

Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencia e Ingenierías Físicas y Formales
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y
Mecatrónica



**“OPTIMIZACIÓN DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN A PARTIR
DE GASES DE ESCAPE DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA”**

Tesis presentada por el bachiller:

Vásquez Eguiluz, Renzo Renato

para optar el Título Profesional de:

Ingeniero Mecánico Electricista

Asesor:

PhD. Valdez Loaiza, Juan Carlos

Arequipa – Perú

2020

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR DE TESIS

Arequipa, 06 de Agosto del 2020

Dictamen: 001017-C-EPIMMEM-2020

Visto el borrador de tesis del expediente 001017, presentado por:

2014204091 - VASQUEZ EGUILUZ RENZO RENATO

Titulado:

BORRADOR DE TESIS
OPTIMIZACIÓN DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN A PARTIR DE GASES DE ESCAPE DE UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Nuestro dictamen es:

APROBADO

1828 - GORDILLO ANDIA CARLOS ALBERTO
DICTAMINADOR



3040 - VALDEZ LOAIZA JUAN CARLOS
DICTAMINADOR



DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a mi madre, por todo su apoyo y optimismo. También está dedicado a mi padre, por su motivación que me impulsa a alcanzar mis metas.

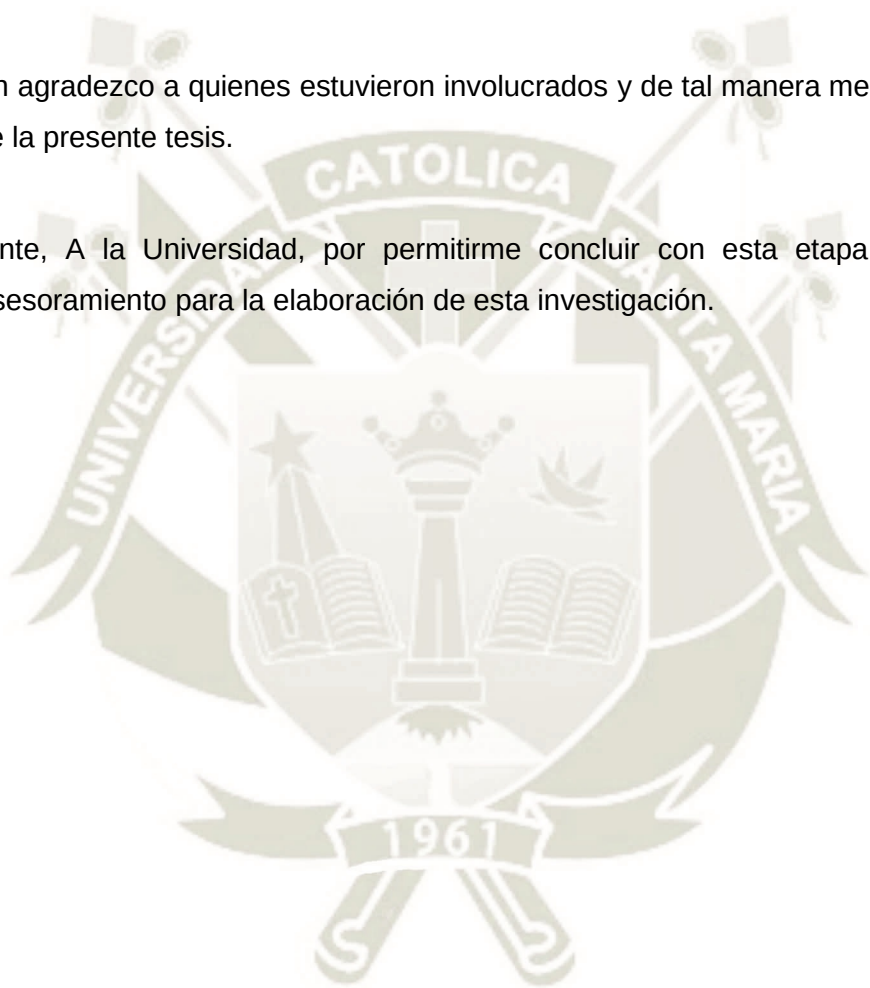


AGRADECIMIENTOS

Agradezco al PhD. Juan Carlos Valdez Loaiza por la experiencia y conocimientos brindados durante el proceso de elaboración de la tesis.

También agradezco a quienes estuvieron involucrados y de tal manera me ayudaron con el desarrollo de la presente tesis.

Finalmente, A la Universidad, por permitirme concluir con esta etapa, gracias por la paciencia, asesoramiento para la elaboración de esta investigación.



RESUMEN

En los últimos años, en el Perú se ha intensificado el consumo de gas natural impulsando proyectos con cogeneración. Provocando así el aumento para implementar calderas de recuperación de gases de escape (HRSG). En este trabajo, se evaluó a través de una simulación las propiedades de los gases de un motor y también las del agua. El sistema planteado para el trabajo es de un solo nivel de presión con circulación natural y tubos dispuestos verticalmente.

La simulación numérica fue realizada mediante el software Matlab 2017, en el cual se evaluó las propiedades de transferencia de calor y cómo estas afectan a otros parámetros tales como: flujo másico, caídas de presión, área de transferencia de calor para diferentes configuraciones geométricas y variables de entrada. El propósito de la simulación es encontrar la solución óptima para lo cual se utilizó un algoritmo genético. Este algoritmo evalúa una función termoeconómica como su objetivo en donde la parte económica de la función considera el costo capital del equipo y la parte térmica los costos asociados a las irreversibilidades térmicas

Como resultado de la ejecución del algoritmo genético se obtuvo una reducción del costo capital del equipo [52.69%] sin embargo se registró un incremento de la función termodinámica [1.07%] y una reducción de la eficiencia exergetica del sistema [3.14%]. Además, la caída de presión del vapor se reduce [23.18%] y en cuanto al valor de caída de presión del gas se incrementa en [53.84%].

Palabras Clave: HRSG, algoritmo genético, área de transferencia de calor, función termoeconómica, simulación numérica.

ABSTRACT

In the last years in Perú the natural gas distribution has increased propelling cogeneration projects and with it the implementation of heat recovery steam generators (HRSG). The flue gas properties from a combustion engine are evaluated along with water/steam properties. A single pressure system is used, natural circulation, with vertical oriented tubes.

A numeric simulation was performed in the Matlab 2017 software. The properties of the flue gas and the heat transfer coefficients are evaluated to see how these affect other parameters (mass flow rate, pressure loss, heat transfer area) for different geometric configurations and input data. The reason of the simulation is to obtain an optimal solution for which a genetic algorithm is used. This algorithm evaluates a thermoeconomic function as his objective, the economic part of the function considers the capital cost of the equipment. On the other side, the thermodynamic part considers the value associated with thermal irreversibility.

As a result of the genetic algorithm a reduction of the cost of the project [52.69%], is found however an increase of the thermodynamic function associated with the exergetic losses is found [1.07%] with a reduction of the exergetic efficiency [3.14%]. Besides, the pressure loss of steam is reduced [23.18%] and the pressure loss on the gas side increases [53.84%]

Keywords: HRSG, genetic algorithm, heat transfer area, thermoeconomic function, numeric simulation.

INTRODUCCIÓN

Las compañías en la actualidad están en la necesidad de poder cumplir con la demanda de mercado y al mismo tiempo minimizar el uso de energía y la contaminación. (Nastu, 2020). Ante esto la cogeneración nace como una solución altamente eficiente y que asegura un suministro independiente de electricidad. Por tal razón algunos países tienen políticas orientadas hacia favorecer el uso de cogeneración como por ejemplo Gran Bretaña en donde las centrales de cogeneración que cumplan con ciertos requisitos de eficiencia y calidad estarán exentas de impuestos (CCL) o también en Croacia en donde en 2016 se promovió una ley en donde se otorga beneficios a la cogeneración y las energías renovables (AltEnergyMag, 2020; Spasic, 2020).

Las calderas de recuperación de gases de escape (HRSG) son componentes críticos dentro un ciclo de cogeneración que produce vapor influyendo directamente en la eficiencia del sistema. Estos equipos son los encargados de utilizar la energía proveniente de los gases de un motor en el presente estudio para transformarla en vapor el cual será utilizado para la generación de electricidad en una turbina de vapor o en algún proceso industrial o comercial (Ganapathy, 2014).

Los HRSG son usualmente son divididos en acuotubulares y pirotubulares. En las acuotubulares el agua fluye por el interior de las tuberías. En cambio, en las pirotubulares el gas circula en los tubos. Para flujos menores a 7 kg/s se suele utilizar las pirotubulares en aplicaciones de cogeneración comerciales o industriales pequeñas (Ganapathy, 2014).

Dada la complejidad de los cálculos y una extensa cantidad de variables involucradas en el desarrollo, una manera para resolver el problema es a través de la optimización la cual es una

herramienta útil para poder conseguir diseños eficientes y capaces de cumplir las restricciones de diseño. La optimización de un HRSG ha sido analizada en diferentes trabajos utilizando algoritmos genéticos (Behbahani-Nia et al., 2010; Durán et al., 2013; Rezaie, 2017). En otros se aplicó un algoritmo genético multiobjetivo (Ghazi et al., 2012; Mehrgoo & Amidpour, 2017). Por otro lado, también se han aplicados diferentes enfoques para la elaboración de la función objetivo por ejemplo en Casarosa & Franco (2001) donde la optimización es hallada a través de una función termodinámica para minimizar las pérdidas exergéticas. Sin embargo, el enfoque de utilizar una función termoeconómica es más utilizada ya que permite obtener diseños eficientes y con costos realísticos. En los trabajos en los cuales se analizó mediante una función termoeconómica en Franco & Giannini (2006) y en Mehrgoo & Amidpour (2017) se buscaba por ejemplo optimizar la configuración geométrica del HRSG.

En los trabajos revisados se realizó la optimización del equipo a centrales de ciclo combinado y cogeneración con turbinas. En el presente trabajo se busca optimizar un ciclo de cogeneración utilizando como fuente los gases de escape de un motor. Para lo cual se optimizará tanto las variables geométricas como el pinch y approach point lo que incluye diecisiete variables a optimizar. Para lo cual se utilizará un algoritmo genético que aplicará una función termoeconómica que estará compuesta en una parte por una función económica que comprende los costos capitales de los equipos y por otro lado por una función termodinámica que comprenderá los costos asociados por las pérdidas exergéticas.

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
A	Área	$[m^2]$
A_f	Área de las superficies extendidas	$[m^2/m]$
A_o	Área obstruida	$[m^2/m]$
A_t	Área total	$[m^2/m]$
A_{ef}	Área efectiva	$[m^2/m]$
b	Espesor de las superficies extendidas	$[mm]$
C_p	Calor específico del gas	$[kJ/kg \cdot K]$
C_1-C_6	Constantes ESCOA	$[-]$
Co_v	Flujo por tubo	$[kg/m]$
d_i	Diámetro interior	$[mm]$
d_o	Diámetro exterior	$[mm]$
d_h	Diámetro efectivo	$[mm]$
E	Eficiencia del HRSG	$[-]$
F	Factor de propiedades de los gases	$[-]$
ff	Factor de ensuciamiento	$[m^2 \cdot K/W]$
h_{1-2}	Entalpía del fluido	$[kJ/kg]$
h	Altura de las superficies extendidas	$[mm]$
h_c	Coeficiente convectivo	$[W/m^2 \cdot K]$
h_n	Coeficiente no luminoso	$[W/m^2 \cdot K]$
h_o	Coeficiente exterior	$[W/m^2 \cdot K]$
h_i	Coeficiente interior	$[W/m^2 \cdot K]$
G	Velocidad de la masa del gas	$[kg/m^2 \cdot s]$
I_0, I_1	Funciones de Bessel modificadas primer orden	$[-]$
g	Aceleración de la gravedad	$[m/s^2]$
k	Conductividad térmica	$[W/m \cdot K]$
K_m	Conductividad térmica del metal	$[W/m \cdot K]$
K_0-K_1	Funciones de Bessel modificadas segundo orden	$[-]$
L_e	Longitud Equivalente	$[m]$

L	Espesor del aislamiento	[mm]
LMTD	Temperatura media logarítmica	[°C]
$\dot{m}_v$	Flujo másico del vapor	[kg/s]
$\dot{m}_g$	Flujo másico de gas	[kg/s]
PM	Peso molecular	[-]
n	Cantidad de superficies extendidas	[fins/m]
N_d	Número de tubos a lo ancho	[-]
N_w	Número de tubos a lo largo	[-]
P	Presión	[kPa]
R₁-R₅	Resistencias térmicas	[m ² -K/W]
q	Pérdida de calor por área	[kW/m ²]
Q	Calor	[kW]
q_o	Flujo de calor	[kW/m ²]
s	Espacio entre superficies extendidas	[mm]
S_T	Espacio transversal	[mm]
S_L	Espacio longitudinal	[mm]
T_b	Temperatura en la base de las tuberías	[°C]
T_f	Temperatura de las superficies extendidas	[°C]
T_g	Temperatura promedio del gas	[°C]
T_{sat}	Temperatura de saturación	[°C]
U	Coeficiente global de transferencia de calor	[W/m ² -K]
v	Volumen específico	[m ³ /kg]
V	Velocidad	[m/s]
W_s	Dentado de la superficie extendida	[mm]

Números Adimensionales

Símbolo	Descripción	Unidad
Nu	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
S	Número de Strouhal	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]

Símbolos Griegos

Símbolo	Descripción	Unidad
σ	Constante de Steffan-Boltzman	$[W/m^2 \cdot K^4]$
ε	Emisividad de la cubierta	$[-]$
μ	Viscosidad dinámica	$[kg/m \cdot s]$
ΔT	Caída de temperatura	$[^{\circ}C]$
ΔP	Caída de presión	$[mm \text{ H}_2O]$
η	Efectividad de las superficies extendidas	$[-]$
ρ	Densidad	$[kg/m^3]$

Subíndices

Símbolo	Descripción
0	Referencia
1	Primer estado
2	Segundo estado
sat	Saturación
vap	Vapor
sc	Sobrecalentador
ev	Evaporador
ec	Economizador
d	Diseño
g	Gas
i	Interior, inicial
l	Líquido
o	Exterior
p	Performance
s	Salida
w	Agua

ÍNDICE

DEDICATORIA	i
AGRADECIMIENTOS	ii
RESUMEN	iii
ABSTRACT	iv
INTRODUCCIÓN	v
NOMENCLATURA.....	vii
CAPÍTULO I.....	1
1. MARCO METODOLÓGICO.....	1
1.1. Definición del Problema	1
1.2. Objetivo de la Investigación	2
1.2.1 Objetivo Principal.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos	2
1.3 Alcances.....	2
1.4 Justificación	2
1.5 Estado de la Cuestión.....	4
CAPÍTULO II.....	7
2. MARCO TEÓRICO.....	7
2.1. Cogeneración	7
2.1.1. Ventajas de los Sistemas de Cogeneración.....	7
2.2. Motor de Combustión Interna.....	8

2.3.	HRSG	8
2.3.1.	Calderas Piro-tubulares y Acuotubulares	9
2.3.2.	Calderas de Circulación Forzada y Circulación Natural	9
2.3.3.	Composición Gas de Escape y Presión	10
2.3.4.	HRSG en plantas de cogeneración.....	11
2.3.5.	Quemador suplementario	11
2.3.6.	Componentes de un HRSG	12
2.4.	Algoritmo Genético	16
2.4.1.	Componentes del algoritmo genético.....	17
2.4.2.	Procedimiento de un algoritmo genético.....	18
CAPÍTULO III		19
3. MODELO MATEMÁTICO		19
3.1.	Balance de masa.....	19
3.1.1.	Análisis del gas natural.....	21
3.1.2.	Balance agua-vapor.....	21
3.1.3.	Balance de masa en la combustión	21
3.2.	Balance de energía.....	22
3.2.1.	Motor de combustión interna	22
3.2.2.	HRSG	23
3.2.3.	Calor aprovechable.....	23
3.2.4.	Pérdidas de energía	23
3.3	Propiedades de los gases de escape	25
3.3.1	Calor específico.....	26
3.3.2	Viscosidad	26
3.3.3	Conductividad térmica	27
3.4	Datos y condiciones.....	28
3.4.1	Tipo de HRSG	28
3.4.2	Condiciones del vapor y agua.....	28
3.3.	Generalidades del diseño	28

3.4.	Requerimientos de energía térmica.....	30
3.5.	Diseño energético del HRSG.....	34
3.5.1.	Balance de energía.....	34
3.5.2.	Propiedades de las condiciones de diseño	39
3.5.3.	Condiciones fuera de diseño	40
3.6.	Dimensionamiento de la Caldera con superficies extendidas.....	42
3.7.	Función de Optimización	57
CAPÍTULO IV		61
4.	DESARROLLO DEL PROGRAMA Y RESULTADOS.....	61
4.1.	Restricciones y Límites de la función optimización	61
4.1.1.	Contrapresión de los gases de escape	61
4.1.2.	Caída de presión del lado del agua/vapor.....	61
4.1.3.	Approach point, pinch point y vaporización en el economizador	61
4.1.4.	Dimensiones globales del HRSG.....	62
4.1.5.	Geometría de las superficies extendidas.	62
4.1.6.	Temperaturas de las superficies extendidas y tubos.....	62
4.1.7.	Velocidades del vapor y del agua	63
4.2.	Variables de optimización	64
4.2.1.	Approach Point.....	64
4.2.2.	Pinch point.....	64
4.2.3.	Diámetro de los tubos.....	64
4.2.4.	Tipo de superficie extendida	64
4.2.5.	Tipo de configuración	64
4.2.6.	Densidad de las superficies extendidas	64
4.2.7.	Altura y espesor de las superficies extendidas	64
4.2.8.	Número de tubos por fila	65
4.2.9.	Longitud de los tubos.....	65
4.3.	Desarrollo de programa para la optimización: Algoritmo Genético	66
4.3.1.	Módulos.....	66
4.3.2.	Datos de ingreso	67
4.3.3.	Resultados	69

4.3.4. Principio de Funcionamiento.....	70
4.4. Simulación del Programa.....	70
4.4.1. Análisis variables de optimización	72
4.4.2. Resultados	90
CONCLUSIONES	99
RECOMENDACIONES	101
REFERENCIAS.....	103
ANEXOS.....	108



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Comparación entre calderas pirotubulares y acuotubulares Fuente: (Ganapathy, 2014).	9
Tabla 3.1: Composición química del gas natural Fuente:(COPRI, 2000).	22
Tabla 3.2: Composición másica y volumétrica húmeda de los gases de escape.	26
Tabla 3.3: Recomendaciones para los puntos de fijación y acercamiento Fuente: (Ganapathy, 2014).	33
Tabla 4.1: Restricciones para la función objetivo. Elaboración. Fuente Propia	63
Tabla 4.2: Variables a optimizar generales. Elaboración: Fuente Propia	65
Tabla 4.3: Variables a optimizar del economizador. Elaboración: Fuente propia	65
Tabla 4.4: Variables a optimizar del evaporador. Elaboración: Fuente propia	66
Tabla 4.5: Variables a optimizar del sobrecalentador . Elaboración: Fuente propia	66
Tabla 4.6: Parámetros de entrada de los gases de escape.	67
Tabla 4.7: Parámetros de entrada del agua y vapor.	68
Tabla 4.8: Parámetros de entrada para la utilización de un quemador suplementario	68
Tabla 4.9: Parámetros de entrada función objetivo.	68
Tabla 4.10: Parámetros de salida.	69
Tabla 4.11: Variables de entrada del algoritmo genético.	91
Tabla 4.12: Comparación del caso estándar y optimizado.	93
Tabla 4.13: Composición geométrica caso estándar y optimizado en el sobrecalentador. Elaboración: Fuente propia	94
Tabla 4.14: Composición geométrica estándar y optimizado en el evaporador. Elaboración: Fuente propia.	95
Tabla 4.15: Composición geométrica estándar y optimizado en el economizador.	96
Tabla 4.16: Comparación del diseño optimizado unfired vs fired	97
Tabla 4.17: Resultados de la simulación para el caso estándar, optimizado y fired.	98

