurso se vuelve imposible para los países generar oportunidades para el desarrollo global de su población.

Esta energía proviene en una proporción importante de fuentes como el carbón, gas natural, petróleo o sus derivados, las cuales son denominadas como “fuentes de energía no renovables”. Según el Banco Mundial, para el año 2014 el 66 % de la electricidad generada en el mundo provino de estas fuentes antes mencionadas.

Reducir esta proporción de consumo será una labor que llevará un largo tiempo, sin embargo, el mundo está reaccionando, mediante el desarrollo de nuevas tecnologías de generación para abastecer sus necesidades energéticas, de la mano de las "fuentes de energías renovables", como la energía eólica, solar, mareomotriz, entre otras.

No obstante, el predominio en el corto y mediano plazo seguirá siendo de las fuentes no renovables, en este segmento, un actor importante y en el cual se centra este estudio, corresponde a un derivado del petróleo, el diésel, el cual es muy usado para satisfacer la demanda de energía eléctrica a través de generadores y de energía térmica a través de calderas.

La presente memoria de título se centra en zonas extremas alejadas de los sistemas de distribución eléctrica convencionales. Donde las adversas condiciones ambientales hacen imperioso el acceso a electri-

cidad y calefacción, el uso de este combustible no es antojadizo, y se debe principalmente a que presenta ciertas ventajas en relación a otros combustibles fósiles, siendo una de las más relevantes el hecho que este combustible otorga una gran flexibilidad y movilidad a los equipos de generación, por otra parte, es de acceso un poco más fácil en zonas donde no hay servicio de gas natural u otro combustible.

Sin embargo, el uso de generadores diésel también presenta complicaciones como lo son la baja eficiencia de conversión eléctrica, del orden del 30 %, las pérdidas de energía por concepto de calor que rondan entre 30 % y 35 % y las emisiones de material particulado, son factores que atentan contra la perspectiva de uso de estos equipos y desde esta visión surge la inquietud de generar un dispositivo que permita recuperar calor, en particular desde los gases de escape del motor, pudiendo este ser reutilizado para calefacción o recirculado a procesos, lo que aumenta la eficiencia global, permitiendo un mejor uso del combustible.

La idea o concepto de recuperar calor de los gases de escape de motores diésel no es particularmente nueva, sin embargo necesita ser estudiada con mayor profundidad para comprender los detalles que hay detrás del diseño de un recuperador de calor, de manera de no afectar la vida útil del equipo de generación y poder estudiar algunos efectos como la caída de presión generada por el recuperador de calor, la cual debe ser menor a la caída de presión admisible por el motor según el fabricante "back pressure".

Para llevar a cabo el diseño del recuperador de calor se realiza una automatización del proceso de cálculo a través del Software Matlab, creando un código que integra tanto el cálculo de parámetros térmicos como hidráulicos del proceso de intercambio de calor, la idea central es reducir los tiempos de cálculo y generar un recuperador de tipo modular.

Previo a la ejecución del código se definen algunos parámetros de diseño, como el tipo de intercambiador a utilizar (de placas, tubo y coraza, doble tubo, etc.), la distribución de los fluidos, las temperaturas de entrada y salida, flujos másicos, densidades, viscosidades, calor específico de los fluidos.

Se analizan diversos enfoques de cálculo, así como los de la "Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)", organismo que estandariza algunos aspectos del diseño de intercambiadores de calor.

1.2. Antecedentes

1.2.1. Contexto Energético Mundial

Un hilo conductor en la historia del progreso económico lo constituye la energía, desde la revolución industrial en Gran Bretaña, y que posteriormente se extiende por el mundo, se apoya en la invención de la máquina a vapor, adquiriendo la capacidad de transformar el calor en tracción mecánica y posteriormente en electricidad ([Béjar, 2002](#)), permitiendo grandes transformaciones en la vida de las personas.

El panorama energético mundial se encuentra subdividido en dos grandes procesos, la demanda de energía global (en base a hidrocarburos) y de los nuevos tratados medioambientales que buscan atacar el cambio climático ([Acquatella, 2008](#)), estos tratados han impulsado una amplia gama de nuevas tecnologías menos contaminantes de producción de energía.

En su condición de recursos finitos los hidrocarburos han tomado un valor preponderante en el contexto energético mundial, como característica cabe señalar la alta concentración de sus reservas mundiales en el Medio Oriente, donde se encuentran el 48,4 % de estas, con 5 grandes actores, Arabia Saudita, Irán, Iraq, Kuwait y los Emiratos Árabes Unidos ([Lara, 2014](#)). Los países productores se encuentran asociados en la organización de países exportadores de petróleo (OPEP).

En total el recurso potencial existente en la cuenca Eocene Green River, una de las más grandes ubicada en USA alcanza los 4.285 billones de barriles de petróleo ([Birdwell et al., 2012](#)).

La crisis económica mundial, que inicio el año 2008 en USA, afecto al mercado energético de forma negativa, sin embargo, esto no fue suficiente para frenar la expansión de la demanda de energía primaria. Luego de 10 años en los cuales el crecimiento promedio de la demanda fue de casi un 2,0 %, para el año 2016 dicha expansión fue del 1,0 % ([British Petroleum., 2017](#)).

La energía primaria se define como: los recursos naturales disponibles en forma directa o indirecta que no sufren ninguna modificación química o física para su uso energético. Las principales fuentes normalmente consideradas por los balances energéticos de los países de América Latina y el Caribe son: petróleo, gas natural, carbón mineral, hidroelectricidad, leña y otros subproductos de la leña, biogás; geotérmica, eólica, nuclear, solar y otras primarias como el bagazo y los residuos agropecuarios o urbano según ([Coviello y Altomonte, 2003](#)).

Sin embargo, un consumo energético excesivo puede ocasionar problemáticas de tipo medioambientales. Por ejemplo, las emisiones de gases de efecto invernadero, producto del consumo de combustibles fósiles, están asociadas a un incremento sostenido de la temperatura global (IPCC, 2007).

1.2.2. Contexto Energético Nacional

El problema energético mundial es extensible a la realidad nacional, la demanda de energía ha aumentado de manera sostenida en los últimos años impulsada por la industria en crecimiento y el mayor consumo en los hogares (Wittelsbürger, 2007).

En nuestro país existen tres sistemas de generación eléctricos independientes, luego de la reciente unión de los Sistemas Interconectados del Norte Grande (SING) y Central (SIC), formando en nuevo Sistema Eléctrico Nacional (SEN), el cual posee más del 98 % (Generadoras de Chile A.G., 2018) de la capacidad instalada nacional, a este se suman el Sistema de Aysén y el Sistema de Magallanes.

Al mes de diciembre de 2017, el Sistema Eléctrico Nacional (SEN), posee una potencia instalada de 23.728,6 MW, de los cuales un 46,2 % corresponden a energías renovables (hidroeléctricas, solar fotovoltaica, eólica, biomasa y geotérmica) y un 53,8 % corresponde a centrales termoeléctricas (gas natural, carbón y derivados del petróleo) (Generadoras de Chile A.G., 2018), como se representa en la Figura 1.1.

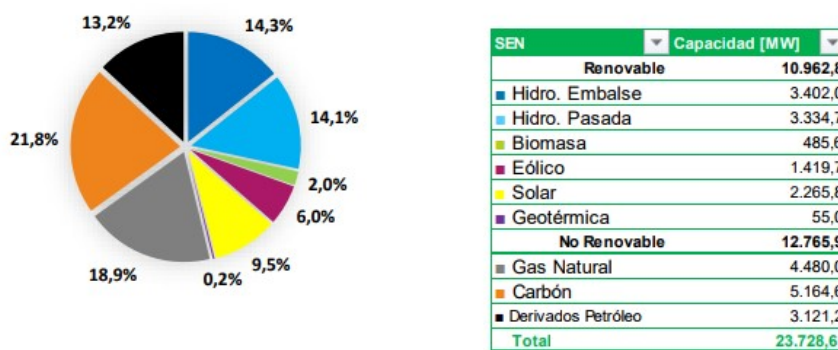


Figura 1.1: Distribución de la capacidad instalada del SEN (Generadoras de Chile A.G., 2018).

En este contexto la demanda de energía eléctrica crece a una tasa anual de 2,5 % desde el año 2006 en el caso del antiguo SIC y un 4,3 % para el antiguo SING (Comisión Nacional De Energía., 2016), año a año se consume una mayor cantidad de energía eléctrica, la cual, en zonas aisladas donde se necesita un servicio constante, es generada principalmente por combustibles fósiles, principalmente gas y diésel.

Chile cuenta con una matriz energética altamente dependiente de hidrocarburos fósiles como el gas natural, el carbón y el petróleo, de los cuales entre el 70 % y el 80 % son importados (Jain, 2010), lo cual deja al país sujeto a la volatilidad de los precios internacionales, el caso del crudo queda expuesto en la Figura 1.2.

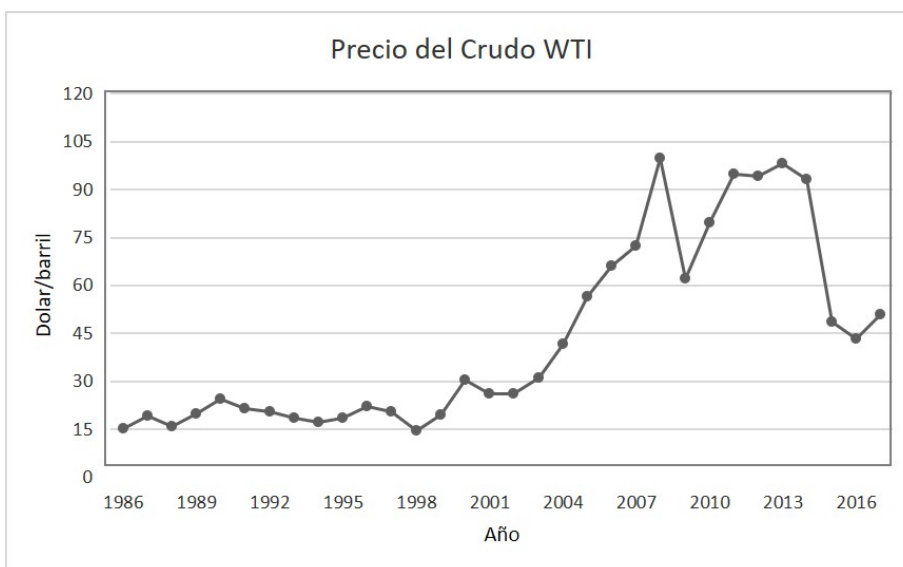


Figura 1.2: Evolución del precio del Crudo WTI (U.S. Energy Information Administration, 2018).

Por otra parte, dada la extensa geografía nacional existen zonas del país que no están conectadas a la matriz eléctrica nacional, en éstas se recurre frecuentemente a generación propia a través del uso de grupos generadores electrógenos diésel para satisfacer la demanda de energía eléctrica, así como también en faenas mineras, hospitales, equipos de emergencia, las bases antárticas chilenas, los refugios de parques nacionales y/o en Chile insular, señalados en la Figura 1.3, por nombrar algunas.



(a) Villa las estrellas, ubicada en la Antártica.



(b) Refugio del Parque Nacional Torres del Paine.

Figura 1.3: Zonas extremas sin conexión a los sistemas eléctricos nacionales

Chile ha adquirido compromisos con la comunidad internacional en el ámbito energético, los cuales han sido ratificados en la COP21 realizada el año 2015, es por esto que el Estado de Chile ha diseñado

la política “energía 2050”, la cual busca desarrollar un sector energético confiable, sostenible, inclusivo y competitivo en dicho horizonte de tiempo. La tendencia internacional busca un desacople entre crecimiento económico y consumo energético, en el caso chileno este desacople se ha impulsado a través de medidas de eficiencia energética ([Ministerio de Energía, 2014](#)).

El uso eficiente de la energía es reducir la cantidad de energía eléctrica y de combustibles que utilizamos, pero conservando la calidad y el acceso a bienes y servicios. Usualmente dicha reducción en el consumo de energía se asocia a un cambio tecnológico, ya sea por la creación de nuevas tecnologías que incrementen el rendimiento de los artefactos o por nuevos diseños de máquinas y espacios habitables, los que pueden disminuir la pérdida de energía por calor. No obstante, no siempre es así, ya que la reducción en el consumo de energía puede estar vinculada a una mejor gestión o cambios en los hábitos y actitudes ([Agencia Chilena de Eficiencia Energética, 2016](#)).

En este contexto se enmarca esta memoria, la cual busca que el diésel consumido, lo haga de la manera más eficiente posible, reduciendo así tanto la cantidad utilizada como las emisiones generadas, lo cual apunta en la misma senda que el programa “Energía 2050”, a través de los siguientes lineamientos:

1. Lineamiento 19: Reducción de barreras a la innovación y emprendimiento en energía. El presente trabajo busca precisamente esto, generar una innovación que permita generar un mejor uso del combustible.
2. Lineamiento 20: Potenciar y articular las capacidades tecnológicas del país en investigación, desarrollo e innovación en energía. Lo que se espera generar es la colaboración constante entre diversos actores que cuenten con capacidad tecnológica, tanto estatales como privados, los cuales puedan generar en conjunto un dispositivo de recuperación de calor modular.
3. Lineamiento 26: Promover la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en el sector energético. Esta reducción se materializa al momento de realizar un uso más eficiente del combustible, se reduce el consumo y por ende las emisiones por unidad de combustible consumida, por otro lado, también se generan reducciones de GEI al disminuir el volumen de combustible transportado y almacenado.

1.2.3. Generador diésel

Uno de los desafíos que presenta mayor potencial dentro del área de la energía es la recuperación de calor desde los procesos de producción de energía basada en diésel, específicamente a micro, pequeña y mediana escala. Esta necesidad de llevar a cabo procesos de recuperación de energía desde sistemas diésel se hace aún más necesaria en zonas extremas, donde el acceso a la energía está limitado geográficamente y la necesidad de electricidad y calor se hace inminente ante las adversas condiciones climáticas.