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Perfil de temperaturas de un HRSG de un solo nivel de presión con un sobrecalentador, evaporador y economizador Fuente: (Ganapathy, 2014).	12
Figura 2.2: Economizador con tubos en disposición vertical Fuente: (Ahn et al., 2017).	13
Figura 2.3: Evaporador vertical con calderín integrado Fuente: (Jackson, 2017).	14
Figura 2.4: Sobrecalentador tradicional con tubos en disposición vertical Fuente: (Ganapathy, 2014).	15
Figura 2.5: Layout de calderín de vapor con dispositivos de separación de vapor Fuente: (Jackson, 2017)	16
Figura 3.1. Sistema de control para el análisis de balance de masa de un HRSG.	20
Figura 3.2: Diagrama de Flujo de Energía de un Motor. Fuente: (Heywood, 1988).	24
Figura 3.3: HRSG de un solo nivel de presión.	32
Figura 3.4: Perfil de temperatura de un HRSG para un solo nivel de presión.	33
Figura 3.5: Diagrama de flujo: Balance térmico de un HRSG.	35
Figura 3.6: Diagrama de flujo: Desempeño a condiciones parciales.	41
Figura 3.7: Diagrama de Flujo : Evaluación de un quemador suplementario.	42
Figura 3.8: Caída de Presión contra el número de Reynolds para superficies extendidas sólidas: CFD y correlaciones empíricas Fuente: (Cathal T. Ó Cléirigh, 2014).	45
Figura 3.9: : Caída de Presión contra el número de Reynolds para superficies extendidas segmentadas: CFD y correlaciones empíricas Fuente: (Cathal T. Ó Cléirigh, 2014).	46
Figura 4.1: Diagrama de Flujo: Algoritmo Genético. Fuente:(Haupt & Haupt, 2004).	70
Figura 4.2: GUI para un HRSG de un solo nivel de presión en Matlab.	71
Figura 4.3: Pinch Point vs área de transferencia de calor.	72
Figura 4.4: Approach Point vs área	73
Figura 4.5: Pinch Point vs flujo másico de vapor.	74
Figura 4.6: Pinch Point vs temperatura de salida del gas.	74
Figura 4.7: Pinch Point vs caída de presión del gas.	75
Figura 4.8: Presión del calderín vs temperatura de salida del gas.	76
Figura 4.9 Densidad de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia en el sobrecalentador.	77

Figura 4.10: Densidad de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador.	77
Figura 4.11: Altura de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el sobrecalentador.	78
Figura 4.12: Altura de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador.	79
Figura 4.13: Espesor de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el sobrecalentador.	80
Figura 4.14: Espesor de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador.	80
Figura 4.15: Diámetro exterior contra el área y coeficiente global de transferencia de calor.	81
Figura 4.16: Diámetro externo vs caída de presión del gas.	82
Figura 4.17: Densidad de las superficies extendidas vs caída de presión del gas.	83
Figura 4.18: Altura de las superficies extendidas vs la caída de presión del gas.	83
Figura 4.19: Comparación de un disposición lineal y escalonada para el flujo de gas vs U_o y caída de presión del gas.	84
Figura 4.20: Comparación entre un tubo sólido y dentado para el flujo de gas vs Coeficiente global de transferencia de calor y caída de presión del gas.	85
Figura 4.21 Factor de ensuciamiento exterior vs Coeficiente global de transferencia de calor y caída de presión del gas.	86
Figura 4.22: Factor de ensuciamiento interior vs Coeficiente global de transferencia de calor y caída de presión del gas.	87
Figura 4.23: Comparación de un HRSG fired vs unfired.	87
Figura 4.24: Comparación de un HRSG Fired y Unfired para el flujo de gas vs el coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión del gas.	88
Figura 4.25: Volumen total vs caída de presión del gas.	89
Figura 4.26: Pinch Point vs la función objetivo.	90
Figura 4.27: Resultado promedio, mejor y peor de la ejecución del algoritmo genético.	92
Figura 4.28: Valor de penalización a través de las generaciones.	92

CAPÍTULO I

1. MARCO METODOLÓGICO

1.1. Definición del Problema

Las centrales tanto para ciclo combinado como para cogeneración la caldera de recuperación de gases de escape (HRSG) es un componente crítico en el diseño.

A pesar de los avances tecnológicos en el campo de la ingeniería térmica aún existe la posibilidad de incrementar la eficiencia de estos ciclos. Adicionalmente debido a que los grupos electrógenos y turbinas disponibles en el mercado operan a diferentes condiciones según cada proveedor y modelo el diseño de cada HRSG requiere ser especializado.

Ante esto existe la necesidad de establecer un procedimiento general para el diseño de un HRSG que mediante una selección cuidadosa de los parámetros de diseño permita obtener el máximo nivel de eficiencia (Casarosa et al., 2004).

Las recientes investigaciones en el campo han tomado diferentes enfoques para la optimización ya sea basados en parámetros económicos, termodinámicos, o termoeconómicos. Las investigaciones previas han demostrado que la naturaleza de la resolución del problema no es lineal y existen una gran cantidad de variables envueltas en el diseño por lo que es necesario establecer un enfoque en el cual se pueda superar las limitaciones expuestas (Ghazi et al., 2012).

A día de hoy aún no se ha determinado un proceso único para la optimización de los HRSG de tal manera surge la pregunta que si mediante la aplicación de algoritmos genéticos se podrá obtener un resultado óptimo y que cumpla con las restricciones establecidas. Partiendo de la premisa que a diferencia de las técnicas tradicionales los resultados no quedan atrapados en mínimos locales y se opera de forma simultánea para obtener varias soluciones (Gosselin et al., 2009).

1.2. Objetivo de la Investigación

1.2.1 Objetivo Principal

Optimizar el HRSG que utiliza los gases de un motor mediante la aplicación de una función termoeconómica para la optimización.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar el HRSG a través del desarrollo de un modelo matemático implementado en Matlab.
- Identificar las ecuaciones y restricciones necesarias para realizar el modelo matemático.
- Determinar la disposición geométrica de los tubos del HRSG, así como su capacidad de transferencia de calor.
- Evaluar los resultados obtenidos y compararlos con estudios similares.

1.3 Alcances

La presente tesis, abarca la optimización y modelado térmico de HRSG utilizando los gases de un motor implementado en el software Matlab.

Incluye además la utilización de correlaciones para determinar los coeficientes de transferencia de calor. Además de la aplicación de un algoritmo genético en un código para obtener el resultado óptimo. Finalmente incluye el análisis de la utilización de un quemador suplementario en el HRSG.

1.4 Justificación

En la actualidad el mercado eléctrico peruano está compuesto mayormente de centrales a gas natural y centrales hidroeléctricas, según el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional SEIN (2018) estas generan el 37.19% y 55.23% de la energía respectivamente. Sin embargo, por proyecciones SIN (2019) se prevé que a partir de los siguientes años el consumo eléctrico superará a la oferta lo que conlleva a un aumento de

los precios de electricidad. Considerando lo anterior y una tendencia global orientada hacia el ahorro energético nace la necesidad de obtener centrales de generación de electricidad alternativas. Propiciando una utilización eficiente de la energía y una reducción en las emisiones (Afandiyeva, 2020; Moore, 2020; Utilities Middle East Staff, 2020).

En Perú considerando la disponibilidad del gas natural un combustible barato y limpio, se presenta la posibilidad de implementar plantas de cogeneración como una alternativa que pueda cubrir una demanda importante de la energía para las industrias, centros comerciales u hoteles (Tech4CDM, 2009). La reglamentación peruana con respecto a este tipo de centrales establece que se debe cumplir con un rendimiento eléctrico equivalente mínimo para acceder a tarifas de gas natural de generador de manera que se generen ahorros energéticos en este tipo de proyectos comparados con comprar energía de la red (MINEM 2015).

Las ventajas de las centrales de cogeneración con respecto a las centrales convencionales son el uso más eficiente de la energía primaria. De igual forma las plantas de cogeneración no incurren en pérdidas eléctricas en los sistemas transmisión y distribución (Fenercom, 2010).

Adicionalmente la promoción de este tipo de plantas, mejora de la calidad y fiabilidad del suministro eléctrico, aumenta la competitividad y genera alta confiabilidad de suministro de energía. A pesar de todo, las plantas de cogeneración solo son viables para industrias o comercios con un fuerte consumo de vapor/agua fría y electricidad además de la disponibilidad de gas natural (Fenercom, 2010).

En las centrales de cogeneración en las cuales existe una necesidad de vapor es necesario la instalación de un HRSG. Este es un equipo fundamental dentro de una planta de cogeneración y su buen diseño contribuye a los ahorros energéticos, aumento de eficiencia del ciclo y una operación segura (ASHRAE, 2015).

Las plantas de cogeneración que utilizan motores aprovechan la energía térmica de tres fuentes. La primera es del circuito de baja temperatura, la segunda es el de alta temperatura que comprende las camisas de refrigeración, la lubricación y el acondicionamiento de aire y finalmente los gases de escape que se encuentran entre temperaturas ente 300- 400 °C siendo aprovechados para la generación de agua caliente, vapor, aceite térmico (ASHRAE, 2015).

Es importante resaltar que el funcionamiento correcto del HRSG es primordial ya que afectará a otros elementos de la planta. Puesto que existen diferentes tipos de combustibles y hay una variabilidad amplia del valor del flujo de los gases de escape, requerimientos de vapor, así como de otros parámetros resulta que el diseño del HRSG es un proceso especializado ligado a las condiciones únicas de cada planta.

Consecuentemente para obtener el máximo desempeño se debe analizar una gran cantidad de escenarios, tarea que resulta tediosa. Ante estos una alternativa es el desarrollo un algoritmo basado en un modelo matemático a ser implementado mediante una herramienta computacional. Estas herramientas posibilitan la optimización de parámetros propios del HRSG y al mismo tiempo conseguir una solución que satisfaga los criterios técnicos y sea la más óptima económicamente.

Mediante la variación de parámetros de entrada se podrá obtener el desempeño del HRSG para varios escenarios y anticipar posibles problemas que surjan del diseño.

1.5 Estado de la Cuestión

Para comenzar con el presente trabajo, es preciso realizar una revisión panorámica de diferentes estudios y sus resultados. Cuáles son los diferentes enfoques que han tomado distintos autores respecto al presente tema.

Casarosa & Franco (2001), en un trabajo sobre la optimización termodinámica de los parámetros operativos de un HRSG en una central de ciclo combinado buscaban obtener la minimización de las pérdidas exergéticas en el HRSG tomando solo en cuenta la irreversibilidad dada por la diferencia de temperaturas entre el flujo caliente y frío. Concluyendo que para obtener pérdidas mínimas se requerirían superficies infinitas y un pinch point nulo.

García (2017), propone un algoritmo para obtener la optimización de diseños iniciales. En este estudio se modelo inicialmente un HRSG con un solo nivel de presión

implementado en un programa que permite calcular el HRSG con varios niveles de presión. Llegándose a obtener una reducción del área de hasta 25% del diseño inicial y una mejora en las ratios de transferencia de calor. Concluye que para una mayor superficie de transferencia no necesariamente se debe incrementar el área. En resumen, el autor dice que para diseñar y/o seleccionar el HRSG no debemos guiarnos por la superficie de transferencia que siendo un parámetro importante no implica que la este tenga una mayor transferencia que otra con una menor superficie. Debiéndose esto a que existen diferentes parámetros que afectan al desempeño de la caldera como lo son la configuración de los tubos, el uso de superficies extendidas, los materiales utilizados, el pinch point, approach point.

Behbahani-Nia et al. (2010), en su artículo de investigación para la optimización de una caldera que aprovechaba los gases de escape de una microturbina plantea una función objetivo compuesta primero por parámetros termodinámicos, los cuales minimizan al máximo las pérdidas por irreversibilidades (pérdidas por exergía y la destrucción por exergía). Y, en segundo lugar, se calcula la función termo económica objetivo en la que se toma en cuenta aspectos económicos. Basándose en estas dos funciones se obtiene la función multiobjetivo que permite determinar una serie de resultados óptimos que son denominados en el presente trabajo como soluciones Pareto. De manera simultánea se calculó el punto ideal el cual es el punto en el cual las dos funciones tienen sus puntos óptimos de trabajo independientemente del objetivo. Sin embargo, el hecho de minimizar las irreversibilidades incrementa el costo capital en tal sentido el punto ideal puede no existir. Como resultado se determina que para la selección del punto óptimo en la función multi objetivo se debe seleccionar el punto más próximo de la función con respecto al punto ideal. Cabe destacar que los costos de combustible representan una de las variables con mayor relevancia de la función termo económica.

Behbahani-nia, Sayadi, & Mehran (2007), realiza un análisis exergético y económico del HRSG. Los resultados de la función termodinámica permiten obtener el pinch point óptimo para cada caso, no obstante, los resultados no parecen razonables con los valores usualmente recomendados por los proveedores. En contraparte, utilizando una función termoeconómica se obtiene valores de pinch point alrededor de los 16.5 °C los que parecen más razonables con los valores recomendados. Por otro lado, en el análisis termodinámico se observa que la mayoría de las pérdidas por exergía son inevitables. Finalmente se determina que uno de los

parámetros que es posible optimizar para disminuir las pérdidas por exergía es la caída de presión en el lado del gas desde ahora en adelante " ΔP_g ".

Sharma & Singh (2017), sostienen que una reducción del pinch point aumenta la generación de vapor, el número de superficies extendidas y permite el uso de unidades de recuperación de calor más compactas. De la misma forma el uso de superficies extendidas dentadas incrementa la velocidad del flujo de gas lo que resulta en una mayor transferencia de calor. Sin embargo, y dado que es importante restringir algunos parámetros se determinó por otro lado un incremento sustancial para " ΔP_g ". Adicionalmente el aumento de la altura de las superficies extendidas ofrece una reducción en la transferencia de calor.



CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Cogeneración

Las centrales de cogeneración generan dos formas de energía (eléctrica y térmica). La energía térmica es aprovechada en un proceso industrial, aire acondicionado o cualquier otro proceso que lo requiera esta energía térmica que suele estar en la forma de agua caliente, agua fría, aceite térmico y vapor de agua (Oland, 2004).

2.1.1. Ventajas de los Sistemas de Cogeneración

Comparadas con las centrales eléctricas convencionales las centrales de cogeneración pueden presentar ventajas que las hace atractivas para aplicaciones industriales y/o comerciales ASHRAE (2015).

Las ventajas que se presentan son las siguientes:

- Reducción de costes operativos: Cuando se compara los costos de la cogeneración dentro de los que se incluye los costos de combustible, electricidad remanente, operación, mantenimiento con los costos de la red resulta que los primeros son menores
- Incremento en la seguridad del servicio de electricidad: En muchas de las industrias actuales un corte del suministro de la energía comercial puede resultar en pérdidas económicas importantes.
- Reducción de la demanda eléctrica pico y cargos asociados: Dentro de la facturación de clientes existen dos cargos (potencia y peaje al sistema de transmisión) que se ven afectados por la potencia coincidente (máxima potencia del SEIN en un intervalo de 15 minutos de un mes determinado) siendo esta la potencia registrada y facturada mensualmente. En este sentido la implementación de una central de cogeneración que

funcione durante las horas punta permite reducir la potencia pico y consecuentemente la facturación.

- Reducción de Emisiones: Los sistemas de cogeneración al realizar un uso eficiente de la energía primaria resultan en una reducción de gases como CO_2 , NO_x , SO_2 comparadas con sistemas de generación de energía convencional.
- Reducir la congestión de la red comercial.
- Evitar costos de transmisión y distribución.
- Aumentar la confiabilidad: Cuando por alguna razón la red comercial falla el sistema de cogeneración brinda un soporte como suministro de electricidad. Además de que brinda energía de calidad para el dueño de la planta y sus alrededores

2.2. Motor de Combustión Interna

Son máquinas cuyas cámaras de combustión son cilíndricas y en las cuales se encuentran pistones que se desplazan a lo largo de la longitud de los cilindros y está unidos a un cigüeñal mediante barras transformando el movimiento lineal de los pistones a movimiento rotario (Beith, 2011).

Existen dos tipos de ciclos para los motores de combustión interna los cuales son los ciclos Otto y Diésel. Los motores Otto utilizan una bujía para encender una mezcla de aire combustible después de que es introducida al cilindro. En cambio, los ciclos diésel comprimen el aire que es introducido al cilindro elevándolo a una temperatura mayor a la temperatura de encendido del combustible. Este último es inyectado al cilindro a una alta presión. Los motores con ciclo Otto se utilizan para los proyectos de cogeneración (Beith, 2011).

2.3. HRSG

Un HRSG es un equipo que recupera el calor procedente de algún combustible o proceso para transformarlo en energía térmica. El uso de un HRSG es para plantas de

generación eléctrica, cogeneración o recuperación térmica de un proceso industrial (Ganapathy, 2003).

2.3.1. Calderas Piro tubulares y Acuotubulares

Las calderas se pueden clasificar en dos grandes grupos piro tubulares y acuotubulares: La Tabla 2.1 muestra las diferencias:

Tabla 2.1: Comparación entre calderas piro tubulares y acuotubulares Fuente: (Ganapathy, 2014).

Ítem	Piro tubular	Acuotubular
Flujo de gas	Menor a 30,000 kg/hr	Entre 30,000 -100,000 kg/hr
Presión del gas	Hasta 150 barg	Entre 500 -1,000 mmca
Superficie	Tubos lisos	Tubos lisos o superficies extendidas
Locación del sobrecalentador	Puede ser en el ingreso o en salida	En cualquier lugar
Disponibilidad de agua	Alta	Baja
Flujo de calor	Generalmente baja	Baja
Multipresión	No	Sí
Módulos múltiples	No	Sí

2.3.2. Calderas de Circulación Forzada y Circulación Natural

Otra de las clasificaciones es por el tipo de circulación la cual puede ser forzada o natural.

Ganapathy (2003), presenta las ventajas y desventajas de cada una:

La circulación natural no requiere de una bomba y soportan mayores flujos de calor. En cambio, las unidades de circulación natural requieren más espacio.

Las unidades de circulación natural proveen un camino para el agua para lavar los compuestos de amoníaco que se encuentran en el catalizador y eliminar cualquier compuesto de sulfuro en el camino. En las de circulación forzada los productos corrosivos pueden depositarse en el catalizador.

En un sistema de circulación forzada existe la posibilidad que a bajas cargas se formen burbujas de vapor que provocan el estancamiento de flujo dentro de los tubos.

En el sistema de circulación forzada la cubierta trabaja a altas temperatura por lo que se suele requerir aislamiento externo y el uso de tubos de acero aleado. Por su parte pueden surgir problemas por la expansión térmica entre la cubierta y los tubos.

2.3.3. Composición Gas de Escape y Presión

Las diferentes composiciones de los gases afectan al desempeño del HRSG. Por un lado, la variación del contenido de oxígeno o vapor de agua puede incrementar o disminuir el valor de la conductividad térmica o el calor específico. Por otro lado, la presencia de SO_2 puede reducir drásticamente la conductividad térmica. El cloro en los gases de escape puede conllevar a la corrosión de los tubos por lo que se evita su uso en economizadores. Igualmente, el SO_3 y HCl pueden provocar corrosión a bajas temperaturas para esto se suele usar construcciones con paredes de membrana o cubiertas refractarias (Ganapathy, 2014).

En cuanto la presión de los gases de escape estas suelen estar normalmente cercanas a la presión atmosférica en la mayoría de las aplicaciones. Sin embargo, existen sistemas presurizados principalmente el caso de turbinas de gas o en plantas donde se incinera residuos. En plantas de hidrógeno la presión del gas suele ser muy alta por lo que lo sugerido en este tipo de ocasiones es utilizar calderas pirotubulares y tubos de acero con altas aleaciones.

2.3.4. HRSG en plantas de cogeneración

El fluido normalmente al cual se transfiere calor para proyectos de cogeneración varía entre agua caliente, vapor de agua, aceite térmico u aire caliente. Las características de los proyectos de cogeneración con HRSG según Ganapathy (2003) son:

- Utilizar quemadores suplementarios o quemadores adicionales cuando la demanda de fluido es alta.
- HRSG con un solo nivel de presión ya que de esta manera las altas temperaturas de los gases pueden ser enfriadas a temperaturas adecuadas.
- Exportación de vapor saturado hacia los HRSG para que en estos se sobrecaliente el vapor.
- Trabajo en condiciones de cargas parciales ya que la demanda varía según las características de funcionamiento de la propia planta o la época del año.

2.3.5. Quemador suplementario

En los gases de escape de turbinas y motores existe oxígeno disponible que puede ser utilizado para realizar un proceso de combustión adicional para elevar la temperatura de los gases. Siendo su ventaja con respecto al sistema sin quemador el aumento de la generación de vapor y debido a que no es requerido incrementar la cantidad de aire en el proceso no existe la necesidad de adicionar una cantidad de combustible representativa. Adicionalmente se logra reducir la temperatura de los gases por el conducto de escape. En la Figura 2.1 se muestra un ejemplo de perfil de temperaturas con la utilización de un quemador suplementario.

Por lo que la utilización de un quemador suplementario es una manera de mejorar la eficiencia del HRSG siendo recomendable su evaluación ya que el área es determinada por el flujo de gas solo tiene un ligero aumento con un quemador suplementario por lo que el costo de la caldera no se incrementa mucho al modo sin quemador siendo uno de las consideraciones a tener en cuenta un calderín de mayor tamaño debido a la mayor capacidad de calor.

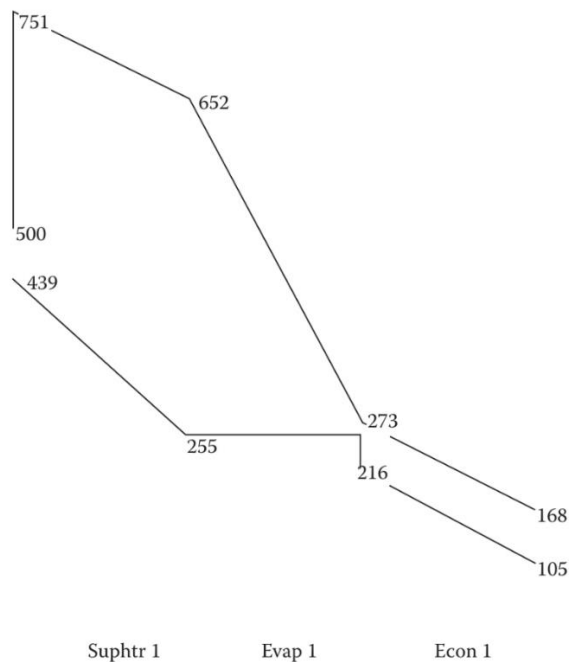


Figura 2.1 Perfil de temperaturas de un HRSG de un solo nivel de presión con un sobrecalentador, evaporador y economizador Fuente: (Ganapathy, 2014).

2.3.6. Componentes de un HRSG

2.3.6.1. Economizador

El economizador es un módulo cuya función es precalentar el agua que se dirige al evaporador. Los beneficios de su utilización son reducir la temperatura del gas y aumentar el flujo de vapor que será producido. En la Figura 2.2 se muestra un economizador con tubos en disposición vertical.

En los economizadores suele presentarse un fenómeno denominado vaporización, el cual ocurre normalmente en el lado caliente del economizador durante el periodo de encendido o durante cambios de carga. Una de las maneras de prevenir este fenómeno es instalar una derivación parcial en el lado frío del economizador permitiendo controlar la temperatura de salida del economizador, también se podría incrementar la purga y consecuentemente limitar el flujo de

vapor, adicionalmente otra medida sería utilizar un quemador suplementario para generar más vapor lo que conlleva a una reducción de la entalpía del agua (Ahn et al., 2017).



Figura 2.2: Economizador con tubos en disposición vertical Fuente: (Ahn et al., 2017).

2.3.6.2. Evaporador

Los evaporadores tienen como función absorber calor de una fuente como los gases de de un motor y evaporar una fracción del agua que fluye a través de los tubos del evaporador. Se presenta en la Figura 2.3. un evaporador con calderín integrado.

Para el diseño de los evaporadores es necesario calcular los coeficientes de transferencia para un flujo en dos fases. Lo cual es un proceso complicado, pero existen múltiples correlaciones las cuales son revisadas en el CAPÍTULO III.

Por otro lado, otro factor a tener en consideración para el diseño de los evaporadores es el flujo de calor máximo a soportar. Se debe asegurar que su valor este dentro de los rangos permisibles para poder garantizar una operación segura y confiable. Un punto a tener en

consideración es que para trabajo con presiones bajas el flujo de calor debe ser limitado para poder evitar la inestabilidad del flujo. El valor aceptable del flujo de calor finalmente dependerá de las condiciones del vapor, flujo y la geometría del HRSG para lo cual existen bases de datos y correlaciones para poder establecer el flujo de calor apropiado para cada caso (Jackson, 2017).

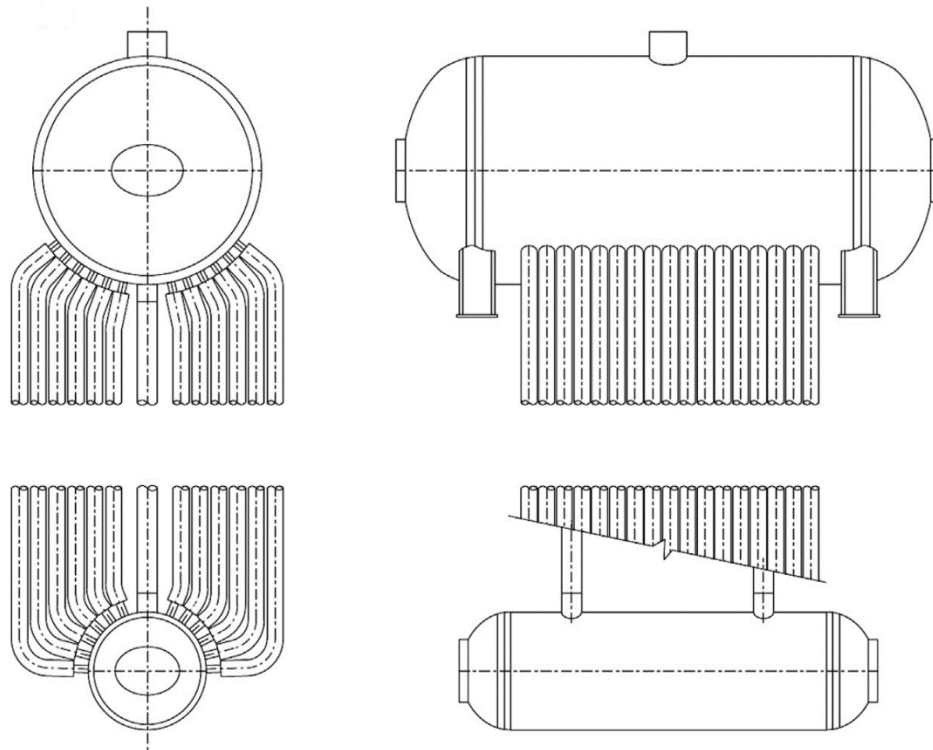


Figura 2.3: Evaporador vertical con calderín integrado Fuente: (Jackson, 2017).

2.3.6.3. Sobrecalentador

El sobrecalentador es el módulo encargado de elevar la temperatura del vapor, proveniente del calderín, a la temperatura deseada de sobrecalentamiento. Su diseño es elaborado con el objetivo de entregar vapor a unas condiciones preestablecidas de presión y temperatura. Un ejemplo de sobrecalentador con tubos en disposición vertical se muestra en la Figura 2.4.

Una de las consideraciones que se tiene que tener en el diseño es que el uso de superficies extendidas en los sobrecalentadores incrementa la temperatura en la superficie de los tubos de metal siendo así sugerido reducir la densidad y/o el espesor o escoger cuidadosamente un acero aleado que pueda soportar la temperatura máxima durante la operación continua.

En el caso de que se opte por utilizar quemadores suplementarios para el sobrecalentador el flujo de calor radiante puede incrementar de manera significativa la temperatura de los tubos de metal de las primeras filas siendo una opción para contrarrestarlo es utilizar tubos lisos para las primeras filas. Con respecto al material utilizado en el sobrecalentador es común ver materiales con baja aleación (T11 o T22/T23). Por otra parte, también se suele usar aceros inoxidables austeníticos como lo son 304H, 321H, 347H los cuales abarcan amplio rango de temperaturas y presiones de trabajo para los HRSG utilizados hoy en día (Hennessey, 2017).

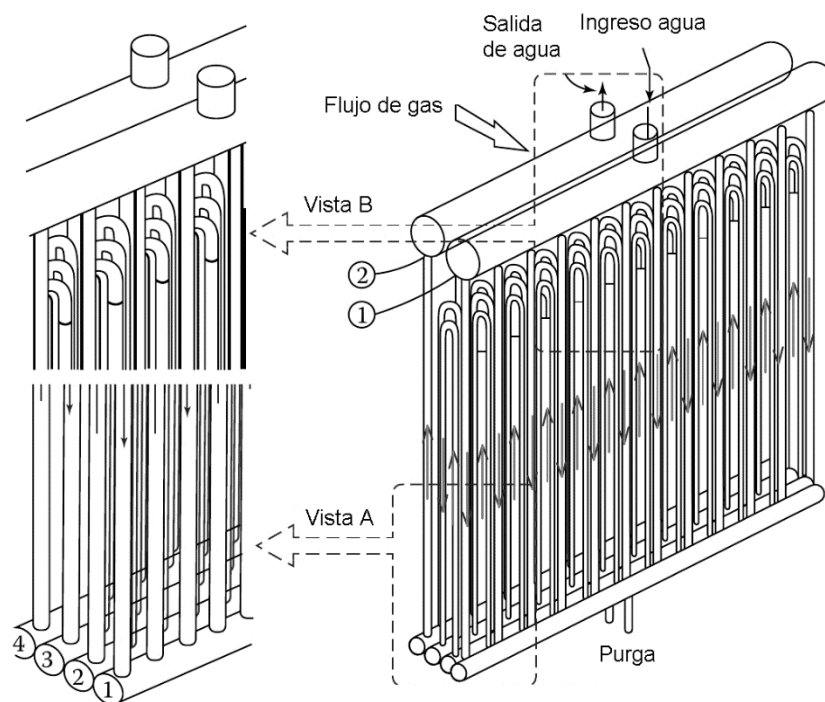


Figura 2.4: Sobrecalentador tradicional con tubos en disposición vertical Fuente: (Ganapathy, 2014).

2.3.6.4. Calderín

La mezcla de vapor-agua es generada en el evaporador, la cual fluye hacia el calderín. Las funciones de este son separar el vapor de la mezcla vapor-agua y proveer un almacenamiento de agua por un periodo específico de tiempo de manera que cuando se pierda el flujo del agua de alimentación se previene que los tubos del evaporador se sobrecalienten y queden secos. En la Figura 2.5 se muestra un calderín con sus elementos correspondientes (Jackson, 2017).

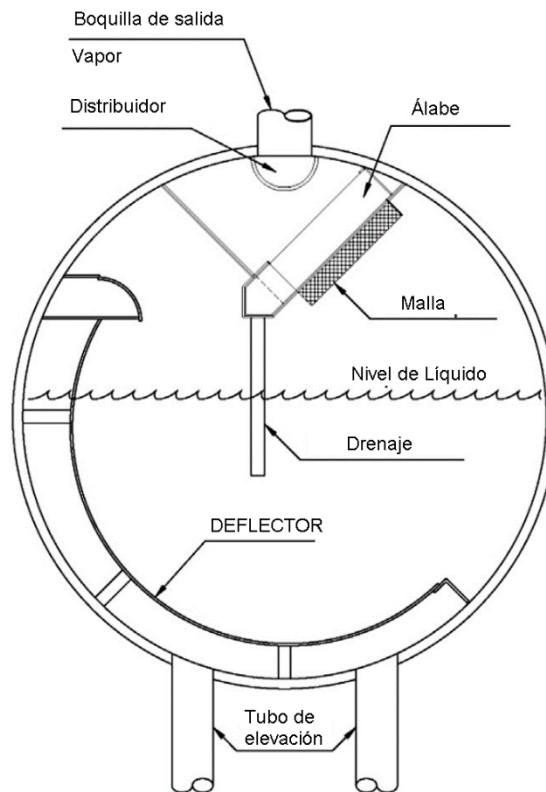


Figura 2.5: Layout de calderín de vapor con dispositivos de separación de vapor Fuente: (Jackson, 2017)

2.4. Algoritmo Genético

Método de optimización basado en los principios genéticos y de selección natural. El proceso permite que una población conformada de muchos individuos evolucione bajo reglas especificadas hacia un estado que minimice la función objetivo.

Haupt & Haupt (2004), basan la elección de un algoritmo genético en:

- Permite la optimización con diferentes tipos de variables ya sean discretas o continuas
- Búsqueda amplia de la función deseada.
- Trabaja con un gran número de variables para la optimización.
- Determina una lista de soluciones óptimas en el caso de algoritmos multiobjetivo no solo una sola solución.
- No necesita del uso de información derivativa
- Trabaja con distintos tipos de datos dentro de los cuales están la información numérica, experimental y también el uso de funciones analíticas

Sin embargo, el algoritmo genético no es apto para cualquier tipo de problemas. Por ejemplo, cuando se utilice funciones analíticas de pocas variables los métodos basados en el cálculo son más aptos para encontrar una solución de manera rápida.

2.4.1. Componentes del algoritmo genético

Haupt & Haupt (2004), establecen los siguientes parámetros de un algoritmo genético:

- Gen: Variables que formarán parte de la optimización
- Cromosoma: Un conjunto de genes que es pasado a la función deseada
- Individuo: Esta compuesta tanto por un gen y la función objetivo
- Población: Grupo de individuos
- Generación: Comprende repetir el proceso del algoritmo también llamado iteración
- Operadores del Algoritmo Genético:
 - Selección: Es el proceso de selección de padres.
 - Recombinación: Proceso de la formación de un nuevo cromosoma a partir de la combinación de los cromosomas de los padres.
 - Mutación: Es un operador de reproducción que modifica de manera aleatoria los valores del gen en el cromosoma de un padre.
 - Reproducción: Etapa en la cual un individuo pasa a la siguiente generación sin que se altera las variables de su cromosoma. La razón de utilizar este operador reproducción es mantener un alto nivel de aptitud para la siguiente generación.

2.4.2. Procedimiento de un algoritmo genético

El procedimiento general para el desarrollo de un algoritmo genético debe seguir una serie de pasos. Para empezar, se debe definir una población inicial la cual estará compuesta por un número determinado de cromosomas. Posteriormente el proceso de selección natural selecciona los resultados más aptos para continuar al siguiente paso. De tal forma, los cromosomas son ordenados de más aptos a menos aptos y los últimos son eliminados siendo repetido en cada iteración, este método del proceso de selección puede variar ya que existen diferentes tipos como lo son la selección por ruleta, torneo, orden lineal, aleatoria entre otros (Gen and Cheng 2000).

A continuación, los padres son emparejados de manera aleatoria con el objetivo de producir un nuevo cromosoma. Adicionalmente los cromosomas pasan a la siguiente generación. Seguidamente se produce la recombinación el cual es el proceso de la formación de nuevo cromosoma a partir de la información de los cromosomas de los padres. Para esto existen múltiples métodos como lo son la recombinación de uno y dos puntos, corte y empalme, recombinación uniforme a continuación la mutación el cual es el proceso en el cual se introduce variaciones aleatorias a los genes del cromosoma, esto se realiza con el propósito de no quedar atrapado en un mínimo local forzando al algoritmo a explorar nuevas áreas de la función objetivo (Gen and Cheng 2000). Finalmente, el proceso es repetido hasta que todas las condiciones establecidas son satisfechas y la solución encontrada es óptima.

CAPÍTULO III

3. MODELO MATEMÁTICO

3.1. Balance de masa

En este capítulo se analiza el balance de masa y energía de un motor que utiliza combustible gas natural y el HRSG. Para este procedimiento se tienen las siguientes consideraciones:

- Los gases estarán considerados como ideales.
- El HRSG se considerará como un sistema termodinámico cerrado.
- Los flujos que intervienen en el motor y el HRSG (Figura 3.1).
- Las propiedades de los gases (temperatura, composición, presión, flujo másico) son conocidas.
- El diseño es para un HRSG unfired, sin embargo, se consideró adicionalmente en el análisis un HRSG fired
- El diseño es válido tanto para superficies extendidas sólidos y dentados
- El diseño es válido tanto para una configuración lineal como escalonada.
- Se asume que el flujo de agua como el flujo de gas se encuentra en un estado estacionario
- Se utilizará un sistema de circulación natural
- Se considera pérdidas al ambiente por radiación de 1%
- La purga es asumida para un valor de 2%
- Las especificaciones de los diámetros de los tubos son consideradas en base a valores nominales de fabricación.
- Las propiedades de los metales son consideradas de ASME (2019).
- El combustible considerado es gas natural de Camisea.
- El procedimiento se efectúa de forma iterativa. Una vez los resultados son iguales a las suposiciones realizadas finaliza el programa.