De este modo, la única fuente confiable para suplir los requerimientos energéticos es a través del uso de grupos generadores (GG) diésel los cuales operan de forma continua. En contraste con los sistemas renovables de producción de electricidad como la energía solar y eólica, mecanismos que presentan periodos sin producción. Los GG poseen la habilidad de controlar la energía producida, lo cual es un beneficio clave ya que permite producir electricidad conforme a la demanda de esta. Lamentablemente para los usuarios, la eficiencia de estos sistemas energéticos es en el mejor de los casos cercana al 35 %.

Otro aspecto un tanto negativo por considerar es que el transporte y almacenamiento de combustibles fósiles para alimentar grupos generadores impulsados por motores de combustión interna, presenta un elevado costo de transporte, riesgo de derrame y las repercusiones medio ambientales que esto acarrea. Sin embargo, la elección del diésel como combustible se basa principalmente en la disponibilidad del recurso y la existencia de precios competitivos, junto a la flexibilidad y movilidad que entrega a los usuarios la utilización de generadores eléctricos que funcionan en base a este hidrocarburo.

Pero sin duda que el problema más relevante es la baja eficiencia en el proceso de conversión de energía, todos los generadores pierden un alto grado de energía térmica por los gases de escape y el sistema de refrigeración entre otras como se aprecia en la Figura 1.4. Este calor residual podría ser recuperado mediante un proceso de cogeneración.

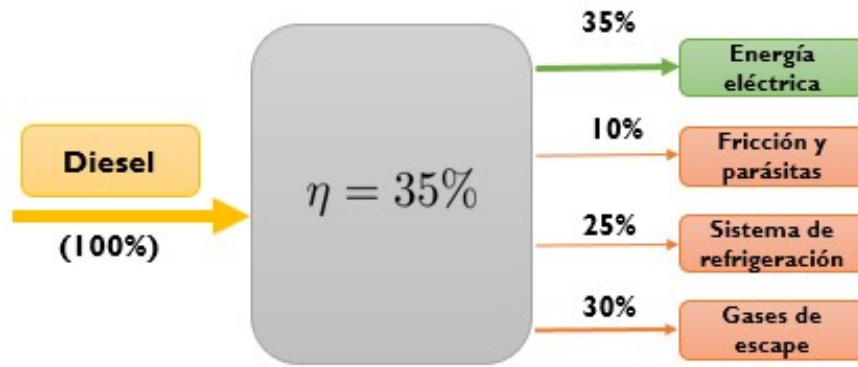


Figura 1.4: Distribución de calor en un motor de combustión interna respecto al contenido energético del combustible. (Elaboración Propia).

Actualmente, para grupos generadores en base a motores de combustión interna, los de menor tamaño y mayor velocidad son los más ineficientes con rendimientos entorno al 33 % a 35 %, mientras los de mayor capacidad y menor velocidad nominal bordean el rango superior de 36 % a 38 % (Giangrandi, 2011) de la energía total que aporta el combustible, como se observa en la Fig 1.5, creada a partir de información contenida en los DataSheet de generadores comerciales.

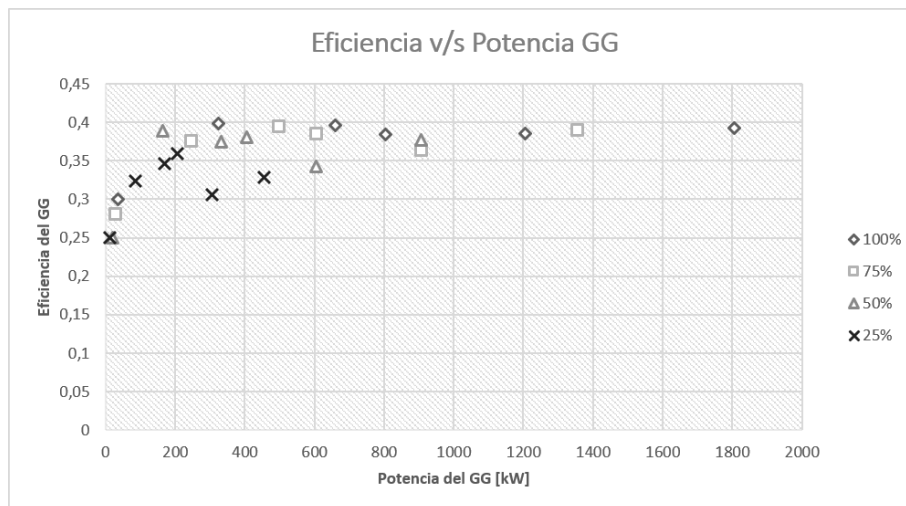


Figura 1.5: Eficiencia de generadores comerciales de distinta potencia y factores de carga aplicada (Elaboración Propia).

En Chile existe por ley, decreto 138 del año 2005, la obligación de declarar todas las fuentes fijas de emisión de contaminantes, entre ellas, los grupos electrógenos de potencia activa superior de 20 kW, esta información es entregada a la SEREMI de salud de la región de pertenencia mediante un formulario de

declaración de emisiones.

Tabla 1.1: Cantidad de Generadores eléctricos registrados.

Región	Generadores registrados
Arica y Parinacota	107
Tarapacá	358
Antofagasta	1.541
Atacama	369
Coquimbo	672
Valparaíso	943
Libertador Bernardo O'higgins	592
Maule	742
Bio Bio	1.308
La Araucanía	686
Los Ríos	352
Los Lagos	1.316
Aysén del Gral. Carlos Ibañez del Campo	701
Magallanes y la Antártica Chilena	206
Metropolitana	5.077
Total	14.970

Es por esto por lo que se hace necesario determinar ¿Cuánto es la cantidad de calor recuperable desde un generador electrógeno?, ¿Cómo este calor disponible varía en función de la carga del motor?, ¿Cuántos grupos generadores se encuentran instalados actualmente en el país?, de estos generadores, ¿Cuántos usan diésel como combustible?, para de esta forma responder una interrogante financiera, ¿Qué tan rentable es aplicar procesos de recuperación de energía a generadores ya instalados?

1.2.4. Recuperación de calor

Cuando recuperamos calor desde un proceso térmico de generación de electricidad, estamos produciendo a partir de la misma fuente dos tipos de energía, electricidad y calor, este proceso se conoce como

cogeneración. Así, se puede definir la cogeneración como la generación simultánea de calor y electricidad a partir de la misma fuente, lo que también es conocido en inglés como Combined Heat & Power (Zahedi, 1994).

Por su parte la ASHRAE define la cogeneración como 'el uso secuencial de una fuente primaria de energía, para producir dos formas útiles de energía'.

El proceso de cogeneración se espera que aumente el rendimiento global del sistema, haciendo un uso más eficiente del combustible fósil, además de reportar beneficios en la operación por ahorros en consumo de diésel, así como también por ahorros dada la reducción de los costos de transporte y almacenamiento del combustible, ya que se reduce el volumen anual de consumo.

Para determinar el potencial de cogeneración de un generador diésel se debe realizar un balance de energía entre la energía contenida en el combustible de entra al motor versus la energía útil y las pérdidas del motor, de modo de determinar cuánto o que fracción del calor residual en los gases de escape o en el circuito de refrigeración es reutilizable, permitiendo elevar la eficiencia global del generador. Cabe destacar que no todo el calor contenido en los gases es recuperable, puesto que se debe evitar la condensación de los gases a modo de no ocasionar daños en el generador, por lo tanto, no se debe bajar la temperatura de los gases de escape bajo los 177 °C.

La cogeneración es un concepto que estará presente en las formas de conversión energética del futuro por cuanto propone la utilización integral, entalpía y exergía, de una fuente de calor, toda vez que esto sea posible (Sosa y Fushimi, 2000).

La idea es aplicar este concepto a procesos que requieran de manera paralela energía eléctrica y térmica para completar sus funciones, ya que la solución integrada presenta mayor eficiencia global, que producir electricidad y calor de manera separada, como lo manifiesta la Fig 1.7.

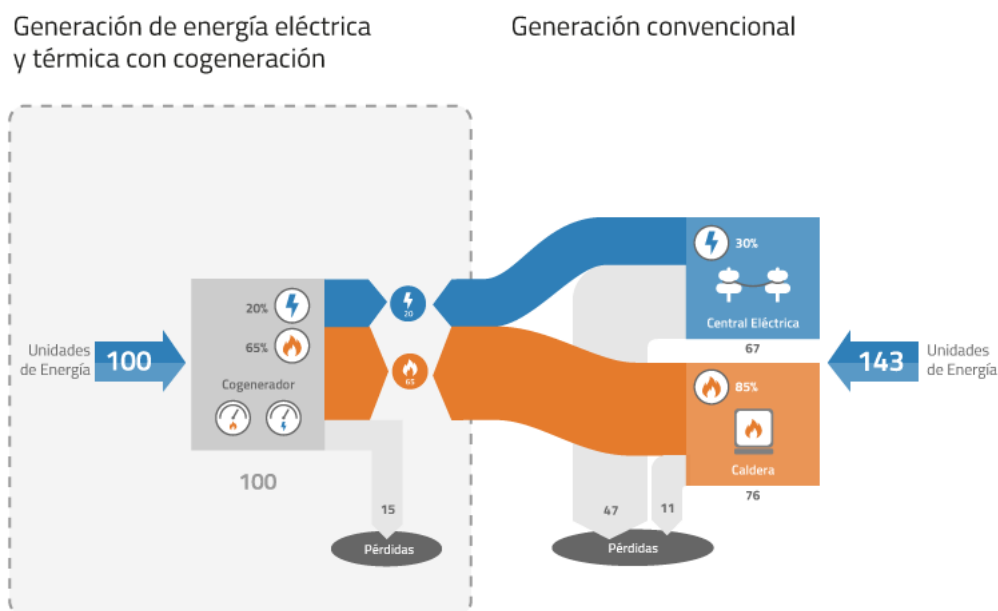


Figura 1.6: Contraste entre Cogeneración y Procesos de Generación de Energía por Separado. ([Agencia Chilena de Eficiencia Energética, 2018](#)).

La motivación de la presente memoria es instalar un intercambiador de calor adosado al circuito de escape del generador, en este punto se produce la transferencia de calor entre los gases y el agua sanitaria, dada la gran diferencia de temperatura existente.

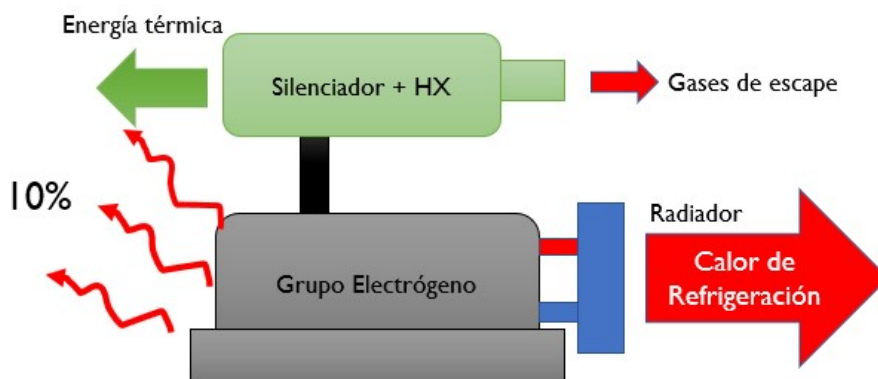


Figura 1.7: Modelo conceptual de la instalación del recuperador (Elaboración propia).

1.3. Alcance

El enfoque en el presente trabajo de título abarca principalmente el identificar las relaciones que explican o modelan la transferencia de calor entre los gases de escape y un fluido caloportador (por ejemplo agua), como mejorar esta transferencia y utilizar este conocimiento para desarrollar un intercambiador de calor no altere el funcionamiento ordinario del equipo de generación eléctrico.

Identificar el parque nacional de grupos generadores eléctricos para de este modo cuantificar el potencial de utilización de esta tecnología como alternativa válida de eficiencia energética en zonas extremas del país.

Aplicar los modelos antes identificados a distintos generadores eléctricos comerciales de diversas potencias para, a través de la información entregada por el fabricante, determinar la fracción de energía recuperable desde los gases de escape.

Las dimensiones físicas de tubos y corazas se obtienen de tubos comerciales, se deja fuera la construcción individual de estos componentes, el material de construcción será acero inoxidable dadas las condiciones de temperatura.

No forma parte de este estudio el comportamiento de la recuperación de energía ante variaciones en la carga aplicada al generador, así como otro uso que no sea calentar agua.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Estudiar el potencial existente para la recuperación de calor desde los gases de escape de grupos generadores eléctricos impulsados por motores diésel en zonas extremas del país, a través de la caracterización térmica e hidráulica de un sistema de recuperación de calor, permitiendo determinar la posible generación de agua caliente para efectos sanitarios o de calefacción de ambientes, aumentando así la eficiencia global de la utilización de combustibles fósiles por parte de los grupos generadores.

1.4.2. Objetivos Específicos

1. Analizar alternativas tanto teóricas como prácticas, a través de la recopilación de información técnica que permitan identificar alternativas factibles a la realidad chilena.
2. Identificar las zonas geográficas donde hay presencia de grupos generadores instalados, mediante recopilación de información directa con empresas o instancias gubernamentales, para llevar a cabo aplicaciones futuras de la cogeneración.
3. Analizar el rendimiento tanto medio ambiental, reducción de gases de efecto invernadero, como financiero para evaluar la eficacia de la tecnología.
4. Caracterización térmica de los gases de escape y el agua sanitaria, para determinar el coeficiente global de transferencia de calor.
5. Generar debate sobre la eficiencia combinada del sistema de cogeneración versus la producción de electricidad y calor por separado.
6. Implementar modelo matemático de balance de energía entre el combustible entregado y la energía útil final.
7. Aplicar la metodología generada a una situación real en zonas extremas del país.