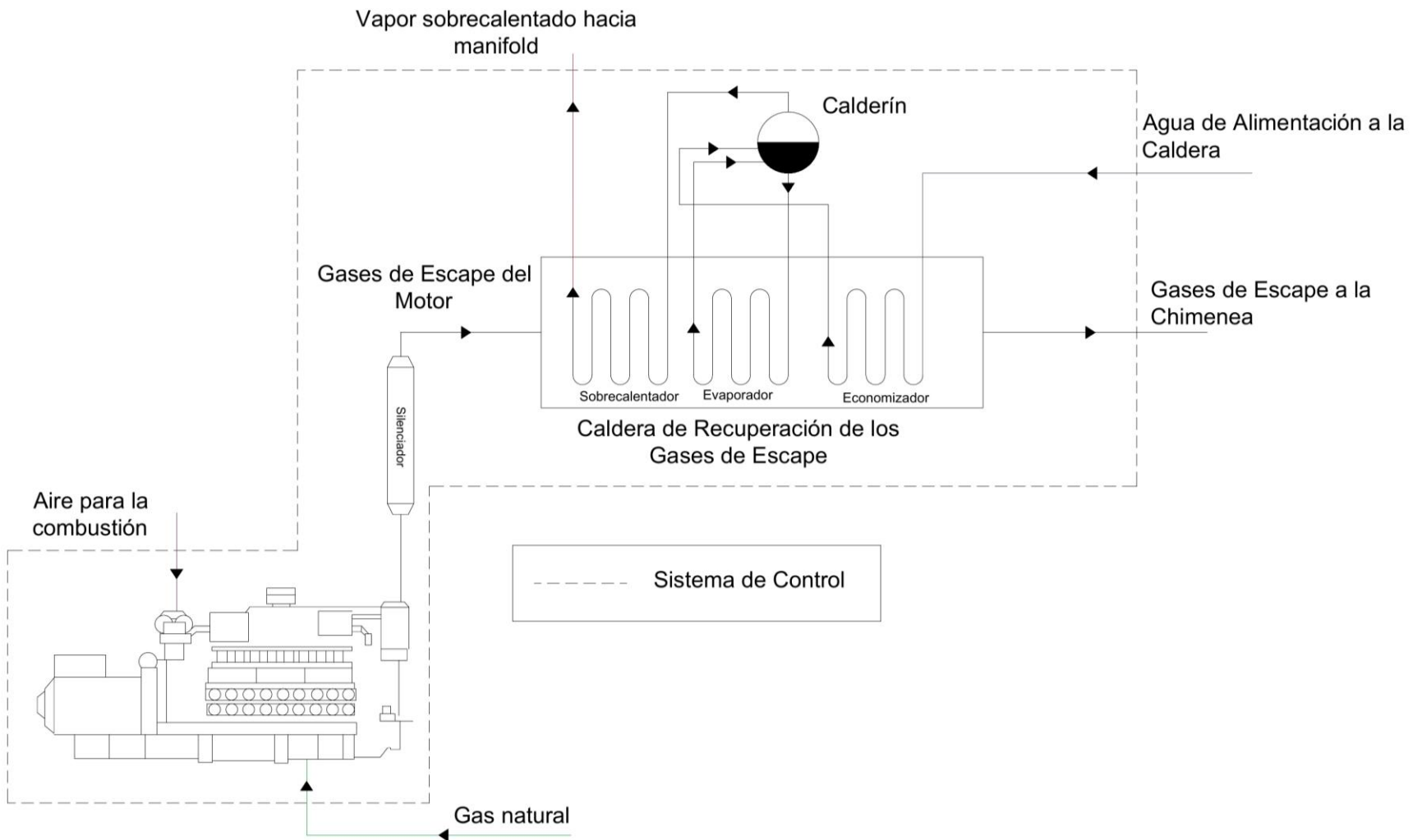


Figura 3.1. Sistema de control para el análisis de balance de masa de un HRSG.

Para los cálculos se tienen las siguientes variables de diseño:

T_{amb} : Temperatura del ambiente [$^{\circ}\text{C}$]

$\dot{m}_c$: Flujo de combustible [kg / h]

T_{wa} : Temperatura del agua de alimentación [$^{\circ}\text{C}$]

P_{atm} : Presión atmosférica [kPa]

ϕ : Humedad relativa [%]

T_{g1} : Temperatura de gases del motor [$^{\circ}\text{C}$]

T_{ref} : Temperatura de referencia (298.15 K).

$\bar{x}_{gmi}$: Fracción volumétrica [kmol / kmol de gases de escape del motor]

3.1.1. Análisis del gas natural

Se debe identificar en este proyecto el gas utilizado para lo cual se establece el proveniente de Camisea el cual para su utilización pasa por una serie de etapas de acondicionamiento. Tras su acondicionamiento pasa por una planta de separación en la cual se divide el gas natural seco y líquido. El gas natural seco es el enfoque del presente trabajo mostrando su composición en la Tabla 3.1.

3.1.2. Balance agua-vapor

Se tiene la siguiente relación:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_v \quad (3.1)$$

3.1.3. Balance de masa en la combustión

$$\dot{m}_c + \dot{m}_a = \dot{m}_g \quad (3.2)$$

Tabla 3.1: Composición química del gas natural Fuente:(COPRI, 2000).

Propiedad	Valor	Unidades
Dióxido de carbono (CO ₂)	0.32	% mol
Nitrógeno (N ₂)	1.06	% mol
Metano (C ₁)	89.37	% mol
Etano (C ₂)	8.57	% mol
Propano (C ₃)	0.65	% mol
Butano (C ₄)	0.03	%mol
Gravedad Específica	0.612	G
Peso molecular	17.73	kg/kmol
Poder calorífico inferior	36.04	MJ/m ³
Poder calorífico superior	39.93	MJ/m ³

3.2. Balance de energía

3.2.1. Motor de combustión interna

Se tiene el siguiente balance para el equipo:

$$\dot{Q}_{\text{aire}} + \dot{Q}_c = \dot{Q}_{ci} + \dot{Q}_{\text{misc}} + \dot{Q}_{\text{ge}_m} + \dot{Q}_{\text{útil}} + \dot{Q}_{HT} + \dot{Q}_{LT} \quad (3.3)$$

Donde:

$\dot{Q}_{\text{aire}}$: Potencia térmica del aire [kW]

$\dot{Q}_c$: Potencia térmica del combustible [kW]

$\dot{Q}_{ci}$: Potencia térmica de la combustión incompleta [kW]

$\dot{Q}_{\text{misc}}$: Potencia térmica de pérdidas por fricción y radiación al ambiente [kW]

$\dot{Q}_{\text{ge}_m}$: Potencia térmica de los gases de escape [kW]

$\dot{Q}_{\text{útil}}$: Potencia térmica útil [kW]

$\dot{Q}_{HT}$: Potencia térmica del circuito de refrigeración a alta temperatura [kW]

$\dot{Q}_{LT}$: Potencia térmica del circuito de refrigeración a baja temperatura [kW]

3.2.2. HRSG

$$\dot{Q}_{ge_m} = \dot{Q}_v + \dot{Q}_{chim} + \dot{Q}_{rad} \quad (3.4)$$

Donde:

$\dot{Q}_v$: Potencia térmica del vapor a la salida del HRSG [kW]

$\dot{Q}_{chim}$: Potencia térmica de los gases de escape liberados a la atmósfera [kW]

$\dot{Q}_v$: Potencia térmica debido a la radiación [kW]

3.2.3. Calor aprovechable

La potencia térmica aprovechable es la potencia térmica final efectiva que se utiliza para la generación de vapor y viene determinada por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v (h_{vg} - h_{wa}) \quad (3.5)$$

Donde:

h_{vg} : Entalpía del vapor [kJ/kg]

h_{wa} : Entalpía del agua de alimentación [kJ/kg]

3.2.4. Pérdidas de energía

3.2.4.1 Pérdida de energía por los gases liberados a la atmósfera

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g c_{pg} (T_{g_4} - T_{amb}) \quad (3.6)$$

Donde:

$\dot{Q}_g$: Calor liberado de los gases de escape [kW]

T_{g_4} : Temperatura de los gases a la salida del HRSG [°C].

3.2.4.2 Pérdidas térmicas por radiación

Una parte de las pérdidas se dan a través de las superficies del motor hacia el medio ambiente (Romero Piedrahita et al., 2007). Las cuáles serán identificadas por " $\dot{Q}_{rad}$ ".

3.2.4.3 Pérdidas térmicas por los circuitos de refrigeración del motor

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{pag} (T_s - T_e) \quad (3.7)$$

Donde:

$\dot{Q}_a$: Calor disipado del sistema de refrigeración [kW]

$\dot{m}_a$: Flujo másico de agua en el sistema de refrigeración [kg/s].

c_{pag} : Calor específico del agua [kJ/kg].

T_s : Temperatura de salida [°C].

T_e : Temperatura de entrada [°C].

3.2.4.4 Pérdidas misceláneas (convección y conducción)

En la Figura 3.2 se observa el flujo de energía en un motor. Por otro lado, también existen pérdidas por convección natural denominadas con “ $\dot{Q}_{conv+cond}$ ”.

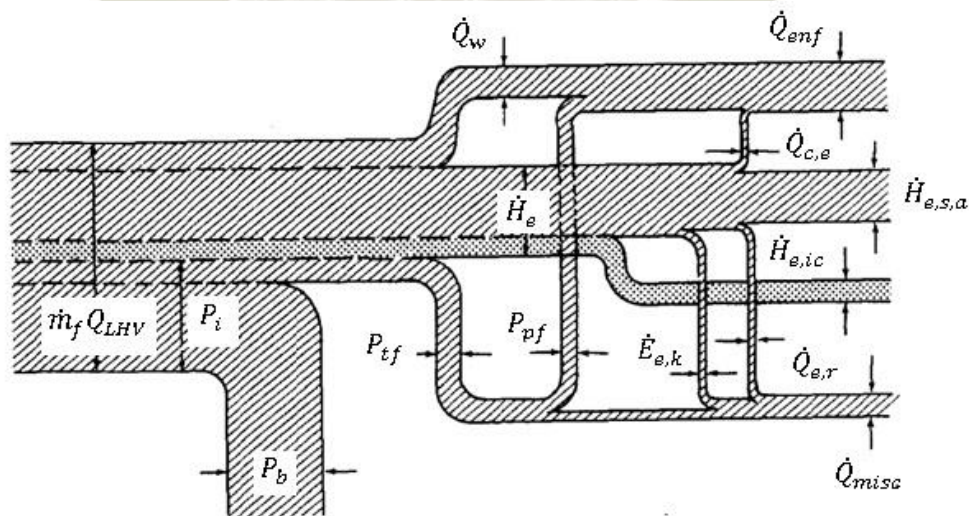


Figura 3.2: Diagrama de Flujo de Energía de un Motor. Fuente: (Heywood, 1988).

En la Figura 3.2 se tiene que:

Q_{LHV} : Energía liberada por el combustible [kW]

$\dot{Q}_w$: Ratio de transferencia de calor a las paredes de combustión [kW]

$\dot{H}_e$: Flujo de gas de entalpía [kW]

P_b : Potencia de freno [kW]

P_{tf} : Potencia de fricción total [kW]

P_{pf} : Potencia de fricción del pistón [kW]

$\dot{Q}_{enf}$: Calor disipado por el sistema de refrigeración [kW]

$\dot{Q}_{c,e}$: Transferencia de calor del sistema de escape hacia el sistema de refrigeración [kW]

$\dot{H}_{e,s,a}$: Flujo de entalpía de gas sensible hacia la atmósfera [kW]

$\dot{H}_{e,ic}$: Flujo de entalpía de gas debido a combustión incompleta [kW]

$\dot{Q}_{e,r}$: Flujo de calor radiado del sistema de escape [kW]

$\dot{E}_{e,k}$: Flujo del escape energía cinética [kW]

$\dot{Q}_{misc}$: Flujos y transferencias de energía remanentes [kW]

3.3 Propiedades de los gases de escape

Se hará uso de Coolprop que es una librería que permite determinar las propiedades distintos fluidos basados en las formulaciones de energía de Helmholtz. En el presente trabajo esta herramienta se utilizará para determinar el calor específico, viscosidad y la conductividad térmica de los componentes de los gases de escape y evaluar las propiedades del agua según la normativa (Cooper & Dooley, 2007).

Se determina la composición másica de los gases de escape en la Tabla 3.2. En base a datos de proveedores del Anexo 1 y a estudios relacionados (Valencia et al., 2019).

Tabla 3.2: Composición másica y volumétrica húmeda de los gases de escape.

Gas	Composición Másica (%)	Composición Volumétrica (%)
Nitrógeno	78.54	75.55
Dióxido de carbono	9.80	5.98
Oxígeno	5.38	9.07
Agua	6.28	9.40

Nota: Los gases de escape contienen otros compuestos como CO, NO_x, THC, NMHC, HCHO, PM los cuales no serán tomados en consideración ya que se pueden despreciar para el análisis termodinámico representado en conjunto menos del 0.2% de la composición además de facilitar el proceso de cálculo.

3.3.1 Calor específico

Para el cálculo del calor específico se debe primero determinar las propiedades de cada gas a la temperatura de escape del motor y a la presión correspondiente. Debido a que los valores de contrapresión y presión atmosférica son muy cercanos (diferencia máxima de 60 mbar) y que las variaciones en las propiedades de calor específico son mínimas consideraremos para el cálculo la presión como atmosférica.

Por lo que tenemos que el calor específico de cada componente es:

$$cp_{i_{ge}} \rightarrow \begin{cases} P=P_{atm} \\ T=T_{em} \end{cases} \quad (3.8)$$

Y la mezcla de los gases es:

$$cp_{ge} = \frac{\sum_{i=1}^i cp_{i_{ge}} PM_i \bar{x}_{gmi}}{\sum_{i=1}^i PM_i \bar{x}_{gmi}} \quad (3.9)$$

3.3.2 Viscosidad

El cálculo viscosidad de una mezcla de gases es un proceso desarrollado por una ecuación derivada de la teoría cinética que nos permite determinar su valor de manera más sencilla (Wilke, 1950).

$$\varphi_{ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{i_{ge}}}{\mu_{j_{ge}}} \right)^{0.5} \left(\frac{PM_j}{PM_i} \right)^{0.25} \right]^2}{\frac{4}{\sqrt{2}} \left(1 + \frac{PM_i}{PM_j} \right)^{0.5}} \quad (3.10)$$

$$\mu_{ge} = \sum_{i=1}^i \frac{\bar{x}_{gmi} \mu_{i_{ge}}}{\sum_{j=1}^j \bar{x}_{gmj} \varphi_{ij}} \quad (3.11)$$

Se establece también que una manera más rápida para calcular la viscosidad de una mezcla de gases mediante la siguiente ecuación:

$$\mu_{ge} = \frac{\sum_{i=1}^i \mu_{i_{ge}} \sqrt{PM_i} \bar{x}_{gmi}}{\sum_{i=1}^i \sqrt{PM_i} \bar{x}_{gmi}} \quad (3.12)$$

Por ser un método más preciso utilizaremos el método de Wilke (1950), para el cálculo de la viscosidad para los gases de escape.

Donde:

φ_{ij} : Función de Wilke para calcular la viscosidad de una mezcla de gases [-]

3.3.3 Conductividad térmica

Se utilizará la ecuación de Wassiljewa que fue modificada posteriormente por Mason and Saxena (Bruce E. Poling et al., 2006). El cual tiene la siguiente ecuación:

$$k_{ge} = \sum_{i=1}^i \frac{\bar{x}_{gmi} k_{i_{ge}}}{\sum_{j=1}^j \bar{x}_{jgm} A_{ij}} \quad (3.13)$$

$$A_{ij} = \varphi_{ij} \quad (3.14)$$

3.4 Datos y condiciones

3.4.1 Tipo de HRSG

El modelo matemático es válido para el diseño térmico de un HRSG cuyas condiciones sean:

- Circulación natural.
- Presión simple.
- Acuotubular con tubos sólidos o dentados y superficies extendidas.
- Uso de los gases de escape de un motor.
- Con quemador suplementario.

Siendo necesario, contar con los siguientes módulos para el diseño:

- Economizador
- Evaporador
- Sobrecalentador
- Quemador suplementario

3.4.2 Condiciones del vapor y agua

La industria o complejo para la cual se aplicaría el siguiente proyecto tiene condiciones particulares de temperatura para su proceso de tal manera:

- T_{wa} : Temperatura del agua de alimentación [°C]
 T_{vs} : Temperatura del vapor sobrecalentado [°C]
 x_i : Composición Volumétrica de los gases de escape [%]

Es importante destacar que es necesario conocer las componentes que forman el gas de escape del motor de combustión los cuales los podemos encontrar en base al Anexo 2.

3.3. Generalidades del diseño

Se seguirá como base la Figura 3.3 para el dimensionamiento del HRSG. El desarrollo metodológico se realizará en base a las ecuaciones de los capítulos anteriores y a las que se presentarán más adelante.

En la Figura 3.3 se observa que el calor proveniente de los gases es transferido hacia las paredes del agua mediante convección y radiación. El HRSG está compuesta de los siguientes componentes: sobrecalentador, evaporador, economizador y un calderín. Estos componentes con excepción del calderín están ordenados en serie con respecto al flujo de los gases de escape el cual después de haber sido utilizado para generar vapor es liberado a la atmósfera a través de un conducto de escape (Ahn et al., 2017).

Existen dos trayectorias de flujo la primera es la del lado del gas en donde el flujo empieza en la descarga del motor recorriendo todos los módulos del HRSG hasta ser liberado a la atmósfera.

La segunda trayectoria es la del agua en donde el agua proveniente del desaireador ingresa al economizador en este módulo es calentada para ingresar al calderín de vapor y mezclarse con el agua del calderín. Para permitir la circulación del agua a través de los tubos del evaporador se utilizará una circulación natural presente en la Figura 3.3. Este tipo de circulación se basa en la diferencia de densidad entre el agua y el vapor y a medida que la energía es absorbida se genera una mezcla de vapor/agua en los tubos la cual es menos densa que el agua de las tuberías bajantes por lo que está asciende hacia el calderín de vapor (Ahn et al., 2017). El proceso de circulación sigue con la mezcla de vapor/agua siendo generada en los tubos y reemplazada por agua proveniente de esas tuberías.

A medida que más calor es absorbido la calidad de vapor del fluido incrementa provocando que la diferencia entre la densidad incrementa y consecuentemente el aumento del efecto circulación natural.

La evaporación del agua ocurre en el evaporador aquí se produce la transformación del agua de su estado líquido a vapor. Este vapor es generado a la temperatura de saturación correspondiente con la presión de operación del calderín. El vapor generado ingresa al calderín como una mezcla de vapor/agua a través de los tubos de subida y es en el calderín donde se separa la mezcla de vapor y agua siendo mediante una circulación constante de agua y de la mezcla agua/vapor que el vapor saturado es generado para que finalmente el vapor saturado

abandona el calderín para dirigirse al sobrecalentador en este módulo el vapor es sobrecalentado abandonando el sobrecalentador para ser enviado al proceso. (Ahn et al., 2017).

3.4. Requerimientos de energía térmica.

Las pérdidas de presión en el sobrecalentador se calcularán en el dimensionamiento del HRSG para la etapa de simulación térmica se considerará lo siguiente:

$$P_{sc}=0.95.P_d \quad (3.15)$$

Con el propósito de determinar cuanta potencia térmica es requerida será necesario conocer el flujo másico de los gases, así como su temperatura y composición. Además, por el lado del agua será necesario establecer la presión de diseño y la temperatura de alimentación al economizador o también llamada agua de alimentación.