2 | Marco Teórico

Antes de iniciar el estudio de sobre el desarrollo conceptual de un recuperador de calor desde los gases de escape de generadores eléctricos, es necesario realizar una revisión sobre las etapas involucradas en el diseño de intercambiadores de calor, sus propiedades, sus ventajas y desventajas, como se desarrolla la transferencia de calor de un fluido a otro, restricciones de operación de los equipos, etc.

A continuación se describen las ecuaciones, correlaciones, supuestos, etc. que serán utilizadas en el diseño térmico e hidráulico del recuperador de calor, así como la validez de estas aseveraciones de acuerdo a las propiedades de los fluidos con los cuales se trabaja.

Los cálculos térmicos e hidráulicos serán automatizados a través de un código desarrollado en el software Matlab, siguiendo algunas pautas de diseño y lo realizado por otros autores en relación al tema.

2.1. Transferencia de Calor

2.1.1. Base Teórica

Para comenzar se debe conocer el concepto de transferencia de calor, el cual se define como energía térmica en tránsito debido a una diferencia de temperatura espacial según (Incropera et al., 2011).

El calor fluye de regiones de temperatura más alta a regiones de temperatura más baja. Es costumbre referirse a diferentes tipos de mecanismos de transferencia de calor como lo son la conducción, radiación y convección (Rohsenow et al., 1998). Siempre que exista una diferencia de temperatura en un medio o entre medio, la transferencia de calor debe ocurrir (Incropera et al., 2011).

2.1.2. Conducción

La conducción es la transferencia de calor de una parte del cuerpo a una temperatura más alta a otra parte del mismo cuerpo a una temperatura más baja, o de un cuerpo a una temperatura más alta a otro cuerpo en contacto físico con él a una temperatura más baja. El proceso de conducción ocurre a nivel molecular e implica la transferencia de energía de los niveles más energéticos de las moléculas a aquellos con un nivel de energía más bajo (Rohsenow et al., 1998).

Este fenómeno se puede llevar a cabo en sólidos, líquidos y gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio, explicado por la teoría cinética de los gases. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres (Cengel, 2007).

Para la conducción de calor, la ecuación que modela la velocidad de transferencia se conoce como ley de Fourier.

$$\dot{q}_{cond} = -kA \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.1)$$

donde el factor de proporcionalidad k representa la conductividad térmica propia del material por donde pasa el flujo de calor, A es el área transversal normal a la transferencia de calor y $\partial T / \partial n$ corresponde al gradiente de temperatura del material.

En la Ec. 2.1, k no es necesariamente una constante, de hecho, es una función de la temperatura en los tres estados, además de depender de la presión en líquidos y gases. Para simplificar el análisis, es frecuente obtener un valor medio de k .

2.1.3. Convección

La convección es el mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y que comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido o alterado es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo

del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia (A. Cengel y J. Ghajar, 2011).

Si el movimiento del fluido es inducido por una bomba, un soplador, un ventilador, o algún dispositivo similar, el proceso se llama convección forzada. Si se produce el movimiento del fluido como resultado de la diferencia de densidad producida por la diferencia de temperatura, el proceso es llamada convección libre o natural (Incropera et al., 2011)

A pesar de lo complejo de este mecanismo, se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la Ley de Enfriamiento de Newton.

$$\dot{q}_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

El parámetro h en la ecuación 2.2 se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección. Este coeficiente depende de las condiciones en la capa límite, que están influenciadas por la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades de fluidez termodinámica y de transporte.

Para el caso de intercambiadores de calor la convección se conoce como "interna forzada", la cual se define como el flujo interno completamente confinado en tuberías. Cabe resaltar que estudiar el comportamiento al interior de tubos de manera analítica es bastante complicado, sin embargo, se suelen utilizar resultados experimentales y relaciones empíricas realizadas en ambientes de laboratorio controlados, de esta manera se busca aproximar el comportamiento con un nivel de incertidumbre bajo.

2.1.4. Radiación

La radiación térmica es energía emitida por la materia que está a una temperatura distinta del cero absoluto. Aunque se suele concentrar en la radiación de superficies sólidas, la emisión de energía también puede ocurrir a partir de líquidos y gases (Incropera et al., 2011). Independientemente de la forma de la materia, la emisión puede atribuirse a cambios en la configuración electrónica de los átomos constituyentes.

Sin embargo y como se observa en la figura 1.4, las pérdidas de calor de un grupo generador impulsado por un motor de combustión interna por concepto de radiación son menores comparadas con las pérdidas por

el circuito de escape o de refrigeración, ya que la radiación toma un valor orden entre un 3 % a 5 % del aporte energético del combustible, según la publicación de ([Caterpillar, 2016](#)), es por lo cual no son consideradas en el análisis y se define como calor no recuperable para este estudio.

2.2. Intercambiador de Calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos para una transferencia de calor eficiente de un medio a otro. Son ampliamente utilizados en calefacción de espacios, refrigeración, aire acondicionado, plantas de energía, plantas químicas, plantas petroquímicas, refinerías de petróleo, procesamiento de gas natural, tratamiento de aguas residuales, motores de combustión interna, etc ([Podhorsky et al., 1998](#)).

Otra acepción que recoge un espíritu similar a la anterior, indica que un intercambiador de calor es un artefacto de transmisión de calor que se utiliza para la transferencia de energía térmica interna entre dos o más fluidos disponibles, en presencia de un gradiente de temperatura. En la mayoría de los intercambiadores de calor, los fluidos están separados por una superficie de transferencia de calor, e idealmente no se mezclan ([Thulukkanam, 2013](#)).

Para llevar a cabo la recuperación del calor residual desde los gases de escape del generador Diésel es necesaria la implementación de un dispositivo que nos permita intercambiar o traspasar el calor del fluido caliente (gases de escape) al fluido frío (agua), aprovechando el gradiente de temperatura existente y aplicando los mecanismos de transferencia de conducción y convección, considerando propiedades físicas de los fluidos, regímenes de flujo, características del material, etc.

Los intercambiadores pueden ser clasificados de acuerdo a su construcción según muestra la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Según su construcción los intercambiadores de calor se pueden clasificar de la siguiente forma (Thulukkanam, 2013).

Tipo de IdC	Ejemplos
Tubulares	tubo doble, tubo y coraza, tubo espiral
De Placas	espiral, espiral de panel, laminillas
Superficie Extendida	aleta tubular, aleta de placa
Regeneradores	matriz fija, matriz rotativa

2.2.1. Intercambiador de Tubo y Coraza

En los procesos industriales, los intercambiadores de calor de tubo y coraza se utilizan en gran cantidad, por sobre cualquier otro tipo de intercambiador (Towler y Sinnott, 2008). Suelen ser la primera opción debido a los procedimientos bien establecidos para el diseño y la fabricación a partir de una amplia variedad de materiales, muchos años de servicio satisfactorio y la disponibilidad de códigos y estándares para el diseño y la fabricación. Se producen en la más amplia variedad de tamaños y estilos. Prácticamente no hay límite en la temperatura y presión de funcionamiento (Thulukkanam, 2013). Sumado a que en general son fáciles de mantener y reparar.

La suma de estas características lo hacen un candidato relevante a la hora de definir el tipo intercambiador que será utilizado, ya que satisface las restricciones de temperatura, back pressure y otorga la posibilidad de instalar cabezales flotantes para facilitar la limpieza, aspecto importante dada la naturaleza corrosiva de los gases de escape, que presentan un factor de ensuciamiento más elevado que el que presenta el agua.

Otra característica tiene relación con el coeficiente de transferencia de calor (h) para los gases es generalmente varias veces menor que el del agua, aceite y otros líquidos. Con el fin de minimizar el tamaño y el peso de un intercambiador de calor de gas a líquido, la conductancia térmica (h) en ambos lados del intercambiador debe ser aproximadamente la misma. Por lo tanto, la superficie de transferencia de calor en el lado del gas necesita tener un área mucho más grande y ser más compacta de lo que se puede realizar prácticamente con los tubos circulares comúnmente utilizados en los intercambiadores de carcasa y tubo (Pandiyarajan et al., 2011).

Los intercambiadores de calor de Coraza y Tubos consisten en un haz de tubos ubicado dentro de un cilindro coraza, los tubos pueden colocarse de manera permanente o pueden desmontarse para facilitar la limpieza y el remplazo, además existen varios diseños de cabezales y corazas disponibles (Serth, 2007), como se observa en la Fig 2.1.

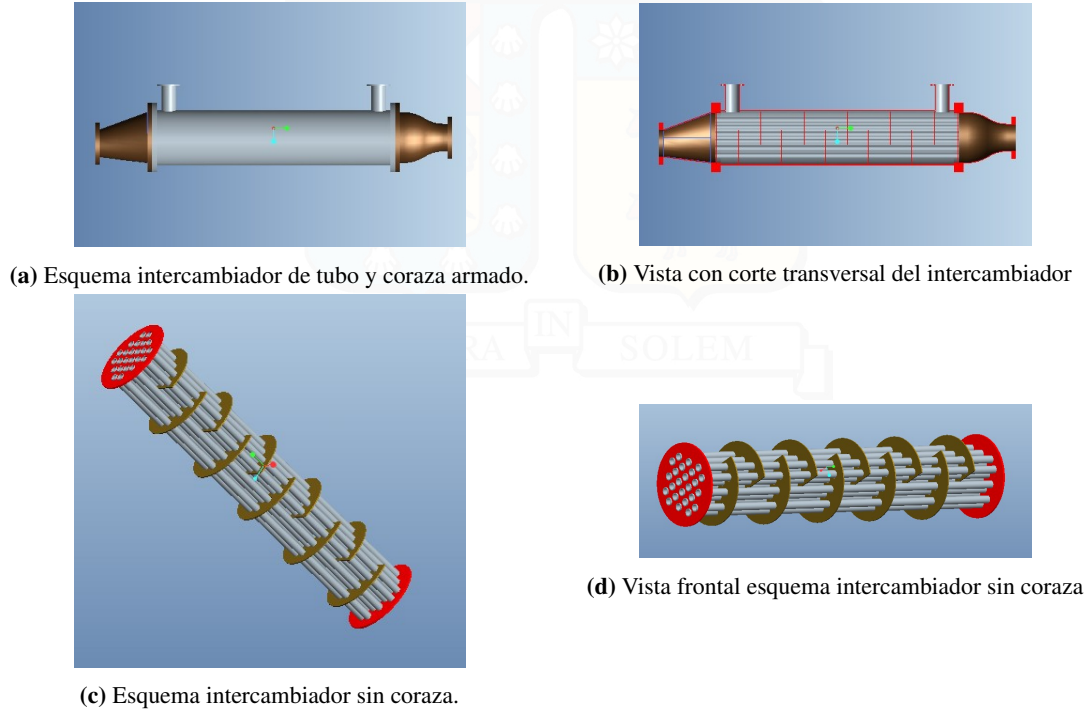


Figura 2.1: Distintas Vistas de un esquema del intercambiador con y sin la coraza [Elaboración Propia].

2.2.2. Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Los intercambiadores permiten la interacción entre dos o más fluidos que circulan de manera separada al interior y exterior de tubos, para el caso del intercambiador de calor de tubo y coraza. En primera instancia, recordar que como se mencionó anteriormente la transferencia es del fluido caliente hacia el fluido frío, primero por convección hacia la pared del tubo R_i , después conducción a través de la pared del tubo R_{pared} y nuevamente convección desde la pared al fluido frío R_o , la forma de determinar la transferencia de calor total es similar al trato que se le da a las resistencias en circuitos eléctricos, obteniéndose la siguiente ecuación 2.3.

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.3)$$

La suma de todas estas resistencias puede ser agrupada en un solo termino, donde $1/R_{total}$ es igual a U , el cual se conoce como coeficiente global de transferencia de calor, como se detalla en (Kern et al., 1972), obtener coeficientes globales más altos mejora la transferencia de calor.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.4)$$

2.2.3. Factor de incrustación

La ecuación anterior 2.3, representa el comportamiento de un intercambiador limpio, sin embargo, la performance de los intercambiadores de calor no es siempre la misma a lo largo del tiempo, dado que están sujetos al desgaste ocasionado por las horas de uso. Se suelen acumular particular tanto al interior como exterior de la superficie del intercambiador, lo que origina una resistencia adicional a la transferencia de calor, por lo cual la razón de transferencia presenta una caída, se suele representar este factor de incrustación como R_j , lo que modifica la ecuación 2.3.

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} + R_j \quad (2.5)$$

2.3. Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

Como se mencionó anteriormente el motor de la transferencia de calor es siempre la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío que circulan por el intercambiador de calor, sin embargo, esta diferencia varia a lo largo del intercambiador de calor. Es por esto que se vuelve necesario conocer una diferencia media de temperaturas ΔT_m , para este análisis se suele considerar un intercambiador de tubo doble y flujo paralelo, esquema señalado en la Figura 3.1.

Si se asume que el área exterior del intercambiador está bien aislada (adiabático), ignorando cambios en la energía potencial y cinética, se puede realizar un balance de energía tanto para el fluido caliente como para el fluido frío, en una sección diferencial del intercambiador, como lo hace (Cengel, 2007), el cual es expresado de la siguiente manera:

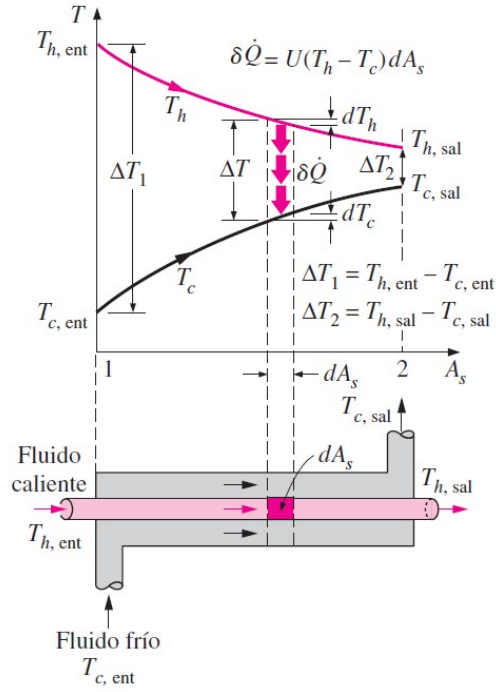


Figura 2.2: Cambios en la temperatura de los fluidos en un IdC tubo doble y flujo paralelo (Cengel, 2007).

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h \quad (2.6)$$

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad (2.7)$$

Esto quiere decir que el calor que pierde el fluido caliente es el calor que gana el fluido frío, si desde las ecuaciones anteriores de despeja dT_h y dT_c se obtiene

$$dT_h = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_h c_{ph}} \quad (2.8)$$

$$dT_c = \frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_c c_{pc}} \quad (2.9)$$

Al restar la ecuación 2.9 de la ecuación 2.8 se tiene:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q}\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}}\right) \quad (2.10)$$

La razón de transferencia de calor en la sección diferencial puede ser expresada también considerando el coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia de temperatura entre los fluidos.

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c)dA_s \quad (2.11)$$

Si se remplaza esta ecuación en la ecuación 2.10 y realizar un poco de álgebra, agrupando términos:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -UA_s\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}}\right) \quad (2.12)$$

Al realizar la integración a lo largo de todo el intercambiador, se logra encontrar la siguiente relación

$$\ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}\right) = -UA_s\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}}\right) \quad (2.13)$$

Finalmente, de la ecuación 2.10 se despejan $\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}}\right)$ y se sustituyen en la ecuación anterior:

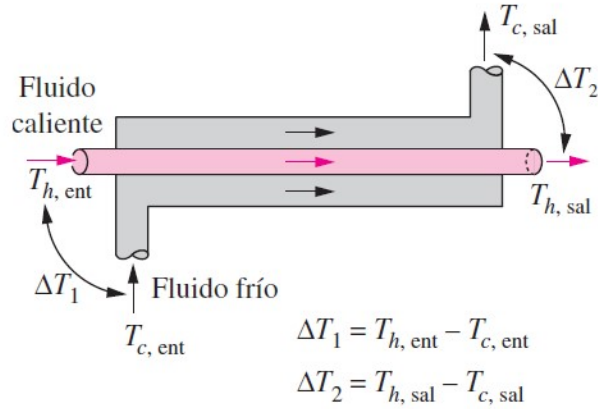
$$\dot{Q}_{transf} = UA_s \Delta_{tln} \quad (2.14)$$

Donde:

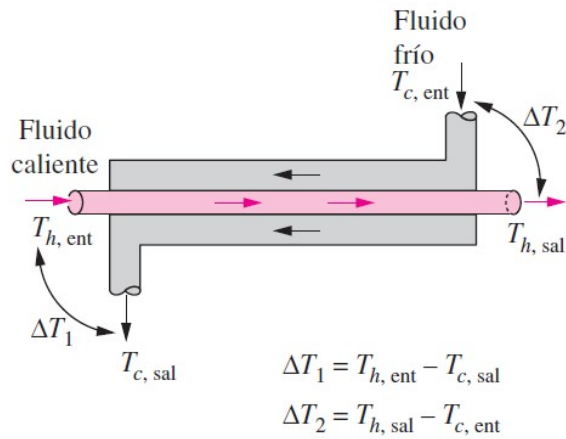
$$\Delta_{tln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.15)$$

La relación anterior se obtuvo considerando un intercambiador de flujo paralelo, pero este análisis es extensible para el intercambiador a contra flujo, solo se deben corregir los factores ΔT_1 y ΔT_2 , como se muestra en la figura 2.3. , la diferencia de temperatura media logarítmica para el caso contraflujo siempre

será más elevada que en el caso de flujo paralelo, y por ende usar la disposición de contraflujo necesita una superficie más pequeña, lo que resulta muy útil desde el punto de vista del uso de la menor cantidad de materiales de construcción.



(a) Intercambiador de flujo paralelo.



(b) Intercambiador de contraflujo.

Figura 2.3: Cambios en ΔT_1 y ΔT_2 para ambas disposiciones de flujo (Cengel, 2007)

2.3.1. Factor de Corrección

El factor de corrección F es una forma de relacionar la diferencia de temperatura media logarítmica en cualquier tipo de intercambiador con respecto al intercambiador de tubo doble y contraflujo, por lo tanto, toma valores entre cero y uno, de la siguiente manera.

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,cf} \quad (2.16)$$

El Factor F se puede obtener mediante diagramas o calcular de manera analítica para cualquier número de pasos por la coraza y por los tubos según (Bowman et al., 1940)

N = Número de pasos por la coraza

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.17)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.18)$$

T_1 =Temperatura de entrada del fluido a la coraza.

T_2 =Temperatura de salida del fluido de la coraza.

t_1 =Temperatura de entrada del fluido al tubo.

t_2 =Temperatura de salida del fluido del tubo.

Cabe destacar que estas ecuaciones son simétricas en relación con la colocación del fluido, es decir el cambio de fluidos entre tubo y coraza cambia los valores de R y P , pero mantiene constante el factor F , el cálculo del factor se divide en dos casos, para cuando $R = 1$, y cuando $R \neq 1$ y se procede de la siguiente manera.

$R \neq 1$

$$\alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{1/N} \quad (2.19)$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad (2.20)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left(\frac{1-S}{1-RS}\right)}{(R-1) \ln\left[\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad (2.21)$$

$$R=1$$

$$S = \frac{P}{N - (N - 1)P} \quad (2.22)$$

$$F = \frac{S \sqrt{2}}{(1 - S) \ln \left[\frac{2 - S(2 - \sqrt{2})}{2 - S(2 + \sqrt{2})} \right]} \quad (2.23)$$

Sin embargo, dada las consideraciones de construcción del recuperador de calor para el calor residual de gases, se decide trabajar con un paso por la coraza y un paso por los tubos, lo que permite una menor caída de presión, esto permite que los flujos estén en contraflujo por consiguiente el factor de corrección F se trabaje con un valor de 1.

2.4. Régimen de flujo

La transferencia de calor de fluidos que circular dentro de conductos se vuelve relevante a la hora de realizar el diseño térmico el recuperador de calor, se recurre a correlaciones que permiten calcular los coeficientes de transferencia de calor h para los tres distintos regímenes de flujo, laminar, transición y turbulento, de este modo conocer el comportamiento de los gases de escape y el agua.

2.4.1. Número de Reynolds

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que representa la relación existente entre las fuerzas de la viscosidad e inercia que se ocasiona al interior de un fluido en movimiento.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.24)$$

Donde:

ρ = Es la densidad del fluido.

v = Es la velocidad del fluido.

D = Diámetro de la tubería

μ = Viscosidad del fluido.

2.4.2. Flujo laminar

El flujo laminar se caracteriza por el orden que presentan las partículas del fluido de trabajo, estas acompañan la trayectoria en forma de capas o laminas, moviéndose a una velocidad uniforme. Al interior de una tubería se alcanza la máxima velocidad justo al centro del flujo, como se ilustra en la figura 2.4.

Para régimen de flujo laminar, con número de Reynolds menor a 2300, se usa la siguiente ecuación.

$$Re < 2300$$

$$h_i = \frac{k}{d_i} 1,86 \cdot [Re \cdot Pr \cdot d_i/L]^{1/3} \cdot (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (2.25)$$

Esta ecuación es válida para número de Prandtl en el rango entre 0,5 y 17.000 y $[Re \cdot Pr \cdot d_i/L]^{1/3} \cdot (\mu/\mu_w)^{0,14} > 2$, por otro lado para $[Re \cdot Pr \cdot d_i/L]^{1/3} \cdot (\mu/\mu_w)^{0,14} < 2$, el número de Nusselt (hd_i/k) debe establecerse en 3,66 (Serth, 2007), que es el valor teórico para flujo laminar en un tubo infinitamente largo con temperatura de pared constante.

μ_w representa la viscosidad dinámica del fluido evaluada a la temperatura de pared, que será explicada más adelante.

2.4.3. Flujo de transición

Como su nombre lo dice el flujo en zona de transición presenta características del flujo laminar y turbulento, existen turbulencias y vibraciones.

Para un flujo en la zona de transición, es común usar la relación de Hausen expuesta en (Vori, 1937; Kern et al., 1972)

$$2300 < Re < 10000$$

$$h_i = \frac{k}{d_i} 0,116 \cdot [Re^{2/3} - 125] \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_w)^{0,14} \cdot [1 + (d_i/L)^{2/3}] \quad (2.26)$$

Los cálculos en la zona de transición presentan un mayor nivel de incertidumbre que los flujos laminar y turbulento, en general no es recomendable trabajar con flujos en esta zona si es posible.

Una ecuación alternativa a 2.26, es la propuesta por Gnielinski ([Gnielinski, 1976, 1983](#)).

$$h_i = \frac{k}{d_i} \frac{\frac{f}{8} \cdot [Re - 1000] \cdot Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot [1 + (d_i/L)^{2/3}] \quad (2.27)$$

Donde f corresponde al factor de fricción de Darcy, el cual puede ser aproximado gracias a la ecuación de Colebrook ([Anaya-Durand et al., 2014](#)).

$$f = (0,782 \cdot \ln Re - 1,51)^{-2} \quad (2.28)$$

La ecuación 2.28 tiene validez para Reynolds entre 2100 y 1.000.000 y Prandtl entre 0,6 y 2000.

2.4.4. Flujo Turbulento

En el régimen turbulento desaparecen las capas o laminas, las partículas del fluido al interior del flujo siguen trayectorias desordenadas. Cuando aumenta la velocidad y por consecuencia el número de Reynolds, la tendencia al desorden de las partículas se intensifica. Ninguna sección del flujo presenta una velocidad mayor a otra, excepto de la sección inmediatamente contigua al borde de la tubería donde necesariamente ($v = 0$), por la condición de no deslizamiento, como lo muestra la figura 2.4.

Para la transferencia de calor al interior de tuberías, el flujo turbulento completamente desarrollado se logra para un número de Reynolds mayor a 10^4 , para este caso se suele usar la siguiente ecuación.

$$Re > 10000$$

$$h_i = \frac{k}{d_i} 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (2.29)$$

Esta ecuación es frecuentemente atribuida a Seider and Tate (Sieder y Tate, 1936; Caputo et al., 2008), aunque no de manera explícita. La ecuación anterior presenta validez para fluidos que presentan un número de Prandtl en el rango entre 0,5 y 17.000 y para cañerías donde $L/d_i > 10$, también cabe destacar que es frecuente el cambio del factor 0,023 por el coeficiente 0,027, sin embargo, el primero permite ser más conservador con el coeficiente de transferencia.

Cabe destacar que trabajar con fluidos en régimen turbulento mejora la transferencia de calor en tuberías, por lo que a veces se generan geometrías que generen turbulencias adicionales.

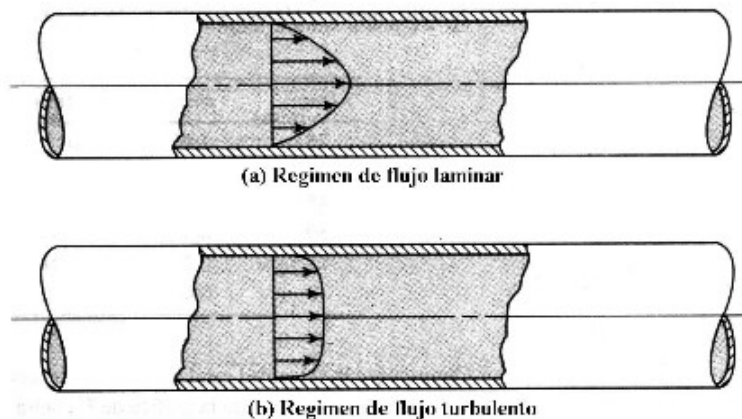


Figura 2.4: Perfil de velocidad de los regímenes de flujo laminar y turbulento en conductos (Mott, 1996).

Los fluidos que interactúan presentan un número de Prandtl en el rango de validez de las ecuaciones antes mostradas, 2.25, 2.26 y 2.29, aproximadamente 0,7 para los gases de escape de motores de combustión interna y aproximadamente 7 para el caso del agua.

2.4.5. Temperatura de Pared

El análisis del intercambiador de calor implica cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, el cual se obtiene de acuerdo con las ecuaciones anteriormente mostradas para flujo en tuberías circulares, dependiendo del régimen de flujo que presente el fluido.

El uso de las ecuaciones mostradas en el apartado anterior requiere el cálculo del factor de corrección de la viscosidad, $\phi = (\mu/\mu_w)^{0,14}$, que, a su vez, requiere que se determine la temperatura media de la pared de la tubería interior. Se puede derivar una ecuación para la temperatura de la pared suponiendo que todo el calor se transfiere entre las corrientes a su temperatura promedio. Como h_i y h_o se calculan sobre la base

de un intercambiador limpio, la caída de temperatura a través de la pared de la tubería es normalmente muy pequeña y puede despreciarse (Serth, 2007).

En la derivación, el fluido caliente está en la tubería interna, pero la ecuación final es independiente de esta suposición. La configuración se indica esquemáticamente en la Figura 3.11, en la que T_{ave} y t_{ave} son las temperaturas promedio de los fluidos en las tuberías externa e interna, respectivamente, y T_w es la temperatura media de la pared.