Para el diseño se debe contar con información de la planta para lo cual se establece los siguientes datos:

T_{g1} : Temperatura del gas al ingreso del sobrecalentador [$^{\circ}\text{C}$]

T_{g2} : Temperatura del gas a la salida del sobrecalentador o entrada del evaporador [$^{\circ}\text{C}$]

T_{g3} : Temperatura del gas a la salida del evaporador o entrada del economizador [$^{\circ}\text{C}$]

T_{g4} : Temperatura del gas a la salida del economizador. [$^{\circ}\text{C}$]

T_{sat} : Temperatura de saturación del vapor [$^{\circ}\text{C}$]

Para lo cual se tienen las siguientes relaciones:

$$T_{w_{ec2}}=T_{w_{ev1}} \quad (3.16)$$

$$T_{v_{ev2}}=T_{v_{sc1}}=T_{sat} \quad (3.17)$$

Por otra parte, para el proceso de simulación térmica existen dos parámetros importantes que deben ser tomados en cuenta. Estos son el approach point y el pinch point. Para los HRSG

que trabajan con temperaturas de escape en el orden de 400°C y 600°C establecer el pinch point ya que para valores altos de este se obtiene mayores áreas y costos. También será necesario saber el approach point para evitar el fenómeno llamado “steaming”. De tal manera es fundamental fijar estas variables ya que mediante estos se determina el perfil de temperaturas del vapor-gas y la producción de vapor (Ganapathy, 2003).

El approach point es la diferencia de temperatura entre la temperatura saturación y a la temperatura del agua dejando el economizador. Por otro lado, el pinch point es la diferencia de temperatura entre la temperatura del gas dejando el evaporador y la temperatura de saturación del vapor (Mokhtari et al., 2017). El perfil de temperatura se puede observar en la Figura 3.4.

El approach point y el pinch point siguen las siguientes relaciones:

$$AP = T_{sat} - T_{wec2} \quad (3.18)$$

$$PP = T_{g3} - T_{sat} \quad (3.19)$$

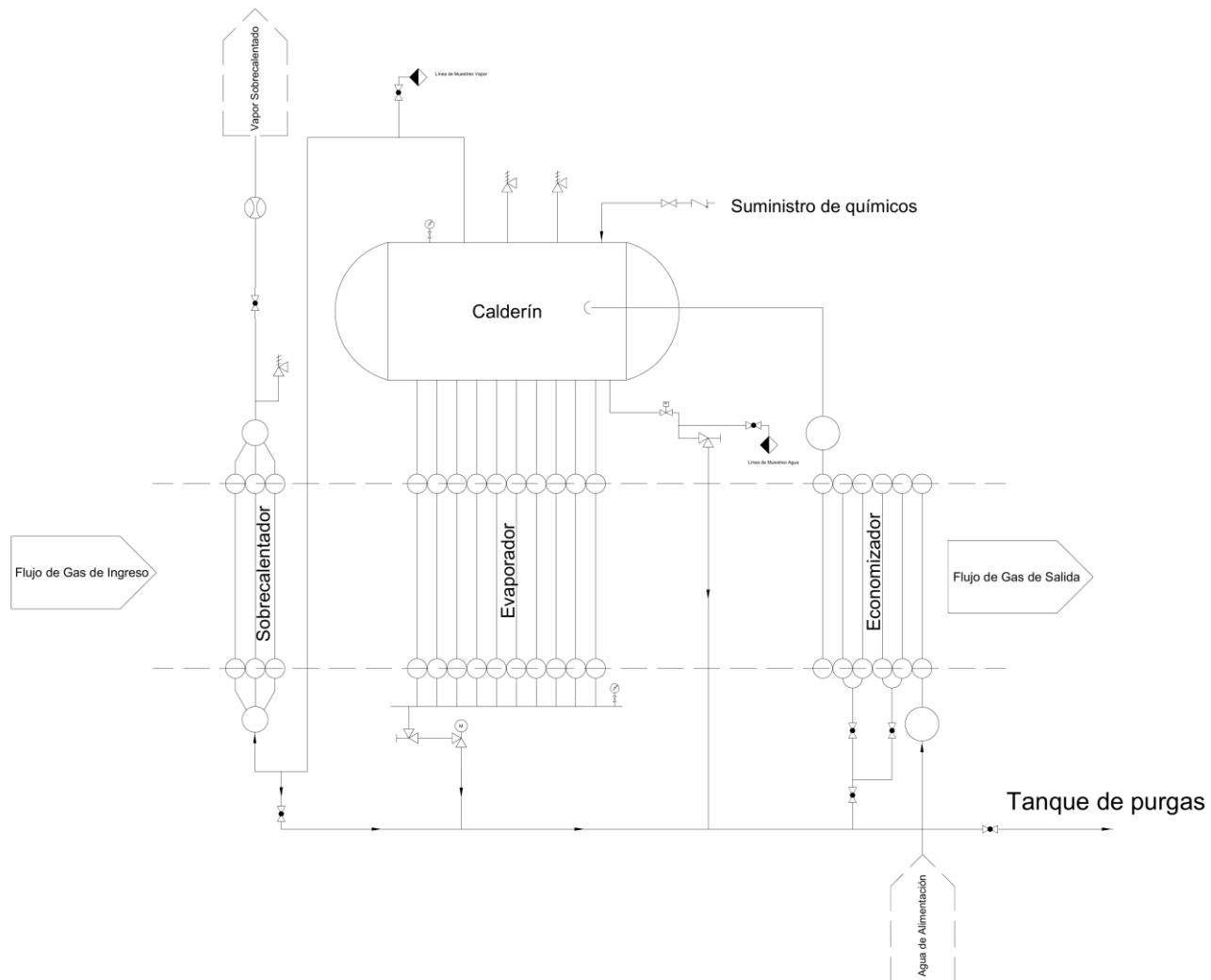


Figura 3.3: HRSG de un solo nivel de presión.

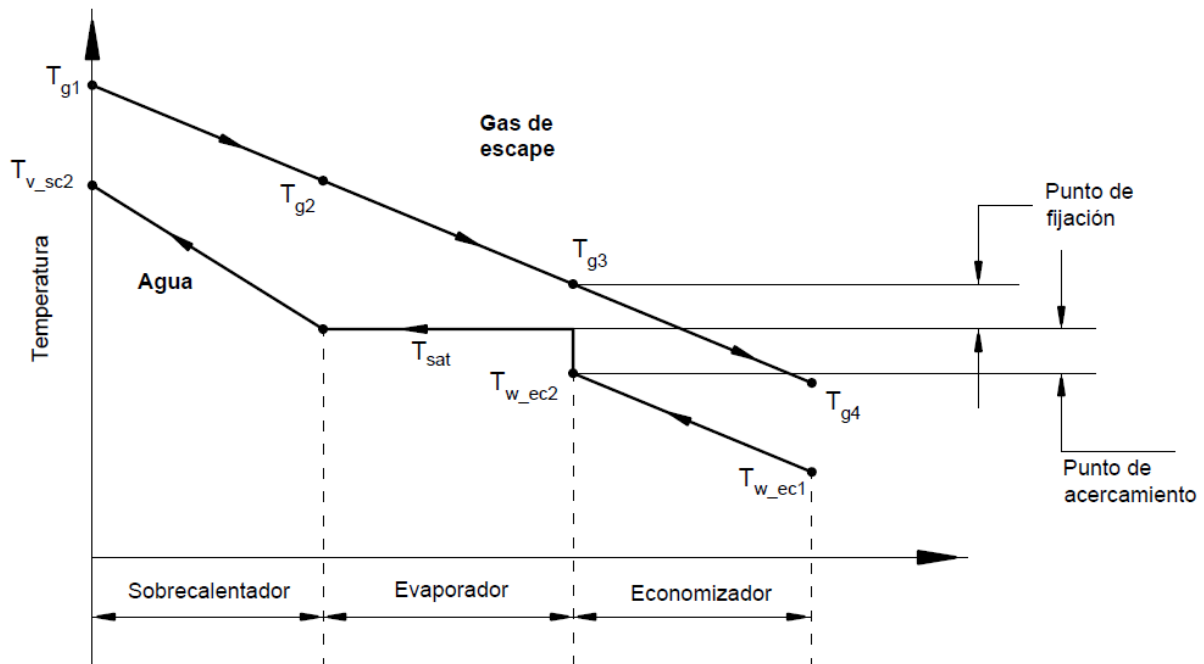


Figura 3.4: Perfil de temperatura de un HRSG para un solo nivel de presión.

Tabla 3.3: Recomendaciones para los puntos de fijación y acercamiento Fuente: (Ganapathy, 2014).

Tipo	Tubos lisos	Superficies extendidas	Para ambos
Temperatura ingreso (°C)	Pinch point	Pinch point	Approach point
650-900	60-85	20-35	20-40
375-650	40-60	5-20	5-20

En la Tabla 3.3 se muestran recomendaciones para el approach y pinch point los cuales serán tomados en cuenta a la hora del diseño para no exceder los valores establecidos. Boyce (2001), recomienda un pinch point (8-22 °C) y un approach point (5.5-11°C) y Petchers (2002), recomienda un pinch point entre 8-33 °C y un approach point entre 6-17°C .Habiendo definido las temperaturas para el agua y el vapor el siguiente paso es determinar la potencia térmica necesaria para cada módulo aplicando dos ecuaciones. La primera es la diferencia de temperaturas del fluido y la otra mediante el uso del calor específico. Las propiedades del agua

están en base a Cooper & Dooley, (2007). Por otro lado, las propiedades del resto de gases en base a las formulaciones energéticas de Helmholtz (Bell & Jager, 2016).

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_v (h_{w_{ec2}} - h_{w_{ec1}}) = \dot{m}_g c_{p_{g_{eco}}} (T_{g3} - T_{g4}) (1 - q_{perd}) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_v [(h_{v_{ev2}} - h_{v_{ev1}}) + (1 - bd)(h_{l_{sat}} - h_{v_{ev1}})] = \dot{m}_g c_{p_{g_{ev}}} (T_{g2} - T_{g3}) (1 - q_{perd}) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_v (h_{v_{sc2}} - h_{v_{sc1}}) = \dot{m}_g c_{p_{g_{sc}}} (T_{g1} - T_{g2}) (1 - q_{perd}) \quad (3.22)$$

Donde:

$h_{l_{sat}}$: Entalpía del líquido saturado a la presión del calderín [kJ/kg]

q_{perd} : Pérdidas de calor al ambiente [%]

bd : Purgas [%]

3.5. Diseño energético del HRSG

3.5.1. Balance de energía

En el diagrama de la Figura 3.5 se establece el procedimiento necesario para realizar el balance de energía. La potencia térmica será determinada a través de las ecuaciones anteriores. Una vez establecidos el approach y pinch point se podrá determinar los perfiles de temperatura del vapor y la potencia térmica en cada sección.

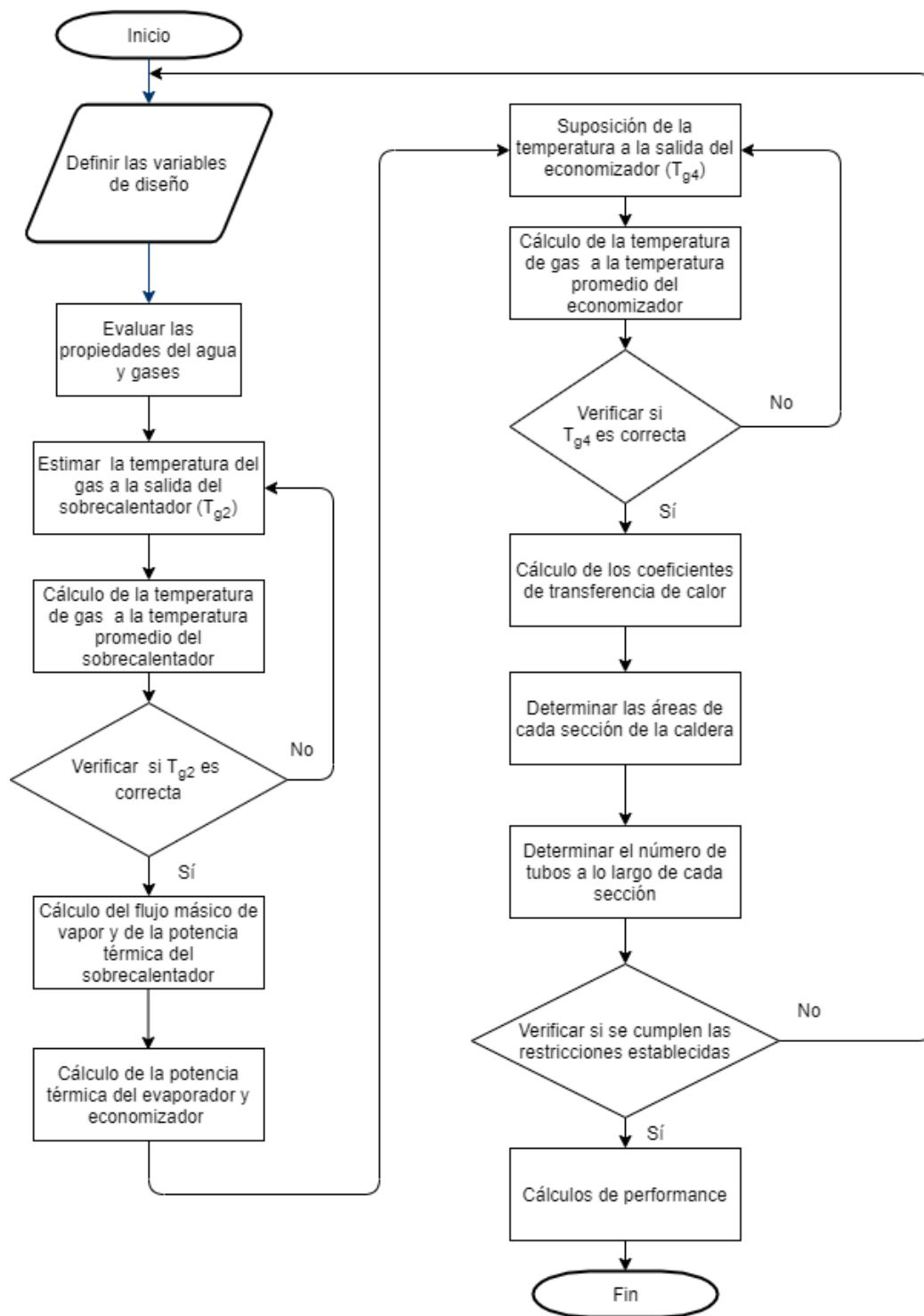


Figura 3.5: Diagrama de flujo: Balance térmico de un HRSG.

Paso 1

Se define el pinch point y approach point en base a las recomendaciones de Tabla 3.3

Paso 2

Se determina la temperatura de agua al ingreso del evaporador con:

$$T_{wec2} = T_{sat} - AP \quad (3.23)$$

Paso 3

Se determina la temperatura del gas al ingreso del economizador con:

$$T_{g2} = T_{sat} - PP \quad (3.24)$$

Paso 4

Se establece la temperatura promedio del gas entre el sobrecalentador y el evaporador. En base a esta temperatura se calcula el calor específico de los gases mediante el procedimiento del inciso 3.3.

Paso 5

Se calcula el calor del conjunto de módulos sobrecalentador y evaporador con la siguiente ecuación:

$$Q_{sc+ev} = \dot{m}_g c_{p_{g_{sc+ev}}} (T_{g1} - T_{g2}) (1 - q_{perd}) \quad (3.25)$$

Donde:

Q_{sc+ev} : Potencia térmica del conjunto de módulos de sobrecalentador y evaporador

$c_{p_{g_{sc+ev}}}$: Calor específico de los gases a la temperatura promedio entre el sobrecalentador y evaporador

Paso 6

El flujo de vapor se determina con la siguiente fórmula:

$$\dot{m}_v = \frac{Q_{sc+ev}}{(h_{v_{sc2}} - h_{v_{ev1}}) + (1 - bd)(h_{l_{sat}} - h_{v_{ev1}})} \quad (3.26)$$

Paso 7

Se calcula la potencia térmica requerida en el sobrecalentador.

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_v (h_{v_{sc2}} - h_{v_{sc1}}) \quad (3.27)$$

Paso 8

Se calcula la temperatura del gas a la salida del sobrecalentador con el valor promedio del calor específico en el sobrecalentador y evaporador.

$$T_{g2} = T_{g1} - \frac{\dot{Q}_{sc}}{cp_{g_{sc+ev}} \dot{m}_g} \quad (3.28)$$

Paso 9

Los valores calculados nos ayudan a estimar el flujo de vapor y la temperatura del gas a la entrada del evaporador. Sin embargo, para obtener los valores con mayor precisión se deberá realizar un proceso de iteración.

En el proceso se utilizará como punto de partida “ T_{g2} ” calculada anteriormente. Se evaluará el calor específico a la temperatura promedio tanto del sobrecalentador como del evaporador “ $cp_{g_{sc}}$ y $cp_{g_{ev}}$ ”. Para compararlo con el valor supuesto inicialmente:

$$T'_{g2} = \frac{T_{g1} cp_{g_{sc}} + T_{g3} cp_{g_{ev}} \frac{h_{v_{sc2}} - h_{v_{sc1}}}{(h_{v_{ev2}} - h_{v_{ev1}}) + (1-bd)(h_{l_{sat}} - h_{v_{ev1}})}}{\frac{h_{v_{sc2}} - h_{v_{sc1}}}{(h_{v_{ev2}} - h_{v_{ev1}}) + (1-bd)(h_{l_{sat}} - h_{v_{ev1}})}} (cp_{g_{ev}}) + cp_{g_{sc}}} \quad (3.29)$$

Este proceso se repetirá hasta que el error porcentual entre “ T_{g2} ” y “ T'_{g2} ” sea menor al 0.5%

Donde:

$T_{pg_{sc}}$: Temperatura del gas en el sobrecalentador [°C]

$T_{pg_{ev}}$: Temperatura del gas en el evaporador [°C]

T'_{g2} : Temperatura del gas a la salida del sobrecalentador en el proceso de iteración [°C]

Se repetirá hasta el proceso hasta que la temperatura supuesta sea igual a la temperatura de la ecuación anterior.

Con el nuevo valor de “ T_{g2} ” podemos calcular los valores de la potencia térmica en el sobrecalentador, evaporador y el flujo de vapor corregido.

Paso 10

Con la nueva temperatura “ T_{g2} ” se deberá recalculer la potencia térmica del sobrecalentador mediante la fórmula en (3.27).

Se procede a calcular el flujo corregido, la potencia térmica en el evaporador y el economizador esta halla mediante la siguiente relación:

$$\dot{m}_v = \frac{Q_{sc}}{(h_{vsc2} - h_{vsc1})} \quad (3.30)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_v (h_{wev2} - h_{wev1}) \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_v (h_{wec2} - h_{wec1}) \quad (3.32)$$

Paso 11

Se procede a calcular la caída de temperatura del gas en el economizador:

$$T_{g4} = T_{g3} - \frac{\dot{Q}_{eco}}{\dot{m}_g c_{p_{gev}}} \quad (3.33)$$

Paso 12

Como se puede observar de la ecuación anterior la temperatura a la salida del economizador se utilizó el calor específico en el evaporador. Sin embargo, para hallar el valor con mayor precisión será requerido un proceso de iteración.

En el proceso de iteración se toma punto de partida “ T_{g4} ” calculado anteriormente. Posteriormente se evalúa el calor específico a la temperatura promedio del economizador “ cp_{geco} ” y se evalúa la temperatura del gas a la salida del economizador.

$$T'_{g4} = T_{g3} - \frac{\dot{m}_v (h_{wec2} - h_{wec1})}{(1 - q_{perd}) c_{p_{geco}} \dot{m}_g} \quad (3.34)$$

Donde:

T_{pgeco} : Temperatura promedio del gas en el economizador [°C]

T'_{g4} : Temperatura del gas a la salida del economizador en el proceso de iteración [°C]

3.5.2. Propiedades de las condiciones de diseño

Paso 1

Para el primer paso se debe calcular tres propiedades termodinámicas de los gases de escape.

Para lo cual:

$$c_{p_g} \rightarrow \begin{cases} P=P_{atm} \\ T=T_{pg} \end{cases} \quad (3.35)$$

$$\mu_g \rightarrow \begin{cases} P=P_{atm} \\ T=T_{pg} \end{cases} \quad (3.36)$$

$$k_g \rightarrow \begin{cases} P=P_{atm} \\ T=T_{pg} \end{cases} \quad (3.37)$$

Paso 2

A continuación, se deberá calcular la temperatura media logarítmica para cada módulo del HRSG. Se muestra a continuación el procedimiento para el calcularlo en el economizador. El procedimiento es igual para los demás módulos.

$$LMTD_{eco} = \frac{(T_{g3}-T_{wec2})-(T_{g4}-T_{wec1})}{\ln\left(\frac{T_{g3}-T_{wec2}}{T_{g4}-T_{wec1}}\right)} \quad (3.38)$$

Paso 3

El siguiente paso es calcular el factor de las propiedades del gas para cada módulo que se calcula como sigue:

$$F_g = \frac{c_{p_g}^{0.33} \cdot k_g^{0.67}}{\mu_g^{0.32}} \quad (3.39)$$

Paso 4

El siguiente paso es calcular los factores de cada módulo de la siguiente manera:

$$K = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_g^{0.65} \cdot F_g \cdot \text{LMTD}} \quad (3.40)$$

K: Factor para trasladar las condiciones de diseño a las condiciones fuera de diseño en el sobrecalentador.

3.5.3. Condiciones fuera de diseño

En primer lugar, se deberá conocer las nuevas condiciones de temperatura y de flujo másico de los gases para poder determinar el desempeño a condiciones parciales de carga. En base a estos valores podemos obtener un estimado del nuevo flujo de vapor mediante la siguiente relación:

$$\dot{m}_{vp} = \dot{m}_v \left(\frac{T_{g1p} - T_{g4}}{T_{g1} - T_{g4}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{gp}}{\dot{m}_g} \right) \quad (3.41)$$

Adicionalmente se debe calcular el factor $(UA)_p$ mediante:

$$(UA)_p = (UA)_d \left(\frac{\dot{m}_{gp}}{\dot{m}_{gd}} \right)^{0.65} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{vp}}{\dot{m}_{vd}} \right)^{0.15} \cdot \left(\frac{F_{gp}}{F_{gd}} \right) \quad (3.42)$$

En la Figura 3.6 se muestra un diagrama para obtener el desempeño a condiciones parciales. Cabe resaltar que para poder estimar la potencia térmica en el sobrecalentador y la temperatura de los gases a la entrada del evaporador será necesario un proceso de iteración.

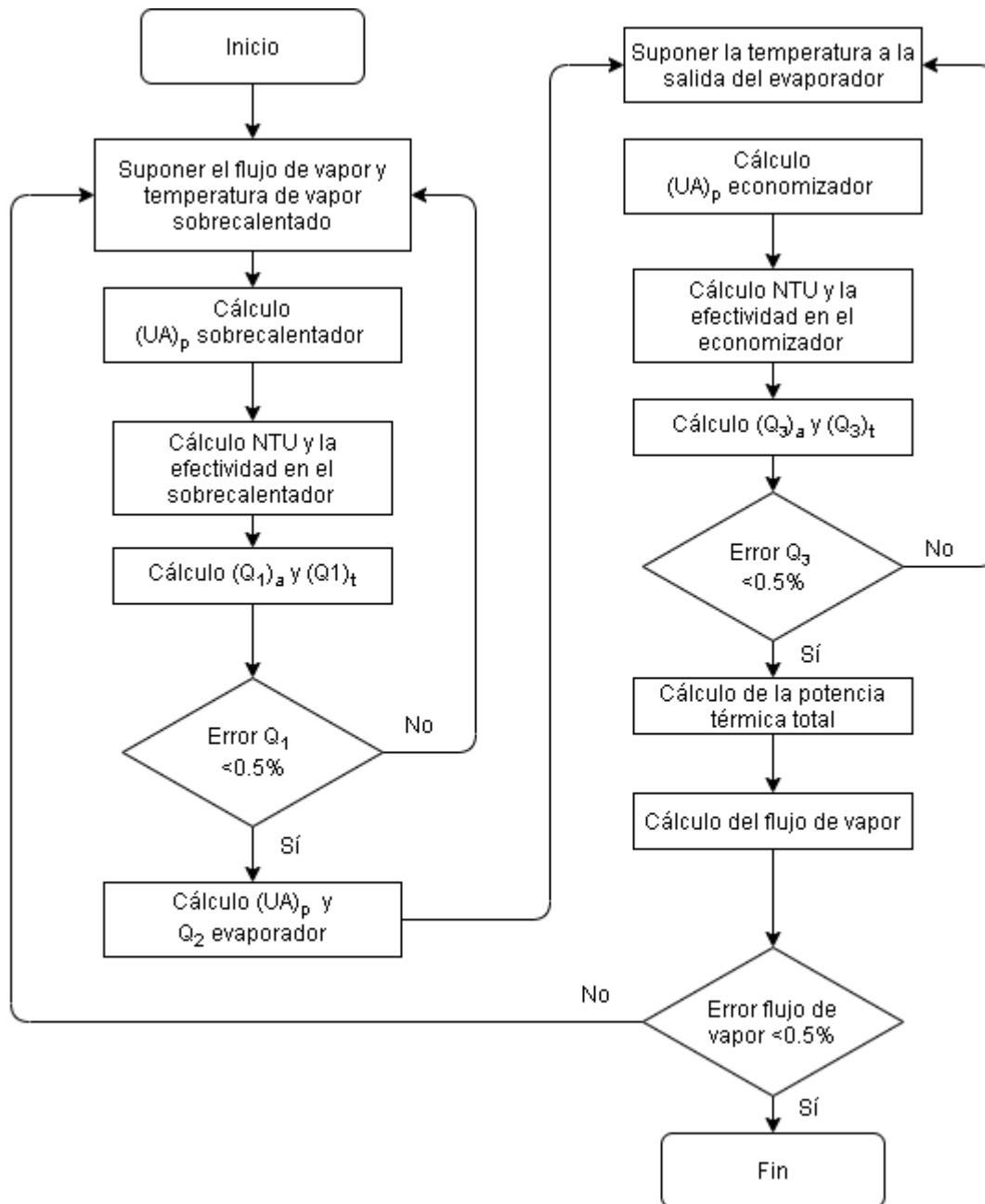


Figura 3.6: Diagrama de flujo: Desempeño a condiciones parciales.

Nota: En el caso que se esté analizando un HRSG con un quemador suplementario se debe calcular la cantidad de combustible necesario para poder elevar la temperatura de gas para poder conseguir el flujo másico de gas deseado en este proceso se debe volver a realizar el cálculo para las condiciones de diseño involucrando varias iteraciones.

El proceso presentado en la Figura 3.7 muestra la manera de evaluar un quemador suplementario. La importancia de utilizar un quemador suplementario de tal manera fue necesario establecer un proceso para determinar el nuevo flujo de gas requerido y asimismo determinar el flujo de agua.

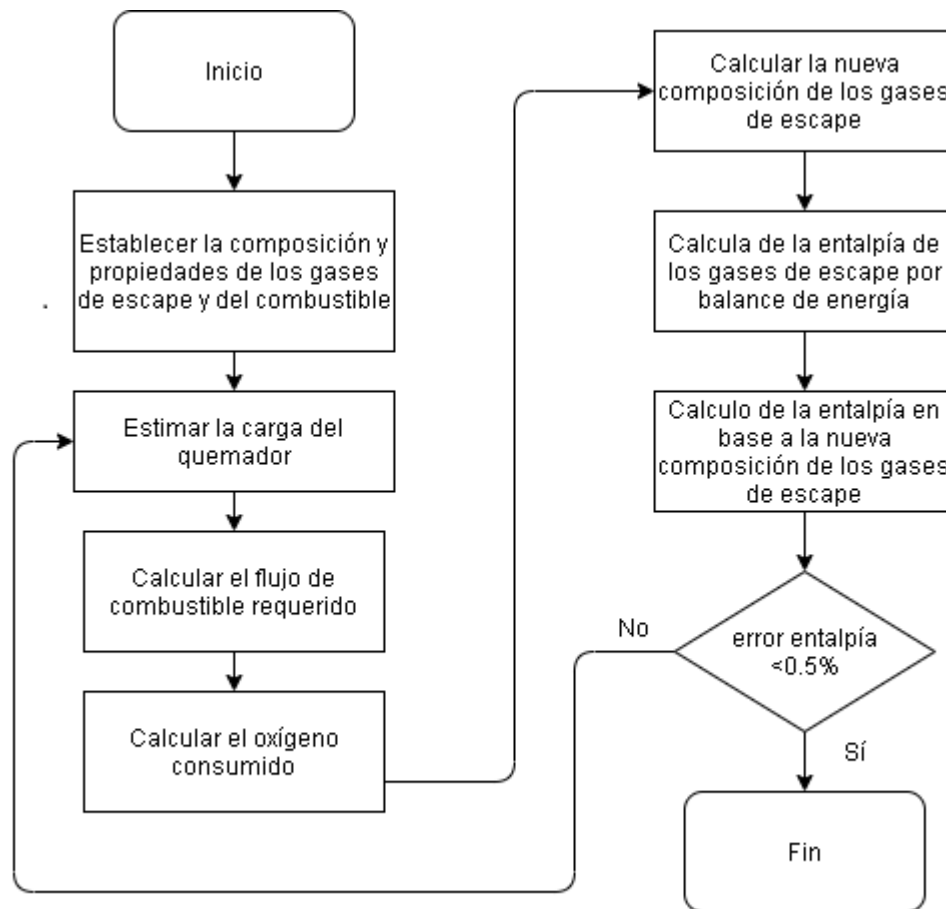


Figura 3.7: Diagrama de Flujo : Evaluación de un quemador suplementario.

3.6. Dimensionamiento de la Caldera con superficies extendidas

La elección de la utilización de superficies extendidas para los HRSG parte de la premisa que su utilización es beneficiosa cuando existe una gran diferencia entre el coeficiente interior con respecto al exterior por lo que resulta ideal en evaporadores y economizadores.

La utilización de este tipo de superficies permite que los HRSG sean compactos y de poco peso además de reducir “ ΔP_g ” con respecto al uso de tubo lisos para el diseño.

3.8.1 Diseño de la caldera con superficies extendidas

Para el diseño de una caldera primero se debe definir la geometría de cada módulo y el tipo de material de los tubos. Finalmente se deberá definir de manera estimativa el factor de ensuciamiento de las tuberías tanto externa como internamente.

Los flujos y temperaturas han sido calculadas previamente en la etapa de diseño energético del HRSG en base a esos valores se desarrollará este procedimiento. El cual es aplicable tanto para un sobrecalentador, evaporador y economizador. En el presente desarrollo metodológico se establecerá los pasos a seguir para el dimensionamiento para un sobrecalentador sin embargo el mismo proceso será usado para el dimensionamiento del evaporador y del economizador.

Paso 1

Se deberán definir las áreas en el módulo del sobrecalentador. Para el área obstruida se tiene:

$$A_o = \frac{d_e}{1000} + \frac{2nb}{1000} \left(\frac{h}{1000} \right) \quad (3.43)$$

Área de las superficies extendidas:

Para el caso de utilizar superficies extendidas sólidas se tiene lo siguiente:

$$A_f = \pi n (2d.h + 2h^2 + b.d + 2b.h) 10^{-6} \quad (3.44)$$

Para el caso de utilizar superficies extendidas dentadas se tiene lo siguiente:

$$A_f = \pi d.n \left(\frac{2h(W_s + b) + b.W_s}{W_s} \right) 10^{-6} \quad (3.45)$$

Área total:

Para el caso de utilizar superficies extendidas sólidas se tiene lo siguiente:

$$A_t = A_f + \frac{\pi d}{1000} \left(\frac{1-nb}{1000} \right) \quad (3.46)$$

Donde:

A_o : Área obstruida [m^2/m]

A_f : Área de las superficies extendidas [m^2/m]

A_t : Área total [m^2/m]

Paso 2

Cálculo del espacio entre superficies extendidas

$$S = \frac{1}{n} + \frac{b}{1000} \quad (3.47)$$

Donde:

S: Espacio entre superficies extendidas [m]

Paso 3

Se define la velocidad de masa del gas y con este el número de Reynolds:

$$G = \frac{\dot{m}_g}{3.6(S_T - 1000A_oN_WL)} \quad (3.48)$$

$$Re = \frac{G(3.6d)}{\mu_{g_{sc}}} \quad (3.49)$$

Donde:

G: Velocidad de la masa del gas [$kg/m^2 \cdot s$]

Re: Número de Reynolds [-]

Paso 4

Para el presente paso se debe calcular los coeficientes de transferencia de calor. Diferentes estudios han sido elaborados cada uno proponiendo sus propias correlaciones. Ganapathy (2014) utiliza las correlaciones de ESCOA. Hofmann, Frasz, & Ponweiser (2007) menciona en sus artículos las mediciones para determinar estas correlaciones. Por otro lado, también se podrían utilizar las correlaciones de estudios más recientes. (Næss, 2010).

Cathal T. Ó Cléirigh (2014), evalúa diferentes correlaciones que nos ayudara a determinar cuál utilizar, de tal manera se indica que las diferencias entre las correlaciones presentadas son mínimas como se ejemplifica en la Figura 3.8 y Figura 3.9. Siendo la correlación de ESCOA bastante precisa. Walter & Hofmann (2011), complementa el estudio anterior analizando las correlaciones para superficies extendidas pueden influir en la simulación numérica de una caldera generadora de vapor y concluyen que las diferencias entre las correlaciones analizadas son mínimas.

Por esta razón en el presente estudio utilizaremos las correlaciones de ESCOA revisadas. Las correlaciones de ESCOA revisadas dan los factores C_1 - C_6 para el cálculo de superficies extendidas sólidas y dentadas en arreglos lineales o escalonados.

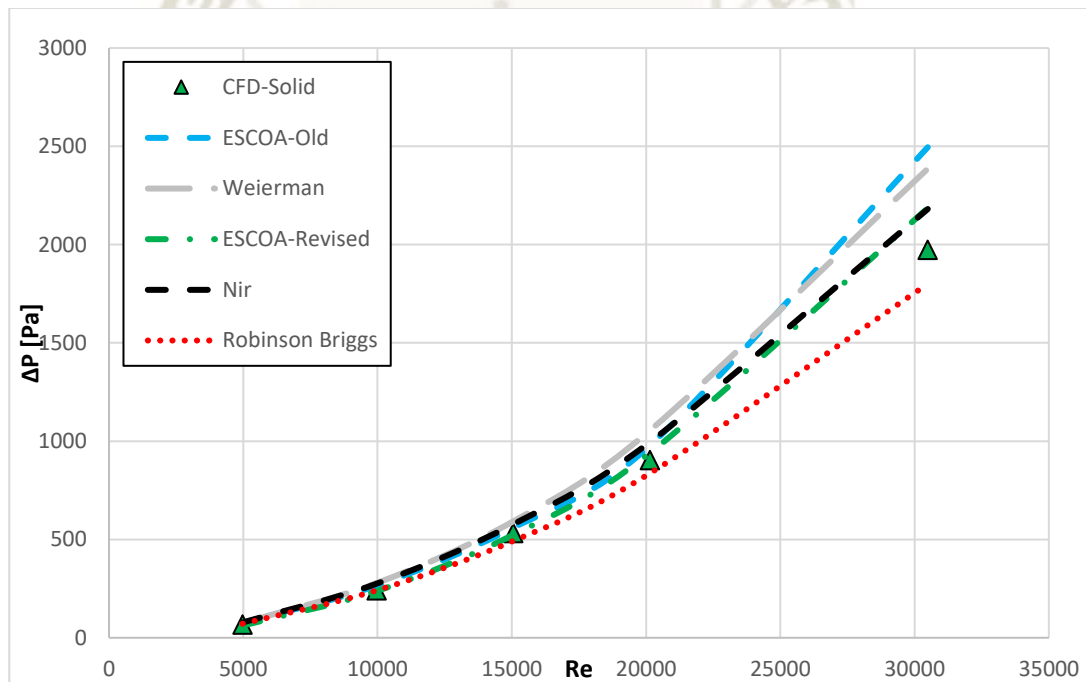


Figura 3.8: Caída de Presión contra el número de Reynolds para superficies extendidas sólidas: CFD y correlaciones empíricas Fuente: (Cathal T. Ó Cléirigh, 2014).

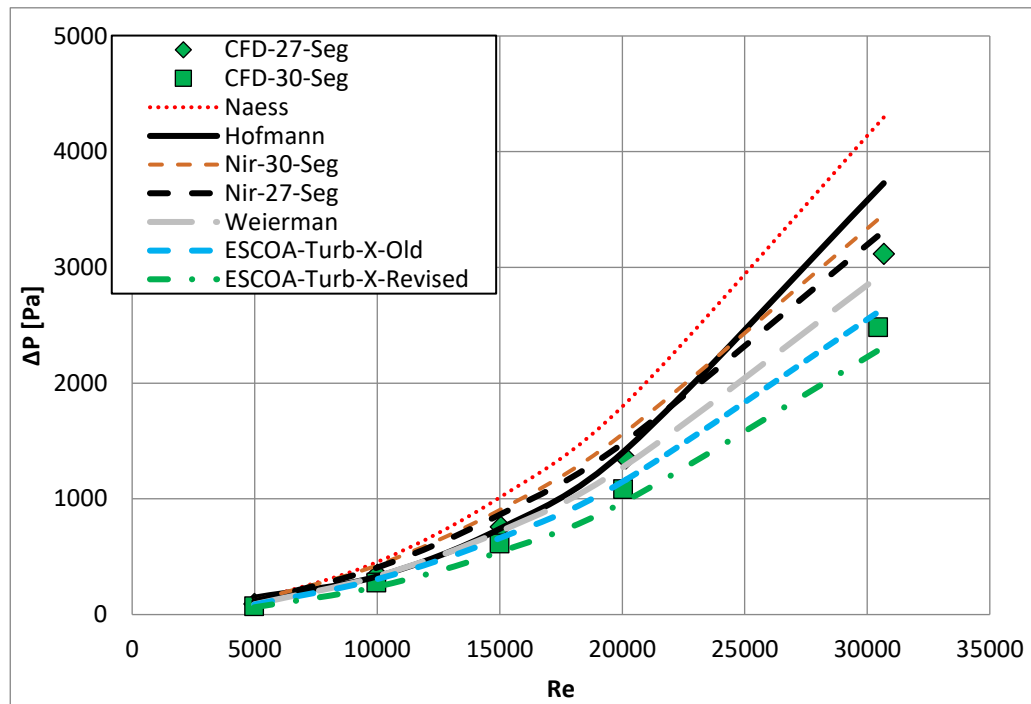


Figura 3.9: : Caída de Presión contra el número de Reynolds para superficies extendidas segmentadas: CFD y correlaciones empíricas Fuente: (Cathal T. Ó Cléirigh, 2014).