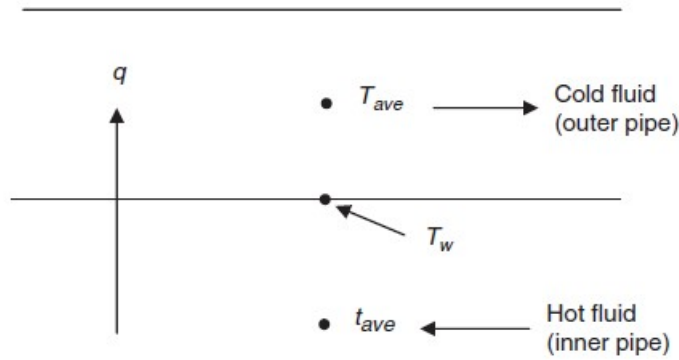


Figura 2.5: Configuración para estimar la temperatura de pared (Serth, 2007).

$$T_w = \frac{h_i t_{ave} + h_o (d_o/d_i) T_{ave}}{h_i + h_o (d_o/d_i)} \quad (2.30)$$

3 | Metodología

3.1. Especificaciones

A continuación se describe el proceso de cálculo implementado mediante un código diseñado en Matlab, el cual se basa en el método Delaware simplificado y realiza el diseño térmico e hidráulico del intercambiador de calor para los gases de escape de generadores eléctricos impulsados por motores Diésel.

El punto de inicio del algoritmo de cálculo corresponde a las condiciones de trabajo del grupo generador, su ficha técnica entregada por el fabricante, los flujos máxicos de gases de escape y agua sanitaria, temperaturas, etc.

Considerando las condiciones de trabajo del equipo de generación, se seleccionan los parámetros de diseño por parte del programador como el número de pasos por el lado de la coraza, por el lado de los tubos, diámetro interno y externo de los tubos, la separación "Pitch", el largo de los tubos y el arreglo (cuadrado o triangular), luego se ingresan las propiedades de los fluidos de trabajo, las que dependen de la temperatura de entrada y salida.

La metodología queda ilustrada en la siguiente figura.

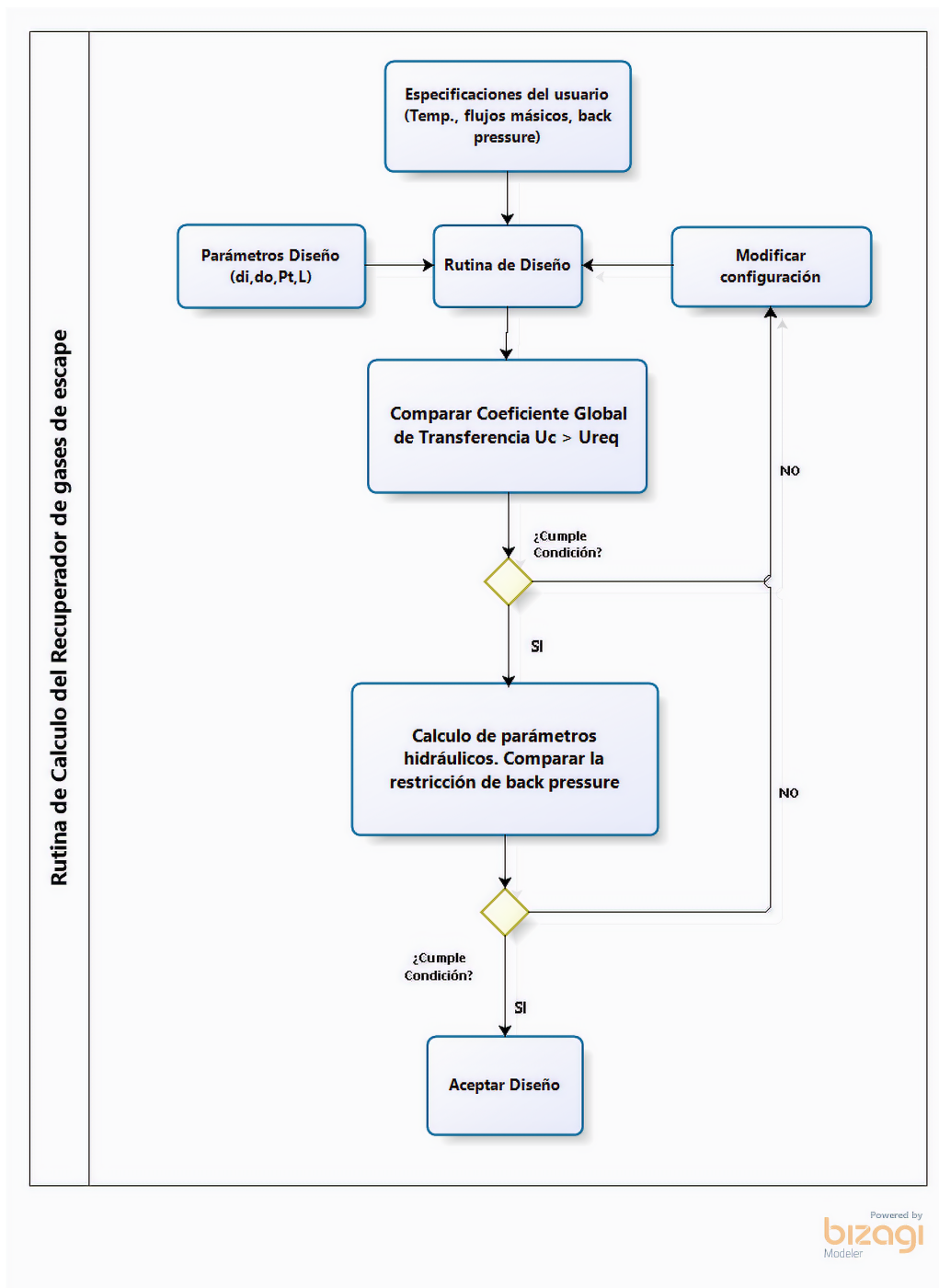


Figura 3.1: Esquema de la metodología aplicada al cálculo del recuperador [Elaboración Propia].

3.2. Diseño Térmico

Para realizar el análisis térmico de un intercambiador de tubo y coraza, se debe calcular un coeficiente global de transferencia a partir de los coeficientes de película h_i y h_o , sin embargo, el cálculo de estos coeficientes presenta algunas complejidades en su obtención, la mayor dificultad se concentra en el lado de la coraza, debido a la naturaleza compleja del flujo en su interior.

Al calcular el coeficiente del lado del tubo, h_i , se supone que todos los tubos trabajan bajo las mismas condiciones térmicas e hidráulicas, el número de Reynolds se calcula a partir del flujo másico por el lado del tubo.

$$\dot{m}_{portubo} = \frac{\dot{m}_t n_p}{n_t} \quad (3.1)$$

donde:

$\dot{m}_t$ =flujo másico total.

n_p =número de pasos del lado del tubo.

n_t = número de tubos.

En la ecuación anterior, 3.1, se indica que la velocidad de flujo en un solo tubo es la velocidad total de flujo dividida por el número de tubos del recuperador de calor, que es n_p/n_t , luego se aplican las ecuaciones para determinar el coeficiente h_i dependiendo del régimen de flujo, laminar, transición o turbulento.

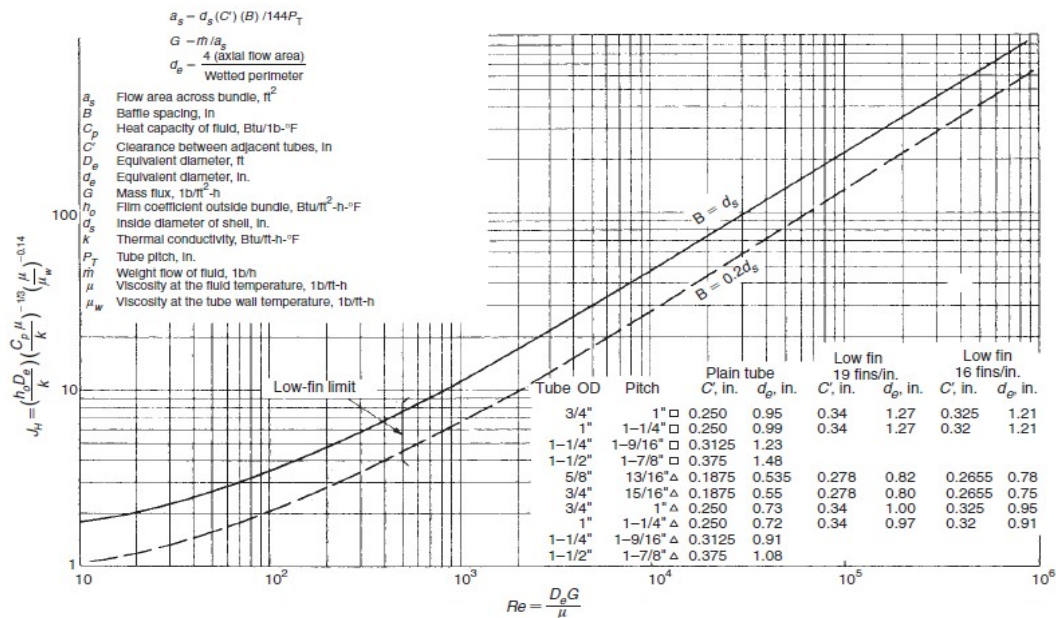
Previo a esto se debe definir la distribución de los fluidos al interior del intercambiador, en este caso se tiene el lado de los tubos y el lado de la coraza, para definir que fluido va por cada lado, se siguió una guía de recomendación, que considera factores como la corrosión, la temperatura, viscosidad, etc.

Tabla 3.1: Criterios de ubicación de fluidos en orden de prioridad (Serth, 2007).

Fluido lado del tubo	Fluido lado de la Coraza
Fluido corrosivo	Vapor de condensación (a menos que sea corrosivo)
Agua de enfriamiento	Fluido con gran ΔT
Fluido de ensuciamiento	
Fluido menos viscoso	
Corriente de alta presión	
Fluido de mayor temperatura	

Para el lado de la coraza, se utilizara una versión simplificada del método Delaware visto en (Serth, 2007; Bell, 1960), a la hora de determinar el coeficiente h_o , el método es globalmente sencillo sin caer en una gran cantidad de detalles que demoran los cálculos.

El método utiliza el gráfico del factor de Colburn modificado, j_H , frente al número de Reynolds del lado de la carcasa que se muestra en la figura 3.2. También cumple con los estándares de TEMA en cuanto a los espacios libres entre tubos y deflectores.

**Figura 3.2:** Correlación para el coeficiente de transferencia del lado de la coraza (Kern et al., 1972).

a_s = Área de flujo, ft^2

B = Espaciamiento entre deflectores, $inch$

C_p = Calor específico del fluido, Btu/lbF

C' = Claridad entre los tubos del ajuste, $inch$

D_e = Diámetro equivalente, ft

d_e = Diámetro equivalente, $inch$

G = Flujo másico por unidad de área, $lb/ft^2 h$

h_o = coeficiente de transferencia de calor, $Btu/ft^2 h F$

D_s = Diámetro Interno de la coraza, $inch$

k = Conductividad térmica, $Btu/ft h F$

P_T = Tubo pitch, $inch$

$\dot{m}$ = flujo másico del fluido, lb/h

μ = viscosidad a la temperatura del fluido, $lb/ft h$

μ_w = viscosidad a la temperatura de pared del tubo, $lb/ft h$

Tabla 3.2: Tabla con claridades y diámetro equivalente de tubos tabulados

Tubo simple			
Diámetro externo	Pitch	C', in	Diámetro equivalente, in
3/4"	1"	0,250	0,95
1"	1-1/4"	0,250	0,99
1-1/4"	1- 9/16"	0,3125	1,23
1-1/2"	1-7/8"	0,375	1,48
5/8"	13/16"	0,1875	0,535
3/4"	15/16"	0,1875	0,55
3/4"	1"	0,250	0,73
1"	1-1/4"	0,250	0,72
1-1/4"	1-9/16"	0,3125	0,91
1-1/2"	1-7/8"	0,375	1,08

A continuación, se detallan las ecuaciones usadas en este diagrama y el cálculo del coeficiente de transferencia del lado de la coraza:

$$h_o = jH \left(\frac{k}{D_s} \right) P_r^{1/3} (\mu/\mu_w^{0,14}) \quad (3.2)$$

Para el cálculo del factor jH existen aproximaciones, las cuales presentan mayor simpleza a la hora de automatizar el cálculo del coeficiente en el software Matlab.

$$jH = 0,5(1 + B/D_s)(0,08Re^{0,6821} + 0,7Re^{0,1772}) \quad (3.3)$$

La decisión sobre el dimensionamiento térmico del recuperador de calor de los gases de escape se realiza en base a una comparación de coeficientes de transferencia de calor globales calculados de acuerdo a las condiciones de funcionamiento y fluidos versus los coeficientes requeridos, el intercambiador cumple con los requerimientos si el coeficiente de diseño U_d es mayor o igual al valor del coeficiente requerido U_{req} , en caso contrario se debe volver analizar la configuración del intercambiador, diámetro de tubos, largo, número

de pasos, etc.

3.3. Diseño Hidráulico

Luego que el recuperador de calor sea térmicamente aceptado, se procede al cálculo de parámetros hidráulicos, es común que los fabricantes de generadores eléctricos entreguen en la ficha técnica del motor una caída máxima de presión admisible para el circuito de los gases de escape, "Back Pressure", como el recuperador de calor es adosado a este circuito, se debe satisfacer esta restricción, una caída de presión muy pronunciada afecta el rendimiento de los generadores.

3.3.1. Caída de Presión Lado de los Tubos

Una de las caídas de presión que afectan al sistema se da por la fricción al interior de los mismos tubos, la cual es modelada a través del factor de fricción de Darcy, incluido en la siguiente relación.

$$\Delta P_f = \frac{f n_p L G^2}{7,50 \times 10^{12} D_i \rho (u/u_w)^{0,14}} \quad (3.4)$$

Donde:

f = Factor de fricción de Darcy.

L = Longitud del tubo.

G = flujo másico en el tubo.

d_i = diámetro interno del tubo.

ρ = densidad del fluido.

Para flujo turbulento en los tubos de intercambiadores de calor, se suele usar la siguiente ecuación para determinar el factor de fricción.

$$f = 0,4137 Re^{-0,2585} \quad (3.5)$$

El fluido que pasa por los tubos presenta una contracción a la entrada y una expansión a la salida del flujo, esto ocasiona una caída de presión adicional asociada a la velocidad del fluido, la cual puede ser modelada usando la siguiente relación.

$$\Delta P_r = 1,334 \times 10^{-13} \alpha_r G^2 / \rho \quad (3.6)$$

El coeficiente α_r se obtiene de la tabla vista en (Serth, 2007).

Tabla 3.3: Pérdidas de carga asociadas a la velocidad (Serth, 2007).

Régimen de flujo	Tubos regulares
Turbulento	$2n_p - 1,5$
Laminar	$3,25n_p - 1,5$

Todos los intercambiadores de calor de tubos y coraza tienen una boquilla de entrada y una salida para el fluido del lado del tubo, la caída de presión que se produce en las boquillas puede aproximarse con el uso de la siguiente relación, dependiendo del régimen de flujo.

$$\Delta P_n = \frac{2,0 \times 10^{-13} N_s G_n^2}{\rho} \quad (\text{flujo turbulento}) \quad (3.7)$$

$$\Delta P_n = \frac{4,0 \times 10^{-13} N_s G_n^2}{\rho} \quad (\text{flujo laminar}) \quad (3.8)$$

Finalmente la pérdida de carga total que sufre el sistema de escape del equipo de generación, será la suma de las pérdidas de carga obtenidas de las ecuaciones 3.4, 3.6 y 3.7 o 3.8, la cual debe cumplir la restricción de "back pressure." entregada por el fabricante del grupo generador, en caso contrario se debe volver a revisar la configuración del intercambiador.

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_r + \Delta P_n \quad (3.9)$$

3.3.2. Caída de Presión Lado de la Coraza

En el contexto del método Delaware simplificado la caída de presión del lado de la coraza es calculada usando la siguiente relación vista en (Kern et al., 1972), similar a la ecuación 3.4. Para el caso del recuperador a desarrollar el fluido que circula por la coraza es el agua según las guías de diseño, está tiene características de fluido incompresible, por lo cual no se ve muy afectado por la caída de presión, sin embargo, igual debe ser estimada.

$$\Delta P_s = \frac{f D_s G^2 (n_b + 1)}{7,50 \times 10^{12} d_e \rho (\mu/\mu_w)^{0,14}} \quad (3.10)$$

$$f = 144(f_1 - 1,25)(1 - B/D_s)(f_1 - f_2) \quad (3.11)$$

Donde, para el caso de régimen de flujo turbulento los coeficientes f_1 y f_2 , se estiman de la siguiente manera:

$$Re \geq 1000$$

$$f_1 = (0,0076 + 0,000166 D_s) R_e^{-0,125} (8 \leq D_s \leq 42) \quad (3.12)$$

$$f_2 = (0,0016 + 5,8 \times 10^{-5} D_s) R_e^{-0,157} (8 \leq D_s \leq 23,25) \quad (3.13)$$

Para la ecuación 3.13, se fija el valor del diámetro de la coraza $D_s=23,25$ si D_s es mayor que ese valor.

3.4. Emisiones de CO₂

El calor recuperado supone que las calderas dejaran de usar combustible para suplir esta demanda de calor, lo que repercute en reducir las emisiones de CO₂ ocasionadas por la combustión del diésel, el factor de

emisiones f_e es reportado por el Ministerio de Energía como $2.676 \text{ kg } CO_2/m^3$.

$$CO_2 = \frac{\lambda f_e}{1000} \quad (3.14)$$

Donde:

λ corresponde a los litros de combustible ahorrados en (l/año).

f_e corresponde al factor de emisiones del combustible $\text{kg}CO_2/m^3$.

Como se mencionó anteriormente el reducir las emisiones de CO_2 , está dentro de las resoluciones de la COP21 de París, acuerdo que fue ratificado por Chile. El dióxido de carbono es uno de los responsables del aumento de la temperatura de la atmósfera a través del efecto invernadero.

3.5. Evaluación Financiera

Para evaluar la viabilidad financiera de proyectos de recuperación de energía desde los gases de escape de generadores eléctricos, se debe considerar los costos de implementar el recuperador versus los costos ocasionados en el escenario actual, en donde se produce electricidad y calor de manera separada.

De forma general el costo del proyecto debe considerar el costo de inversión (C_i) y el costo de operación del recuperador de calor (C_{od}), el cual queda representado por la pérdida de carga que ocasiona el recuperador, la cual afecta la eficiencia de la bomba que impulsa el agua para la circulación al interior de la coraza.

También se deben adoptar algunos supuestos para evaluar la viabilidad de desarrollar este modo de recuperación de energía residual contenida en los gases de escape, como lo son, la tasa de descuento, el periodo de evaluación, el costo de producir un kWh a partir de generadores eléctricos impulsados por motores de combustión interna a Diésel C_E , las horas anuales de operación.

3.5.1. Costo de Inversión

La inversión inicial suele ser uno de los factores más relevantes a la hora de analizar la factibilidad de un proyecto, este costo engloba la adquisición e instalación de intercambiador de calor en el grupo generador

eléctrico.

El capital involucrado en la inversión es calculado mediante la correlación de Hall's, vista en (Taal et al., 2003; Caputo et al., 2016), este costo es entregado en Dólares (USD) y tiene una componente de costo fijo y una componente de costo variable que depende del Área del intercambiador de calor.

Esta correlación está desarrollada para intercambiadores de calor de tubos y coraza construidos íntegramente con acero inoxidable, si el intercambiador es construido con otra combinación de materiales, solo se deben ajustar las constantes numéricas según los expuesto en la literatura.

$$C_i = 10000 + 324(A_{req})^{0.91} \quad (3.15)$$

donde el coeficiente A_{req} , es el área necesaria para llevar a cabo la transferencia de calor, la cual debe estar (m^2) y se calcula de la siguiente manera:

$$A_{req} = \frac{Q}{U_d F \Delta_{TLM}} \quad (3.16)$$

3.5.2. Costo de Operación

El costo de operación debe ser descontado durante el periodo de evaluación de la inversión, este costo queda en función de las pérdidas de carga que se ocasionan por el uso del recuperador y la pérdida de eficiencia que esto ocasiona.

$$C_{od} = \sum \frac{C_o}{(1+i)^n} \quad (3.17)$$

$$C_o = P C_E H \quad (3.18)$$

Donde:

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{m_s}{\rho_s} \Delta P_s \right) \quad (3.19)$$

La ecuación 3.19 está pensada para intercambiadores de calor líquido - líquido, en los cuales se realiza un trabajo para impulsar los fluidos al interior del intercambiador, en este caso el recuperador es gas - líquido, por lo que la caída de presión del lado de los tubos no conlleva un costo, por lo que ese lado de la ecuación se hace cero, solo se debe supervisar que no supere la máxima caída permisible para satisfacer la restricción de back pressure.

El Costo de la electricidad no es el mismo que el de un cliente domiciliario conectado a la red eléctrica nacional, el Costo de producir un kWh de electricidad a partir del generador eléctrico, C_E será una función de la potencia del generador, el consumo de combustible de este y el precio del litro del Diésel.

$$C_E = \text{Potencia (kW)} \times \text{Consumo (L/h)} \times \text{Precio Combustible (USD/L)}$$

El factor H , hace referencia a las horas en que funciona el equipo anualmente, como el intercambiador funciona siempre que funciona el grupo de generación y este a su vez funciona 24 horas al día, debido a las adversas condiciones climáticas de zonas extremas, donde no hay conexión a líneas de distribución, se supone un H de 8700 horas/año, aunque este factor puede ser sensibilizado para distintos valores de H .

3.5.3. Supuestos Financieros

La tasa de descuento es usada para descontar el valor de los ingresos futuros, para este caso se seleccionó información de proyectos de eficiencia energética, la tasa de descuento se trabaja en torno al 15 %, mientras que según la asociación chilena de energías renovables (ACERA) se suele sensibilizar el valor de la tasa de descuento entre 6 % y 10 %.

El periodo de evaluación será de 5 años ya que el dispositivo se espera sea instalado en grupos generadores en funcionamiento, los cuales tienen una vida útil en promedio cercana a los 10 años, es por esto que se selecciona la mitad de este periodo, como un periodo razonable.

El precio del combustible, se obtuvo a través de la comisión nacional de energía ([Comisión Nacional de Energía, 2018](#)), desde su buscador online, este buscador permite realizar la búsqueda con precios actualizados en diferentes regiones del país, en este caso y como la presente memoria está enfocada en zonas extremas, se utilizan los datos de la región de Magallanes y la Antártica Chilena, el precio recogido es de 0,78 (USD/L).

4 | Resultados

4.1. Potencial de Recuperación

Para determinar el potencial para la recuperación de calor desde los gases de escape, usando un intercambiador de calor, se utiliza la metodología descrita anteriormente, se supone que todo el calor recuperado será utilizado, lo cual supone un ahorro de combustible por parte de las calderas, las cuales son usadas para proveer agua caliente.

Este ahorro de combustible lleva consigo una reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, se cuantifica esta reducción de CO_2 gracias al factor de emisiones entregado por el Ministerio de Energía para el diésel n°2 ([Ministerio de Energía, 2018](#)).

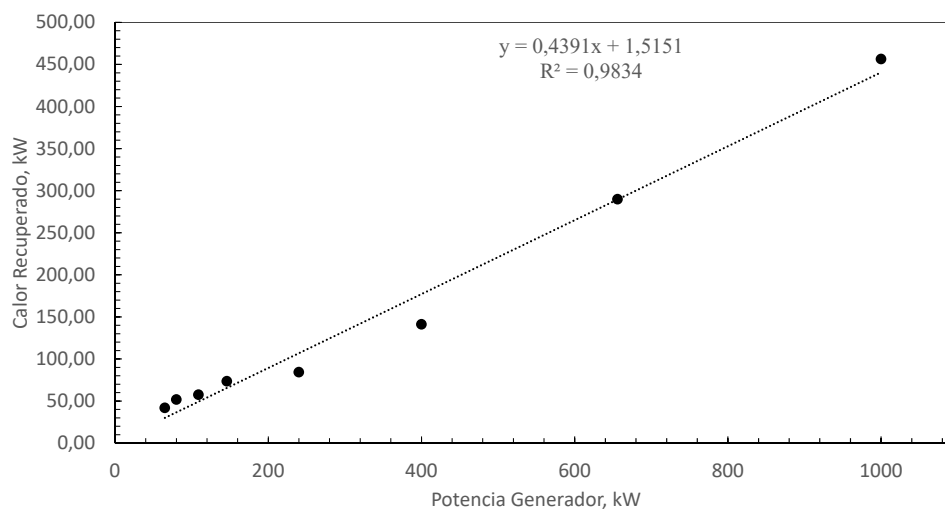
Se utilizó la información de distintos generadores entre los 65 y 1000 kW de potencia, según la información entregada por el fabricante en sus respectivas fichas técnicas.

Para la máxima recuperación de calor desde los gases de escape, se fijó la temperatura de salida de los gases de escape en 300 °C, la temperatura del agua se eleva desde los 3 a los 40 °C y el flujo másico de agua queda libre, esto hace que estos flujos sean altos pero como la idea es determinar el potencial de recuperación, o sea el máximo posible bajo las condiciones dadas, no presenta mayores problemas.

Se puede apreciar en la Figura 4.1 que el calor recuperado aumenta de manera cuasilineal al aumentar la potencia del generador, también aumentan las dimensiones del recuperador de calor, como se observa en la tabla 4.1, este calor es recuperado bajo el supuesto que será totalmente usado posteriormente, esto produce que se eleve la eficiencia global del sistema en torno al 50 %, respecto del contenido energético inicial del diésel, según lo que muestra la figura 4.2, lo cual es una medida de eficiencia energética importante.

Tabla 4.1: Resumen dimensiones físicas del recuperador.

Potencia kW	Ds in	Largo m	$A_{req} m^2$
65	8"	0,914	1,32
80	8"	0,914	1,47
109	8"	0,914	1,43
146	8"	1,219	1,71
240	10"	0,914	2,42
400	10"	1,219	3,03
656	10"	1,829	4,62
1000	12"	1,829	7,18

**Figura 4.1:** Máxima recuperación de calor desde los gases de escape a distintas potencias.

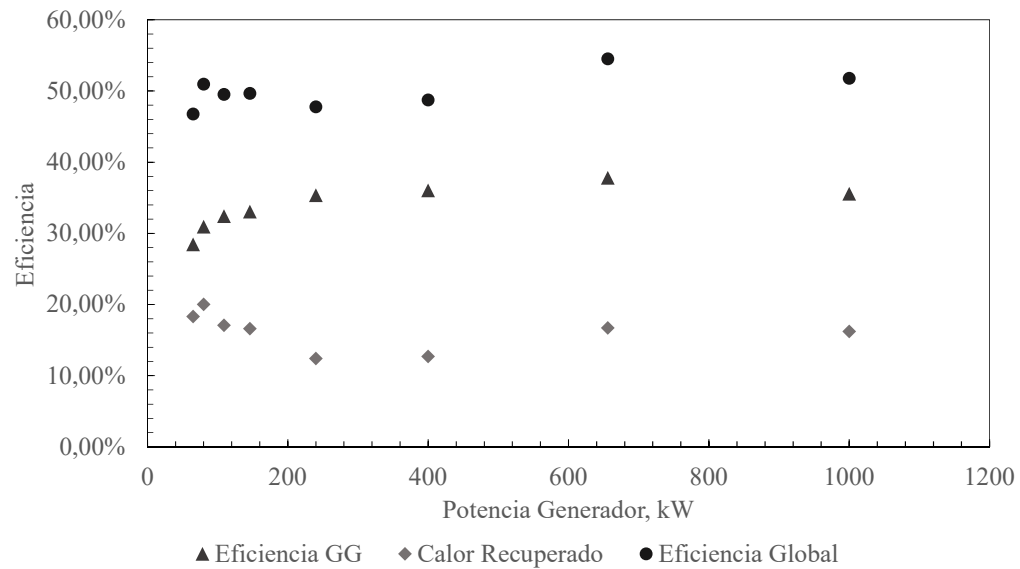


Figura 4.2: Eficiencias de recuperación de energía.