Superficies Sólidas Extendidas en Línea

$$C_1 = 0.25Re^{-0.35} \quad (3.50)$$

$$C_2 = 0.11 + 1.4Re^{-0.4} \quad (3.51)$$

$$C_3 = 0.2 + 0.65e^{-\frac{0.25h}{s}} \quad (3.52)$$

$$C_4 = 0.08 \left(\frac{0.15S_T}{d} \right)^{-1.1} \left(\frac{h}{s} \right)^{0.15} \quad (3.53)$$

$$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5e^{-0.7N_d})e^{-\frac{2S_L}{S_T}} \quad (3.54)$$

$$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7N_d})e^{-0.2\left(\frac{S_L}{S_T}\right)^2} \quad (3.55)$$

Superficies Sólidas Extendidas escalonadas

$$C_1 = 0.25Re^{-0.35} \quad (3.56)$$

$$C_2 = 0.075 + 1.85Re^{-0.3} \quad (3.57)$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-\frac{0.25h}{s}} \quad (3.58)$$

$$C_4 = 0.11 \left(\frac{0.05S_T}{d} \right)^{-0.7 \left(\frac{h}{s} \right)^{0.20}} \quad (3.59)$$

$$C_5 = 0.7 + \left(0.7 - 0.8e^{-0.15N_d^2} \right) e^{\frac{S_L}{S_T}} \quad (3.60)$$

$$C_6 = 1.1 + \left(1.8 - 2.1e^{-0.15N_d^2} \right) e^{-2 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^2} - [0.7 - 0.8e^{-0.15N_d^2}] e^{-0.6 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)} \quad (3.61)$$

Superficies Sólidas Extendidas en Línea

$$C_1 = 0.25Re^{-0.35} \quad (3.62)$$

$$C_2 = 0.11 + 1.4Re^{-0.4} \quad (3.63)$$

$$C_3 = 0.2 + 0.65e^{-\frac{0.25h}{s}} \quad (3.64)$$

$$C_4 = 0.08 \left(\frac{0.15S_T}{d} \right)^{-1.1 \left(\frac{h}{s} \right)^{0.15}} \quad (3.65)$$

$$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5e^{-0.7N_d}) e^{\frac{2S_L}{S_T}} \quad (3.66)$$

$$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7N_d}) e^{-0.2 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^2} \quad (3.67)$$

Superficies Sólidas Extendidas escalonadas

$$C_1 = 0.25Re^{-0.35} \quad (3.68)$$

$$C_2 = 0.075 + 1.85Re^{-0.3} \quad (3.69)$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-\frac{0.17h}{s}} \quad (3.70)$$

$$C_4 = 0.11 \left(\frac{0.05S_T}{d} \right)^{-0.7 \left(\frac{h}{s} \right)^{0.20}} \quad (3.71)$$

$$C_5 = 0.7 + \left(0.7 - 0.8e^{-0.15N_d^2} \right) e^{\frac{S_L}{S_T}} \quad (3.72)$$

$$C_6 = 1.1 + \left(1.8 - 2.1e^{-0.15N_d^2} \right) e^{-2 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^2} - [0.7 - 0.8e^{-0.15N_d^2}] e^{-0.6 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)} \quad (3.73)$$

Paso 5

Se calcula a continuación el coeficiente convectivo con la fórmula:

$$h_c = C1.C3.C5 \left(\frac{d_e + 2h}{d_e} \right)^{0.5} \left(\frac{T_{pgsc} + 273.2}{T_b + 273.2} \right)^{0.5} G.cp_{gsc} \left(\frac{k_{gsc}}{\mu_{gsc} cp_{gsc}} \right)^{0.67} \quad (3.74)$$

Donde:

h_c : Coeficiente de transferencia de calor convectivo [$\text{kcal/m}^2\text{-h-}^\circ\text{C}$]

T_b : Temperatura promedio de las superficies extendidas [$^\circ\text{C}$]

Paso 6

El coeficiente de calor interior está dado por:

$$h_i = \frac{0.0278 \left(\frac{cp_{gsc}^{0.33} k_{gsc}^{0.67}}{\mu_{gsc}^{0.32}} \right) \left(\frac{\dot{m}_v}{Co_v} \right)^{0.8}}{(d_i/1000)^{1.8}} (0.85986) \quad (3.75)$$

Donde:

h_i : Coeficiente de transferencia de calor interior [$\text{kcal/m}^2\text{-h-}^\circ\text{C}$]

Paso 7

El coeficiente de calor no luminoso esta dado por :

$$L_{beam} = \left(\frac{d_e}{1000} + \frac{2h}{1000} \right) * \left[\frac{1000(S_T + S_L)}{(d_e + 2h)^2} - 0.85 \right] \quad (3.76)$$

$$K = \frac{(0.8 + 1.6P_w) (1 - 0.00038(T_{pgsc} + 273.2)) (P_w + P_c)}{[(P_w + P_c)L_{beam}]^{0.5}} \quad (3.77)$$

$$e_g = 0.9(1 - e^{-K.L_{beam}}) \quad (3.78)$$

$$h_n = \frac{\sigma e_g [(T_{pgsc} + 273.2)^4 - (T_{asc} + 273.2)^4]}{(T_{pgsc} + 273.2) - (T_{asc} + 273.2)} \quad (3.79)$$

Donde:

L_{beam} : Longitud del haz [m]

K: Factor de atenuación [-]

P_w : Presión parcial del agua [-]

P_c : Presión parcial del carbono [-]

e_g : Emisividad de los gases [-]

h_n : Coeficiente de transferencia de calor no luminoso [$\text{kcal/m}^2\text{-h-}^\circ\text{C}$]

σ : Constante de Stefan-Boltzmann (5.67×10^{-8})

Paso 8

El coeficiente de calor exterior está dado por:

$$h_o = h_n + h_c \quad (3.80)$$

Paso 9

En este paso previo a calcular la efectividad de las superficies extendidas se debe primero evaluar las funciones Bessel modificadas de primer y segundo orden.

Para el cálculo es necesario conocer las funciones de Bessel (Abramowitz & Irene, 1970). Las cuales tienen la siguiente fórmula:

$$I_v(z) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\left(\frac{z}{2}\right)^{2k+v}}{k! \Gamma(v+k+1)} \quad (3.81)$$

$$K_v(z) = \frac{\pi}{2} \left(\frac{I_{-v}(z) - I_v(z)}{\sin(\pi v)} \right) \quad (3.82)$$

Se realizaron códigos de Matlab para graficar las funciones Bessel que se pueden encontrar en los apéndices permitiéndonos calcular las eficiencias de las superficies extendidas.

Paso 10

En el presente paso se calcula la eficiencia de las superficies extendidas, así como sus ecuaciones previas:

$$r_e = \frac{d+2h}{2000} \quad (3.83)$$

$$r_o = \frac{d}{2000} \quad (3.84)$$

Para superficies extendidas sólidas

$$m = \sqrt{\frac{2000h_o}{K_m b}} \quad (3.85)$$

$$E = \left[\frac{2r_o}{m(r_e^2 - r_o^2)} \right] \left[\frac{I_1(mr_e)K_1(mr_o) - K_1(mr_e)I_1(mr_o)}{I_o(mr_o)K_1(mr_e) + I_1(mr_e)K_o(mr_o)} \right] \quad (3.86)$$

Para superficies extendidas dentadas:

$$m = \sqrt{\frac{2000h_o(b + W_s)}{(K_m + W_s) \cdot b}} \quad (3.87)$$

$$E = \frac{\tanh(mh)}{mh} \quad (3.88)$$

Donde:

m: Coeficiente para el cálculo de la eficiencia de las superficies extendidas [1/m]

r_e : Radio exterior [m]

r_o : Radio interior [m]

E: Eficiencia de las superficies extendidas [-]

Paso 11

Cálculo de efectividad de las superficies extendidas

$$\eta = 1 - \left[\frac{(1-E)A_f}{A_t} \right] \quad (3.89)$$

Donde:

η : Efectividad de las superficies extendidas [-]

Paso 12

Cálculo del coeficiente de transferencia global

$$U_o = \left\{ \frac{1}{\eta h_o} + ff_o + \frac{d}{2000K_m} \ln \left[\frac{d_e}{d_i} \left(\frac{A_t \cdot 1000}{d_i \cdot \pi} \right) \right] + ff_i \frac{A_t \cdot 1000}{d_i \cdot \pi} + \frac{A_t \cdot 1000}{d_i \cdot \pi \cdot h_i} \right\}^{-1} \quad (3.90)$$

Donde:

U_o : Coeficiente global de transferencia de calor [$\text{kcal/m}^2\text{-h-}^\circ\text{C}$]

Paso 13

Cálculo de flujo de calor

$$q_o = U_o (T_{gsc1} - T_{vsc2}) \quad (3.91)$$

Donde:

q_o : Flujo de Calor [$\text{kcal/m}^2\text{-h}$]

Paso 14

En este paso se calcula la temperatura en la base y punta de las superficies extendidas, así como sus ecuaciones previas.

$$R_3 = \frac{A_t \cdot 1000}{d_i \cdot \pi \cdot h_i} \quad (3.92)$$

$$R_4 = f f_i \frac{A_t \cdot d_i}{1000 \pi} \quad (3.93)$$

$$R_5 = \frac{d}{2000 \cdot K_m} \ln \left[\frac{d_e}{d_i} \left(\frac{A_t \cdot d_i}{1000 \pi} \right) \right] \quad (3.94)$$

$$T_b = T_{vsc2} + q_o (R_3 + R_4 + R_5) \quad (3.95)$$

Para superficies extendidas sólidas:

$$T_f = T_{gsc1} - \left[\frac{K_1 (mr_e) I_o (mr_e) + I_1 (mr_e) K_o (mr_e)}{K_1 (mr_e) I_o (mr_o) + K_o (mr_o) I_1 (mr_e)} \right] (T_{gsc1} - T_b) \quad (3.96)$$

Para superficies extendidas dentadas

$$T_f = T_{gsc1} - \frac{1}{\cosh(mb)} (T_{gsc1} - T_b) \quad (3.97)$$

Donde:

R_3 : Resistencia térmica por el coeficiente de transferencia interior

R_4 : Resistencia térmica por el factor de ensuciamiento interior

R_5 : Resistencia térmica por el transferencial del metal

Paso 15

Cálculo del área requerida:

$$A_{sc} = \frac{\dot{Q}_{sc}}{LMTD_{sc} U_o} \quad (3.98)$$

Paso 16

Para determinar el valor de “ ΔP_g ”:

$$\rho_{gsc} = \frac{12.17 \sum_{i=1}^i PM_i x_i}{(T_{pgsc} + 273.2)} \quad (3.99)$$

$$B = \left[\frac{(S_T - A_o) S_T}{10^6} \right]^2 \quad (3.100)$$

$$a = \frac{\left(\frac{1+B^2}{4N_d} \right) (T_{g2sc} - T_{g1sc})}{(273.2 + T_{gpse})} \quad (3.101)$$

$$\Delta P_g = \frac{0.205(f+a)G^2 N_d}{\rho_{gsc}} \quad (3.102)$$

Para una disposición escalonada:

$$f = C_2 C_4 C_6 \left[\frac{d_e(d_e + 2h)}{10^6} \right]^{0.5} \left(\frac{T_{pgsc}}{T_f} \right)^{-0.25} \quad (3.103)$$

Para una disposición en línea

$$f = C_2 C_4 C_6 \left(\frac{T_{pgsc}}{T_f} \right)^{0.25} \left[\frac{d_e(d_e + 2h)}{10^6} \right] \quad (3.104)$$

Donde:

B: Relación entre el área libre de gas y total [-]

a: Factor de la aceleración de “ ΔP_g ” de los gases de escape [-]

f: Factor de fricción de las superficies extendidas [-]

PM_i : Peso molecular [g/mol]

x_i : Porcentaje volumétrico [-]

ρ_g : Densidad del gas [kg/m^3]

ΔP_g : Caída de presión del gas [$\text{mm H}_2\text{O}$]

Paso 17

Primero se calcula la longitud efectiva y el factor de fricción previo al cálculo de " ΔP_g ". Para obtener el valor de la longitud equivalente se utilizará el Anexo 3.

$$L_{eq} = \frac{LN_d N_w}{Co_v} + \frac{L_{eac} d_i}{1000} \cdot \frac{N_w}{Co_v} \quad (3.105)$$

El factor de fricción de la tubería para régimen turbulento se puede realizar mediante la ecuación de Colebrook (White, 2006).

$$\frac{1}{\sqrt{f_f}} = -2 \log \left(\frac{k_s \cdot d_i}{3700} + \frac{2.51}{\sqrt{f_f} Re} \right) \quad (3.106)$$

$$\Delta P_{lsc} = \frac{0.06375(10)^{-12} f_f \cdot v_{gpsc} \left(\frac{m_v}{Co_v} \right)^2}{(d_i/1000)^5} \quad (3.107)$$

A continuación, se debe calcular las velocidades de ingreso y salida para determinar el respectivo valor de " ΔP_g " en cada una.

$$V_{isc} = \frac{3.46(10)^{-4} \left(\frac{m_v}{Co_v} \right) v_{gisc}}{(d_i/1000)^2} \quad (3.108)$$

$$V_{ssc} = \frac{3.46(10)^{-4} \left(\frac{m_v}{Co_v} \right) v_{gssc}}{(d_i/1000)^2} \quad (3.109)$$

$$\Delta P_{lent} = \frac{V_{isc}^2}{2g(v_{gisc})10^4} (0.5) \quad (3.110)$$

$$\Delta P_{l_{sal}} = \frac{V_{s_{sc}}^2}{2g(v_{gs_{sc}})10^4} \quad (3.111)$$

$$\Delta P_{l_{sct}} = \Delta P_{vent} + \Delta P_{v_{sc}} + \Delta P_{v_{sal}} \quad (3.112)$$

$v_{gp_{sc}}$: Volumen específico del vapor promedio [kg/m³]

$v_{gi_{sc}}$: Volumen específico del vapor inicial [kg/m³]

$v_{gs_{sc}}$: Volumen específico del vapor salida [kg/m³]

L_{eac} : Longitud efectiva [-]

ff : Factor de fricción [-]

$\Delta P_{l_{sc}}$: Pérdida de presión en la tubería de vapor del sobrecalentador [kg/cm²]

k_s : Rugosidad de la pared del tubo [m]

$V_{i_{sc}}$: Velocidad del vapor al ingreso [m/s]

$V_{s_{sc}}$: Velocidad del vapor a la salida [m/s]

$\Delta P_{l_{ent}}$: Pérdida de presión en la entrada [kg/cm²]

$\Delta P_{l_{sal}}$: Pérdida de presión a la salida [kg/cm²]

$\Delta P_{l_{sct}}$: Pérdida de presión total [kg/cm²]

Para el caso del sobrecalentador y el economizador el proceso indicado anteriormente es válido, sin embargo, para el caso de un evaporador el cálculo para el coeficiente interior y la pérdida de presión es para un flujo en dos estados. De esta manera, el cálculo del coeficiente convectivo se aplicará la correlación elaborada por Gorenflo (Collier & Thome, 1994). Esto se expresa en la siguiente fórmula:

$$h_{pb} = h_o F_{pf} \left(\frac{\phi}{\phi_0} \right)^{nf} \left(\frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{0.133} \quad (3.113)$$

La correlación toma como referencia " ϕ_o " con un valor de $20,000 \text{ W/m}^2$ a " R_{p0} " con $0.4 \mu\text{m}$ y a " h_0 " con $5,600 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ (Collier & Thome, 1994). Para estimar el valor de R_p consideramos material a utilizar un acero comercial el cual tiene un valor de $46 \mu\text{m}$ (Farshad & Rieke, 2006).

Adicionalmente para conocer el valor el valor de " ϕ " se utilizará la correlación de Cheng (Collier & Thome, 1994).

El valor de F_{pf} lo podemos estimar con:

$$F_{pf} = 1.73 \text{Pr}^{0.27} + \left(6.1 + \frac{0.68}{1 - \text{Pr}} \right) \text{Pr}^2 \quad (3.114)$$

El valor de nf lo podemos estimar mediante:

$$nf = 0.9 - 0.3 \text{Pr}^{0.15} \quad (3.115)$$

Finalmente, para poder determinar el coeficiente de transferencia para dos fases se aplica:

$$h_i = \sqrt[3]{h_{pb}^3 + h_{il}^3} \quad (3.116)$$

Donde

h_{pb} : Coeficiente de transferencia de calor para evaporación [$\text{W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$]

nf : Factor de corrección del flujo de calor [-]

F_{pf} : Factor de corrección [-]

ϕ : Flujo de calor del agua [W/m^2]

R_p : Rugosidad de la superficie [μm]

El valor de h_{il} es el coeficiente de calor del agua cuando se encuentra como líquido saturado el procedimiento para calcular este valor se explicó anteriormente en la ecuación (3.75).

Por otro lado, se debe calcular la pérdida de presión para un flujo en dos estados.

Grądział & Majewski (2018), realizó los cálculos para la pérdida de presión en un evaporador para distintas correlaciones. Signal et al., (2015), estableció recomendaciones para el uso de diferentes correlaciones. De esta manera siguiendo las recomendaciones anteriores se decidió utilizar el método de Friedel. (Shah & Sekuli, 2007).

En el método mencionado anteriormente se tiene el siguiente procedimiento que calcula la pérdida de presión:

$$\Delta P_{lev} = \Delta P_l \cdot \phi_{fo}^2 \quad (3.117)$$

Para hallar el factor multiplicador " ϕ_{fo}^2 " se tiene:

$$\phi_{fo}^2 = A_1 + \frac{3.24 A_2 A_3}{Fr^{0.045} \cdot We^{0.035}} \quad (3.118)$$

$$A_1 = (1 - x^2) + x^2 \left(\frac{\rho_l \cdot f_{g0}}{\rho_g \cdot f_{l0}} \right) \quad (3.119)$$

$$A_2 = x^{0.78} (1 - x)^{0.224} \quad (3.120)$$

$$A_3 = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \cdot \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \quad (3.121)$$

$$Fr = \frac{G^2}{g \cdot d_i \bar{\rho}^2} \quad (3.122)$$

$$We = \frac{G^2 d_i}{\bar{\rho} \sigma} \quad (3.123)$$

$$\bar{\rho} = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (3.124)$$

Donde:

ΔP_{lev} : Caída de presión [kg/cm²]

ΔP_l : Caída de presión como líquido saturado [kg/cm^2]

ϕ_{fo}^2 : Factor multiplicador para la corrección de la pérdida de presión en análisis bifásicos [-]

A_1 : Factor número uno [-]

A_2 : Factor número dos [-]

A_3 : Factor número tres [-]

Fr : Factor para el cálculo []

We : Número de Weber em estado de líquido saturado [-]

$\bar{\rho}$: Densidad homogénea [kg/m^3]

x : Calidad del vapor de agua [-]

f_{g0} : Factor de fricción como vapor saturado [-]

f_{l0} : Factor de fricción como líquido saturado [-]

σ : Tensión superficial [N/m]

3.8.2 Comportamiento en condiciones fuera de diseño

El procedimiento para evaluar las condiciones fuera de diseño es similar al desarrollado en el inciso 3.8.1. Solo que para su evaluación se deberán considerar los valores del inciso 3.5.3, que representan las propiedades termodinámicas, flujos y temperaturas del HRSG a condiciones fuera de diseño.