Recuperar este calor residual desde los gases de escape, entrega la posibilidad de complementar dejar de usar otro sistema producción de calor, en este caso, caldera a diésel, si se hace la comparación entre la energía recuperada y el combustible necesario para producir esa misma cantidad de calor a través de la caldera, podemos obtener el ahorro en litros de combustible y por consiguiente el ahorro en emisiones de CO_2 , como se aprecia en la figura 4.3, también podemos valorizar los ahorros en dinero anuales por concepto de litros de combustible no consumidos como queda de manifiesto en la tabla 4.2.

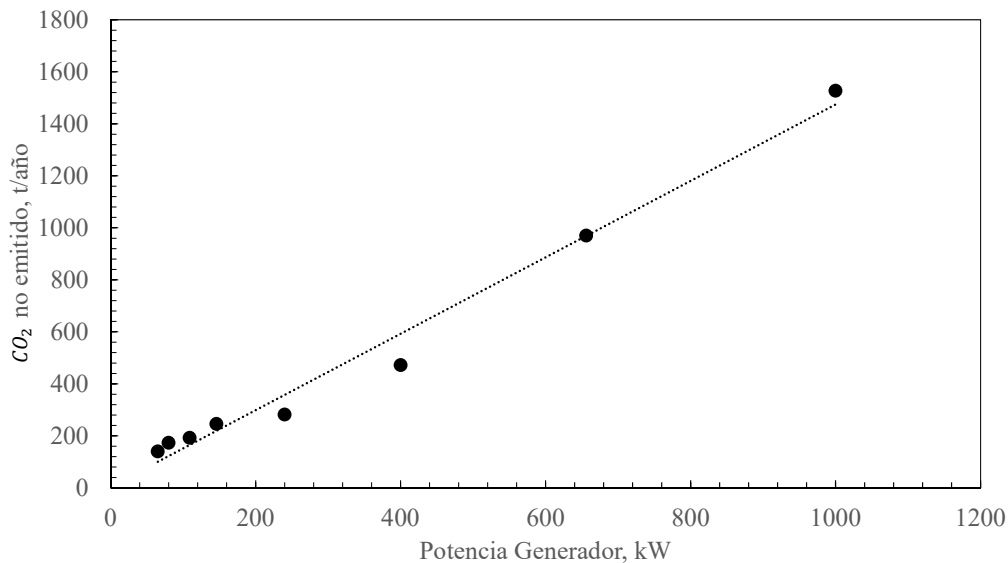


Figura 4.3: Máxima reducción de emisión de CO_2 .

Tabla 4.2: Potencial de ahorros generados en la recuperación de energía.

Potencia kW	Ahorro l/h	Ahorro l/año	Ahorro USD/año
65	5,97	52.302,0	40.795,6
80	7,39	64.733,7	50.492,3
109	8,20	71.856,2	56.047,8
146	10,48	91.802,4	71.605,9
240	12,03	105.382,9	82.198,7
400	20,13	176.367,0	137.566,3
656	41,37	362.357,7	282.639,0
1000	65,14	570.634,2	445.094,7

4.2. Efecto del cambio en el flujo másico de agua

Otra variable importante en el estudio de sistemas de recuperación de calor es el flujo másico de fluido recuperador de calor. Así, el efecto que tiene el flujo másico de agua en el potencial de recuperación de calor

es estudiado. Para esto se hace variar el flujo másico de agua entre 10 y 60 kg/min, la temperatura del agua de entrada sigue como 3 °C y de salida de fija en 60°C, dejando libre la temperatura de salida de los gases de escape, solo cuidando que no baje de 177°C.

Para estudiar el efecto del cambio en el flujo másico, se trabaja con dos potencias de generador, en este caso se seleccionó el grupo electrógeno de 146 kW y 400 kW.

La evolución de la temperatura de salida de los gases de escape en función del flujo másico de agua se observa en la figura 4.4. Los resultados indican que el recuperador diseñado para el generador de 146 kW, es factible de diseño hasta un flujo másico de 25 kg/min de agua, ya que para flujos mayores la temperatura de salida de los gases de escape baja de 177°C, por lo que habría condensación de los gases, lo cual es peligroso para el equipo de generación, debido a la corrosión de los gases, por su parte el recuperador diseñado para el equipo generador de 400 kW, es factible para todo el rango de flujo evaluado, se aprecia que aumentar más el flujo presentaría problemáticas debido a que la temperatura del gas de escape baja de la mínima permitida.

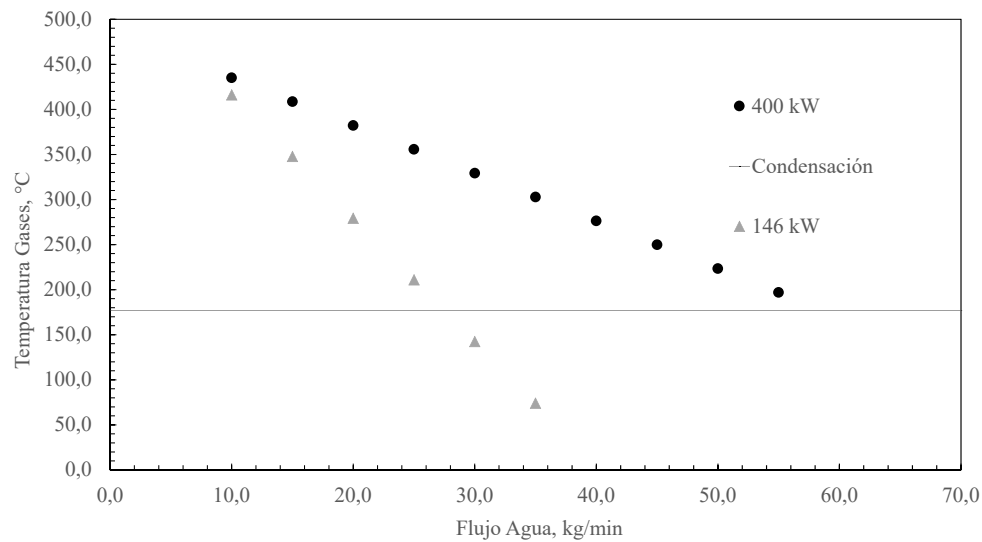


Figura 4.4: Evolución de la Temperatura de salida del Gas de escape ante variaciones de m_s .

El modelo numérico permite diseñar recuperadores de calor de acuerdo a las especificaciones de uso, al fijar las temperaturas de entrada y salida del agua, dejando libre la temperatura de salida del gas de escape,

los intercambiadores de calor diseñados difieren en el área requerida y por ende en la cantidad de tubos como se observa en 4.5 y diámetro de coraza.

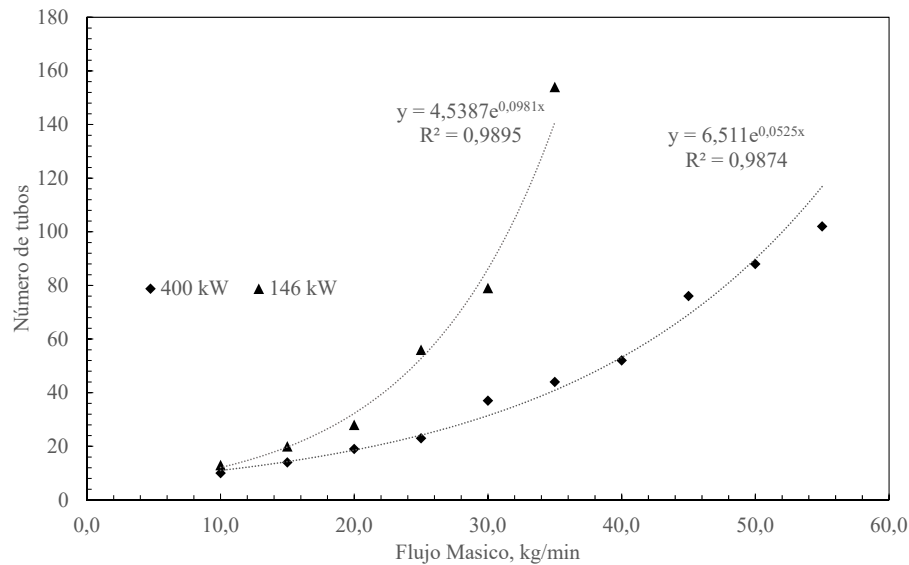


Figura 4.5: Número de tubos del recuperador a distintos flujos de agua.

A medida que más cerca se está del límite de temperatura de los gases de escape, antes de la condensación, más aumenta la eficiencia global en el uso del diésel, lo cual es intuitivo puesto que se le está quitando mayor cantidad de energía a los gases de escape.

4.3. Análisis de caso real

En la Villa las Estrellas de la Antártica Chilena, dadas las adversas condiciones climáticas y la imposibilidad de conectarse al sistema interconectado de Magallanes, se utilizan de forma separada generadores diésel para la producción de electricidad y calderas diésel para general agua caliente.

La operación de ambos equipos genera importantes impactos económicos y ambientales dada la gran cantidad de litros de combustible que son consumidos y que deben ser almacenados y transportados hasta la base antártica, estas problemáticas pueden ser resumidas en:

1. Alto consumo de combustible, debido a la necesidad de mantener operando estos generadores las 24 horas del día.
2. Necesidad de transporte y almacenamiento, dado el consumo constante y su baja eficiencia, estos problemas escalan aguas arriba, lo que implica mayores volúmenes y número de viajes para el transporte de combustible.
3. Riesgos ambientales relacionados, producto del punto explicado anteriormente, al requerir de un alto volumen de combustible de forma permanente, los riesgos por derrame de estos están latentes.
4. Emisión de gases de efecto invernadero datos tanto por el uso mismo del combustible, por todas las operaciones de transporte que requiere.

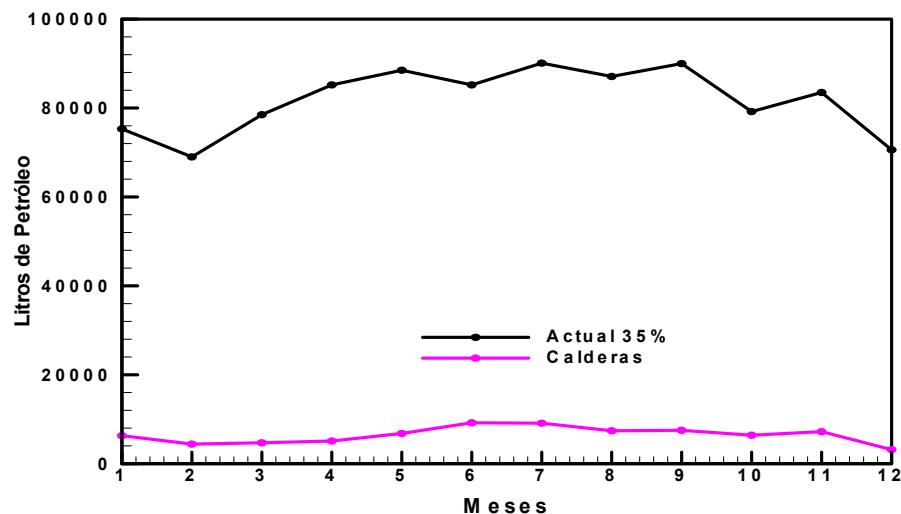


Figura 4.6: Consumo de combustible Villa las Estrellas año 2012 [Elaboración propia].

En términos de costos, el consumo de combustible por parte de los generadores bordea 1.000.000 de litros al año, mientras que las calderas consumen cerca de 80.000 litros al año, como se muestra en la figura 4.6, lo que se puede cuantificar en cerca de 1.000.000 de USD/año.

El equipo de generación presenta una potencia de 470 kW, el cual tiene un potencial de recuperación suficiente como para abastecer la demanda de energía térmica, dejando de lado el uso de las calderas, redu-

ciendo el volumen de diésel quemado y por consiguiente generando ahorro de dinero importantes en costos y reducción de gases de efecto invernadero. Otro aspecto que se podría resaltar sería el dimensionamiento de los generadores, reemplazándolos por equipos más pequeños, de menor consumo.

Haciendo un promedio del consumo de combustible de las calderas, se obtiene que consumen aproximadamente 9 (l/h) y considerando el poder calorífico del diésel como 38,8 (MJ/l), utilizando la siguiente ecuación se puede obtener la potencia térmica entregada por la caldera, la que llega a 63 kW, considerando una eficiencia del 65 %.

$$\dot{Q}_{caldera} kW = \eta \frac{\dot{m}_c (l/h) HHV (MJ/l)}{3,6} \quad (4.1)$$

Este calor puede ser sustituido fácilmente a través de la recuperación de energía residual desde la línea de escape, para distintos flujos máscicos de agua a calentar como se observa en la figura 4.7.

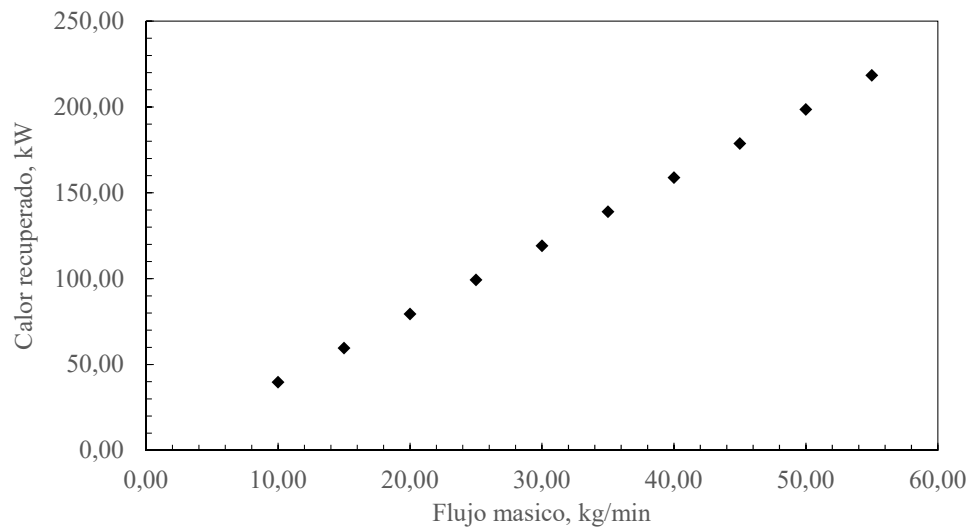


Figura 4.7: Calor recuperado a distintos flujos máscicos de agua para generador de Villa las Estrellas.

5 | Conclusiones

En la presente memoria de título se llevó a cabo un estudio numérico con la intención de analizar el comportamiento de la transferencia de calor entre los gases de escape de generadores eléctricos impulsados por motores diésel y un fluido de recuperación de calor. Este análisis se realiza gracias a la aplicación del método Delaware simplificado, visto en la literatura, el cual es implementado a través de un código de programación en el software MATLAB. Se analizó la validez de las distintas relaciones y supuestos utilizados a la hora de analizar la transferencia de calor, de modo de determinar su aplicación para el diseño de un intercambiador de calor líquido - gas.

El código permite realizar el diseño térmico e hidráulico del recuperador de calor aplicado a diferentes potencias de generación, los datos necesarios son obtenidos a través de la información publicada por los fabricantes de grupos generadores en las fichas técnicas de los equipos.

Se determinó el tamaño del parque de generadores eléctricos instalados en la actualidad en el país, gracias a la información solicitada a la SEREMI de salud metropolitana a través de la plataforma de transparencia de las instituciones públicas, de la cual se obtuvo que en el país, al año 2017 existen, 14.970 generadores eléctricos sobre 20 kVA instalados.

Se puede concluir que recuperar energía residual desde los gases de escape de generadores eléctricos es una medida de eficiencia energética aceptable, con un amplio rango de aplicación y que permite otorgar un mejor uso del combustible fósil, generando dos tipos útiles de energía. Con el recuperador diseñado para cada generador se logra una eficiencia global cercana al 50 %, este aspecto es más relevante aún en zonas extremas, donde la utilización de generadores eléctricos es 24/7 y se consumen grandes cantidades de diésel entre los generadores y las calderas.

Recuperar energía térmica permite reducir el consumo de diésel, lo cual es una medida de impacto

ambiental importante, que permite reducir emisiones de gases contaminantes como el CO_2 , lo que queda de manifiesto al determinar el potencial de recuperación de calor, ya que se obtiene por ejemplo, que para un generador de 1.000 kW equipado con el recuperador de calor, se dejarían de emitir más de 1.400 toneladas de CO_2 /año.

Las variaciones en la tasa de descuento dado que el intercambiador solo presenta un costo de operación debido a la caída de presión, es casi imperceptible, se podría considerar un plan de mantenimiento que eleve los costos de operación, para de esta forma observar de mejor manera las variaciones en la tasa de descuento.

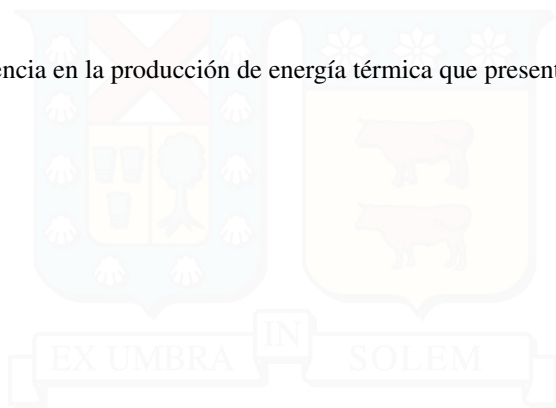
También se observó que, para distintos flujos máxicos de agua al interior del recuperador, la temperatura de los gases de escape se va reduciendo de manera lineal, lo que permite operar el equipo de recuperación a distintos flujos, hasta muy cerca de la temperatura de condensación de los gases de escape, llegando cerca del 60 % de eficiencia global.

Para el caso de estudio analizado, la base de Villa las Estrellas, se puede concluir que la recuperación de energía propicia una reducción del consumo de combustible. El calor recuperado es suficiente como para prescindir del uso de las calderas y más aún dimensionar los generadores, reemplazándolos por equipos más pequeños, el no usar las calderas supone un ahorro de 80.000 litros/año, el cual puede ser cuantificado desde el punto de vista de la reducción de emisiones de 200 toneladas de CO_2 /año.

5.1. Proyecciones futuras

1. Estudiar el comportamiento de la recuperación de calor residual en generadores eléctricos que operan bajo régimen de carga variable.
2. Realizar mediciones experimentales que permitan contrastar el modelo numérico con datos reales sobre la transferencia de calor.
3. Estudiar otros usos para la energía recuperada, ya que potencialmente el calor residual puede permitir incluso la generación de vapor de baja presión que puede ser utilizado en procesos.
4. Complementar este estudio realizando un estudio paralelo sobre la recuperación de energía desde el circuito de refrigeración del motor, en donde según la literatura se encuentra entre 25 % a 30 % del contenido energético del combustible.

5. Estudiar la posible recuperación de energía desde generadores eléctricos que funcionan en base a motores de gas natural.
6. Estudiar el potencial de utilización del recuperador en motores de barcos de carga o turismo, los cuales también necesitan calefacción.
7. Sensibilizar la eficiencia en la producción de energía térmica que presenta la caldera.



Bibliografía

- A. Cengel, Yunus y J. Ghajar, Afshin (2011). *Transferencia de calor y masa*. 2.1.3
- Acquatella, Jean (2008). Energía y cambio climático: oportunidades para una política energética integrada en américa latina y el caribe. 1.2.1
- Agencia Chilena de Eficiencia Energética (2016). eficiencia-energetica/que-es. <https://www.acee.cl/eficiencia-energetica/que-es-ee/>. [Acceso Febrero 2018]. 1.2.2
- Agencia Chilena de Eficiencia Energética (2018). eficiencia-energetica/que-es. <http://www.cogeneracioneficiente.cl/que-es-cogeneracion/>. [Acceso Julio 2018]. (document), 1.6
- Anaya-Durand, Alejandro Isaías; Cauich-Segovia, Guillermo Israel; Funabazama-Bárceñas, Oliver; y Gracia-Medrano-Bravo, Víctor Alfonso (2014). Evaluación de ecuaciones de factor de fricción explícito para tuberías. *Educación Química*, 25(2), 128 – 134. 2.4.3
- Béjar, Ramón Casilda (2002). Energía y desarrollo económico en América Latina. (pp. 31–44). 1.2.1
- Bell, Kenneth J (1960). ‘exchanger design—based on the delaware research program. *Petro/Chem Engineer, October*, pp. C-26–C-40c. 3.2
- Birdwell, Justin E; Mercier, Tracey J; Johnson, Ronald C; y Brownfield, Michael E (2012). In-place oil shale resources examined by grade in the major basins of the Green River Formation, Colorado, Utah, and Wyoming. *US Geological Survey Fact Sheet*, 3145(January), 2013. 1.2.1
- Bowman, R. A.; Mueller, A. C.; y Nagle, W. M. (1940). Mean Temperature Difference in Design. *Asme*, 62(4), 283–295. 2.3.1
- British Petroleum. (2017). BP Statistical Review of World Energy 2017. *British Petroleum*, (66), 1–52. 1.2.1
- Caputo, Antonio C.; Pelagagge, Pacifico M.; y Salini, Paolo (2008). Heat exchanger design based on economic optimisation. *Applied Thermal Engineering*, 28(10), 1151–1159. 2.4.4
- Caputo, Antonio C.; Pelagagge, Pacifico M.; y Salini, Paolo (2016). Manufacturing cost model for heat exchangers optimization. *Applied Thermal Engineering*, 94, 513 – 533. 3.5.1
- Caterpillar (2016). Application & Installation Guide Cooling Systems. (pp. 63–65). 2.1.4
- Cengel, Yunus A (2007). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Un enfoque práctico*. (document), 2.1.2, 2.3, 2.2, 2.3
- Comisión Nacional De Energía. (2016). Anuario estadístico de energía 2005-2015. 1.2.2
- Comisión Nacional de Energía (2018). <http://www.bencinaenlinea.cl/web2/buscador.php?region=15>. <http://www.bencinaenlinea.cl/web2/buscador.php?region=15/>. [Acceso Septiembre 2018]. 3.5.3
- Coviello, Manlio y Altomonte, Hugo (2003). Sostenibilidad Energética en América Latina y el Caribe: El Aporte de las Fuentes Renovables. *Cepal*. 1.2.1

- Generadoras de Chile A.G. (2018). Diciembre 2017 Boletín del Mercado Eléctrico Sector Generación. (document), 1.2.2, 1.1
- Giangrandi, Leonardo (2011). Aspectos técnicos económicos para evaluación de proyectos de cogeneración en base a grupos generadores diesel. (pp. 215). 1.2.3
- Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng*, 16(2), 359–368. 2.4.3
- Gnielinski, V (1983). Forced convection in ducts. *Heat exchanger design handbook*, 2, 1–2. 2.4.3
- Incropera, Frank P; DeWitt, David P; Bergman, Theodore L; y Lavine, Adrienne S (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 2.1.1, 2.1.3, 2.1.4
- IPCC (2007). *Climate Change 2007 Synthesis Report*. 1.2.1
- Jain, Megha (2010). Los Problemas Energéticos de Chile y Sus Soluciones : El Rol de las Energías Renovables No Convencionales. 1.2.2
- Kern, Donald Quentin; Kraus, Allan D; et al. (1972). Extended surface heat transfer. (document), 2.2.2, 2.4.3, 3.2, 3.3.2
- Lara, Ignacio F (2014). Geopolítica y governance de los hidrocarburos *. *Relaciones Internacionales*, (46), 149–175. 1.2.1
- Ministerio de Energía (2014). Energía 2050. 1.2.2
- Ministerio de Energía (2018). <http://huelladecarbono.minenergia.cl/>. <http://huelladecarbono.minenergia.cl/combustible-chile/>. [Acceso Septiembre 2018]. 4.1
- Mott, Robert L (1996). *Mecánica de fluidos aplicada*. Pearson Educación. (document), 2.4
- Pandiyarajan, V.; Pandian, M. Chinna; Malan, E.; Velraj, R.; y Seeniraj, R.V. (2011). Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system. *Applied Energy*, 88(1), 77 – 87. 2.2.1
- Podhorský, M; Krips, H; Begell, William; Morris, Mike; y Bazergui, André (1998). *Heat Exchangers: A Practical Approach to Mechanical Construction, Design, and Calculations*. Begell House. 2.2
- Rohsenow, Warren; Hartnett, James; y Cho, Young (1998). *Heat transfer*. 2.1.1, 2.1.2
- Serth, R. W. (2007). *Process Heat Transfer Principles and Applications*. (document), 2.2.1, 2.4.2, 2.4.5, 2.5, 3.1, 3.2, 3.3.1, 3.3
- Sieder, E. N. y Tate, G. E. (1936). Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. *Industrial and Engineering Chemistry*, 28(12), 1429–1435. 2.4.4
- Sosa, M I y Fushimi, A (2000). La cogeneración en el contexto de las tecnologías de conversión energética del futuro. *AVERMA, Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 4(1), 1–7. 1.2.4
- Taal, Marcel; Bulatov, Igor; Kleme, Jiri; y Stehl, Petr (2003). Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects. 23, 1819–1835. 3.5.1
- Thulukkanam, Kuppan (2013). *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*, volume 20135140. (document), 2.2, 2.1, 2.2.1
- Towler, Gavin P. y Sinnott, R. K. (2008). Chemical engineering design : principles, practice and economics of plant and process design. (pp. 1245). 2.2.1
- U.S. Energy Information Administration (2018). eficiencia-energetica/que-es. https://www.eia.gov/dnav/pet/pet_pri_spt_s1_a.htm/. [Acceso Agosto 2018]. (document), 1.2

- Vori, H H A U S E N (1937). EinfluR des Lewisschen Koeffizienten auf das Ausfrieren von Dampfen aus Gas = Dampf = Gemischen. (i), 177–182. 2.4.3
- Wittelsbürger, Helmut (2007). La política energética de Chile: de la dependencia al desarrollo sostenible - el futuro es de las energías renovables -. *Dialogo Político*, 4, 1–14. 1.2.2
- Zahedi, Ahmad (1994). Conversion of Stand by Generator Facilities to Combined Heat and Power U n i t s r. (pp. 267–271). 1.2.4