3.7. Función de Optimización

Para establecer la función de optimización primero se debe definir los costos por el material de fabricación cuyo procedimiento se presenta a continuación:

Para superficies extendidas sólidas:

$$w_{fin}=2.4687.10^{-5}(b)(n)(d+h)(h+0.762) \quad (3.125)$$

Para superficies extendidas dentadas:

$$w_{fin}=2.4687.10^{-5}(b)(n)(d)(h+3.048) \quad (3.126)$$

Para el tubo:

$$w_{\text{tubo}} = 6.1654 \cdot 10^{-3} (d_o^2 - d_i^2) \quad (3.127)$$

Luego para obtener el costo de fabricación se debe multiplicar el costo del peso por un factor de recuperación de capital "CRF" y "α" que representa un factor que considera los costos de procura, control, instrumentación, instalación, tableros eléctricos, cableado, equipos de proceso, tuberías, aislamiento, seguros, impuestos, ingeniería, supervisión y transporte para obtener el costo total del HRSG (Naemi et al., 2013).

El valor "α" utilizado estará en base al artículo considera un valor de 5.2.

$$\text{CRF} = \frac{i \cdot (1+i)^{VU}}{(1+i)^{VU} - 1}$$

$$f_1 = [(w_{\text{fin}} + w_{\text{tubo}}) \cdot L \cdot n_d \cdot n_w \cdot C_{\text{ac}}] \cdot \alpha \cdot \text{CRF} \quad (3.128)$$

Donde:

CRF: Factor de recuperación [-]

i: Tasa de interés [-]

VU: Vida útil [años]

α: Factor para el cálculo del costo de las calderas

C_{ac}: Costo del material [USD/kg]

w_{fin}: Peso de las superficies extendidas [kg]

w_{tubo}: Peso del tubo [kg]

Por otro lado, se debe establecer una función termodinámica. En el presente trabajo se calculará el costo asociado por las pérdidas por exergía e irreversibilidades (Naemi et al., 2013; Sarkar & Bhattacharyya, 2008). De tal manera se tiene que:

La entropía generada por el HRSG es como sigue:

$$\begin{aligned}\dot{S}_{gen} = & \dot{m}_g c_{p_{sc}} \ln \left(\frac{T_{g2}}{T_{g1}} \right) + \dot{m}_g c_{p_{ev}} \ln \left(\frac{T_{g3}}{T_{g2}} \right) + \dot{m}_g c_{p_{ec}} \ln \left(\frac{T_{g4}}{T_{g3}} \right) \\ & + \dot{m}_g (R_g) \ln \left(1 + \frac{\Delta P_g}{P_0} \right) + \dot{m}_{vap} c_{p_{vsc}} \ln \left(\frac{T_{vsc2}}{T_{sat}} \right) \\ & + \dot{m}_{vap} c_{p_{vec}} \ln \left(\frac{T_{sat}}{T_{ec1}} \right) + \frac{\dot{m}_{vap} \cdot h_{fg}}{T_{sat}}\end{aligned}\quad (3.129)$$

Posteriormente se calcula la exergía destruida y la exergía pérdida

$$\dot{E}_{xperd} = \dot{m}_g \left[c_{p_{s-o}} (T_{g4} - T_0) - c_{p_{s-o}} T_0 \ln \left(\frac{T_{g4}}{T_0} \right) \right] \quad (3.130)$$

$$\dot{E}_{xdes} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (3.131)$$

$$\dot{E}_{xsum} = \dot{m}_g \left[c_{p_{i-s}} (T_{g1} - T_0) - T_0 c_{p_{i-s}} \ln \left(\frac{T_{g1}}{T_0} \right) - T_0 R_g \ln \left(1 + \frac{\Delta P_g}{P_0} \right) \right] \quad (3.132)$$

Por lo tanto, para obtener la eficiencia exergética:

$$\dot{E}_{xutil} = \dot{E}_{xsum} - (\dot{E}_{xperd} + \dot{E}_{xdes}) \quad (3.133)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{xutil}}{\dot{E}_{xsum}} \quad (3.134)$$

De esta manera se puede definir la función termodinámica como:

$$f_2 = (\dot{E}_{xperd} + \dot{E}_{xdes}) \cdot \eta_{ex} \cdot (C_v) \cdot T \quad (3.135)$$

Donde:

$\dot{S}_{gen}$: Entropía generada [kJ/s-K]

R_g : Constante de los gases de escape [kJ/kg-K]

$\dot{E}_{xsum}$: Exergía suministrada por los gases de escape [kW]

$\dot{E}_{xperd}$: Exergía pérdida [kW]

$\dot{E}_{xdes}$: Exergía destruida [kW]

$\dot{E}_{xutil}$: Exergía útil [kW]

η_{ex} : Eficiencia exergética [-]

T: Tiempo de utilización de la caldera anual [hr/año]

C_v : Costo por la producción de vapor [USD/kWh]

f_1 : Función económica [USD]

f_2 : Función térmica [USD]

Finalmente se establece la función objetivo:

$$f_{obj} = \frac{f_1 + f_2}{m_g \cdot T_0 \cdot T \cdot \eta_{ex} \cdot c_{p_{g0}} \cdot (C_v)} \quad (3.136)$$

Donde:

f_{obj} : Función objetivo de optimización [-]

CAPÍTULO IV

4. DESARROLLO DEL PROGRAMA Y RESULTADOS

4.1. Restricciones y Límites de la función optimización

En la resolución de los problemas de optimización es necesario establecer restricciones. Estas pueden ser debido a las propiedades de los materiales, espacio disponible, especificaciones de los equipos o especificaciones del proceso.

4.1.1. Contrapresión de los gases de escape

Es la limitación más importante en el diseño de un HRSG. Dado que la contrapresión afecta tanto al desempeño de la caldera, como al desempeño del motor reduciendo la vida útil de este. Una manera de reducir " ΔP_g " es realizando un diseño compacto del HRSG.

Franco & Giannini. (2006), consideran 60 mbar y en Durán et al., (2013) establecen una caída entre 5 y 15 mbar.

4.1.2. Caída de presión del lado del agua/vapor

Según recomendaciones la pérdida de presión para el vapor debe ser menor al diez por ciento de la presión en el calderín. Esta variable influye en la selección del diámetro de la tubería puesto que a menores diámetros las caídas de presión también son menores (Durán et al., 2013).

4.1.3. Approach point, pinch point y vaporización en el economizador

Como fue explicado en el inciso 3.4 el fijar el approach point y el pinch point a un punto máximo y a un punto mínimo es de suma importancia. Debido a que para valores muy bajos de pinch point el área incrementa. Consecuentemente esto conlleva al aumento de las dimensiones del HRSG y su costo. Por otro lado, un approach point de valor bajo puede provocar la evaporación del agua en el economizador. Para el presente trabajo se considerarán las restricciones de la Tabla 3.3.

4.1.4. Dimensiones globales del HRSG

Las dimensiones globales es una de las variables que tiene más efecto en la función de optimización. Dentro de las que se incluye la longitud de los tubos la cual es una de las variables consideradas dentro de la función de optimización. Del mismo modo, otra variable a considerar dentro de las dimensiones es la altura del HRSG de manera que permita la circulación del agua. Por lo que dentro de la optimización se considera un valor mínimo de altura y también un valor máximo aceptable de altura (Behbahani-Nia et al., 2010). Sin embargo para el presente estudio se considerará un ancho máximo de 4.5 m (Rezaie, 2017).

4.1.5. Geometría de las superficies extendidas.

Una de las variables a considerar dentro de la geometría es el diámetro de los tubos. Los diámetros están normalizados en un rango entre una y ocho pulgadas. Sin embargo, los máximos utilizados son de dos pulgadas y media por lo que será el máximo diámetro utilizado en la optimización (Rezaie, 2017).

Asimismo, existen otros parámetros que deben ser restringidos en la geometría como la altura de las superficies extendidas que se establecerá entre un rango de 5-20 mm.(Behbahani-Nia et al., 2010).

Durán et al., (2013), también establece valores de las densidades de las superficies extendidas en los tubos las cuales utilizaremos.

4.1.6. Temperaturas de las superficies extendidas y tubos

La temperatura debe ser limitada a valores máximos ya que el gas caliente afecta tanto la vida útil de las superficies extendidas. Un punto crítico de temperatura es la punta de las superficies extendidas siendo las temperaturas límites para acero al carbono de 550 °C y de aleación de acero de 570 °C (Pis'mennyi et al., 2016). Una opción para poder disminuir este efecto es la correcta selección del material visto que las temperaturas máximas permisibles de una aleación de acero son mayores que una de acero al carbono no obstante los primeros son más costosos.

4.1.7. Velocidades del vapor y del agua

Es necesario controlar las velocidades del vapor como del agua ya que su valor afecta a la transferencia de calor, por un lado. Además, se debe evitar altas velocidades ya que se puede producir erosión en las tuberías. Por otro lado, las bajas velocidades también deben ser restringidas para evitar la acumulación de sedimentos.

Staniar (2001), establece las máximas velocidades admisibles para el vapor entre 15-40 m/s. Franco & Giannini, (2006), establece también otros límites que serán utilizadas en este trabajo y se colocan en la Tabla 4.1.

Para las velocidades del agua en el economizador se recomienda una velocidad máxima de 3 m/s para diámetros mayores a 50 milímetros y una velocidad mínima 1.25 m/s (Staniar, 2001). La Tabla 4.1 presenta el resumen con las restricciones del algoritmo.

Tabla 4.1: Restricciones para la función objetivo. Elaboración. Fuente Propia

Restricción	Límite inferior	Límite superior	Unidades
Contrapresión de los gases de escape	0	30	[mbar]
Pérdida de presión vapor	0	$10\%P_{\text{sat}}$	[kPa]
Ancho del HRSG	0	4.0	[m]
Temperatura máxima de la punta de la superficie extendida acero al carbono	0	500	[°C]
Temperatura máxima de la punta de la superficie extendida acero aleado	0	800	[°C]
Velocidad del agua	0.35	2	[m/s]
Velocidad del vapor	8	40	[m/s]
Distancia Transversal	$1.5d_o$	$4.15d_o$	[mm]
Distancia Longitudinal	$1.5 d_o$	$4.15d_o$	[mm]

4.2. Variables de optimización

4.2.1. Approach Point

La selección apropiada del punto de aproximación nos permitirá minimizar el costo y prevenir la vaporización en el economizador.

4.2.2. Pinch point

La selección apropiada del pinch point nos permitirá minimizar el costo y aumentar la eficiencia del HRSG.

4.2.3. Diámetro de los tubos

Una correcta selección del diámetro de los tubos nos permitirá optimizar el coeficiente de calor interior, la pérdida de presión del lado del agua y vapor. Además del coeficiente convectivo.

4.2.4. Tipo de superficie extendida

Existen dos tipos de superficies extendidas uno son los dentados y otros los sólidos. Las superficies dentadas nos permiten optimizar el coeficiente de transferencia de calor, pero a costa de un incremento en la pérdida de presión para los gases.

4.2.5. Tipo de configuración

Existen dos tipos de configuración la lineal y la escalonada. Normalmente para el diseño de superficies extendidas se suele preferir la configuración escalonada ya que permite una mejor transferencia de calor a pesar de su mayor pérdida de presión del lado de gases.

4.2.6. Densidad de las superficies extendidas

Esta variable nos permite optimizar el valor de “ U_o ” del HRSG No obstante incrementar las densidades también significa un incremento en la pérdida de presión de los gases.

4.2.7. Altura y espesor de las superficies extendidas

Estas dos variables afectan la temperatura de las superficies extendidas, el valor de “ U_o ” y “ ΔP_g ”. Vulcan Finned Tubes es un proveedor de tubos con superficies extendidas, el cual cuenta con alturas en el rango de 0.21-1.5 pulgadas y espesores entre 0.035 y 0.050 pulgadas (Vulcan Finned Tubes, 2020).

4.2.8. Número de tubos por fila

Una correcta selección de esta variable optimizará el coeficiente convectivo y disminuirá la pérdida de presión de los gases.

4.2.9. Longitud de los tubos

Variará desde un metro hasta quince metros (Tube Fins, 2003). Estas variables afectan las dimensiones globales del equipo.

La Tabla 4.2 establece los valores superiores, inferiores y generales de las variables a optimizar:

Tabla 4.2: Variables a optimizar generales. Elaboración: Fuente Propia

Variables	Límite inferior	Límite superior	Unidades
Approach point	5	20	[°C]
Pinch point	5	20	[°C]
Diámetro de tubería	19.6	66.7	[mm]
Longitud de los tubos	1	3.5	[m]
Ancho de la serración	1	6	[mm]
Disposición	Lineal=1	Escalonado=2	[-]
Tipo de tubo	Tubos lisos=1	Tubo dentado=2	[-]
Elevación Temperatura	Desactivado =0	Activado=1	[-]
Número de tubos por fila	10	100	[-]

La Tabla 4.3 define las variables a optimizar del economizador:

Tabla 4.3: Variables a optimizar del economizador. Elaboración: Fuente propia

Variable	Límite inferior	Límite superior	Unidades
Densidad superficie extendida	50	230	[fin/m]
Altura superficie extendida	5	20	[mm]
Espesor superficie extendida	0.9	3	[mm]

La Tabla 4.4 define las variables a optimizar del evaporador:

Tabla 4.4: Variables a optimizar del evaporador. Elaboración: Fuente propia

Variable	Límite inferior	Límite superior	Unidades
Densidad superficie extendida	50	190	[fin/m]
Altura superficie extendida	5	20	[mm]
Espesor superficie extendida	0.9	3	[mm]

En la Tabla 4.5 se define las variables a optimizar del sobrecalentador:

Tabla 4.5: Variables a optimizar del sobrecalentador . Elaboración: Fuente propia

Variable	Límite inferior	Límite superior	Unidades
Densidad superficie extendida	10	100	[fin/m]
Altura superficie extendida	5	20	[mm]
Espesor superficie extendida	0.9	3	[mm]

4.3. Desarrollo de programa para la optimización: Algoritmo Genético

4.3.1. Módulos

En el programa se desarrollarán cuatro módulos para el cálculo de optimización del HRSG. Se hará uso de Matlab 2017 en el cual se escribirá el código en base al modelo matemático explicado anteriormente. En paralelo se integrará Matlab con una librería llamada Coolprop, la cual nos permitirá obtener las propiedades del agua y de los gases en diferentes condiciones facilitando la implementación del código.

Los módulos son los siguientes:

- Sobrecalentador

La primera sección a simular es el sobrecalentador, en este módulo ingresan los gases de escape a alta temperatura. Por otro lado, en este módulo existe un gran efecto de transferencia de calor por radiación y convección siendo este significativo.

- Evaporador

La segunda sección a simular es donde el coeficiente de calor es significativo. Así como también el pinch point es una restricción importante.

- Economizador

El economizador se caracteriza por que el approach point sea un parámetro importante que influye en el costo y en la posible evaporación del agua que debe ser evitada.

- Propiedades de los Gases de Escape

Mediante el procedimiento elaborado en el inciso 3.3 se elaborará un código que permita el cálculo del calor específico, conductividad térmica y viscosidad.

4.3.2. Datos de ingreso

La Tabla 4.6 presenta los datos de ingreso necesarios de los gases de escape para la ejecución del programa.

Tabla 4.6: Parámetros de entrada de los gases de escape.

Descripción	Variable	Valor	Unidades
Temperatura de los gases de escape a la salida del motor	T_{g1}	400	[°C]
Flujo másico de los gases	$\dot{m}_g$	13.75	[kg/s]
Composición de los gases de escape	N ₂ , CO ₂ , H ₂ O, O ₂	Tabla 3.2	[–]
Presión de los gases de escape	P_g	101.325	[kPa]
Pérdidas de calor	q_{perd}	1	[%]
Factor de ensuciamiento exterior	ff_o	0.0002	[m ² /K-W]

La Tabla 4.7 presenta los parámetros de entrada del agua los cuales deben ser definidos en base a los parámetros de operación de la planta y/o suposiciones realizadas en cuanto al ensuciamiento de tuberías.

Tabla 4.7: Parámetros de entrada del agua y vapor.

Descripción	Variable	Valor	Unidades
Presión en el calderín	P_{sat}	1,200	[kPa]
Temperatura del vapor sobrecalentado	T_{vsc2}	300	[°C]
Temperatura del agua de alimentación	T_{wec1}	90	[°C]
Factor de ensuciamiento interior	ff_i	0.0002	[m ² /K-W]
Purgas	bd	2	[%]

Para el cálculo en el modo “fired” se definió en la Tabla 4.8 los valores a aplicar:

Tabla 4.8: Parámetros de entrada para la utilización de un quemador suplementario

Descripción	Variable	Valor	Unidades
Temperatura de los gases a la entrada	T_{g1}	600	[°C]
Poder Calorífico Inferior	LHV	48.36	[kJ/kg]

La Tabla 4.9 presenta los valores de la función objetivo:

Tabla 4.9: Parámetros de entrada función objetivo

Descripción	Variable	Valor	Unidades
Horas de funcionamiento	T	5000	[h]
Costo del Vapor Industrial	C_v	26.54	[USD/MWh]
Costo del acero aleado	C_{ac}	13	[USD/kg]
Costo del acero al carbono	C_{ac}	10	[USD/kg]

Cabe resaltar que el costo del vapor industrial es determinado en base al tarifario de Cálidda para un cliente industrial de categoría “C” (Cálidda, 2020).

Asimismo, los valores de las propiedades del acero a utilizar, así como el esfuerzo máximo admisible (σ_{adm}), módulo de elasticidad (E), y la conductividad térmica del material (K_m) (ASME, 2010). Por otra lado, la rugosidad de la tubería se definirá con un valor de $46 \mu m$ (Farshad & Rieke, 2006).

4.3.3. Resultados

La Tabla 4.10 presenta los parámetros de salida de cada módulo.

Tabla 4.10: Parámetros de salida.

Descripción	Variable	Unidades
Efectividad de las superficies extendidas	η	[-]
Temperatura media logarítmica	LMTD	[°C]
Coeficiente de transferencia global	U_o	[kcal/m ² -h-°C]
Flujo de calor	q_o	[kcal/m ² -h]
Potencia térmica	$\dot{Q}$	[MMkcal/h]
Área	A	[m ²]
Número de tubos a la profundo	N_d	[-]
Temperatura de las superficies extendidas	T_b	[°C]
Temperatura en las puntas de las superficies extendidas	T_f	[°C]
Ancho del paso de gas	A_{pg}	[mm]
Pérdida de presión del gas	ΔP_g	[mm H ₂ O]
Velocidad del agua al ingreso	V_i	[m/s]
Velocidad del agua a la salida	V_t	[m/s]
Pérdida de presión del agua	ΔP_t	[mm H ₂ O]

4.3.4. Principio de Funcionamiento

La Figura 4.1 muestra el funcionamiento general para un algoritmo genético.

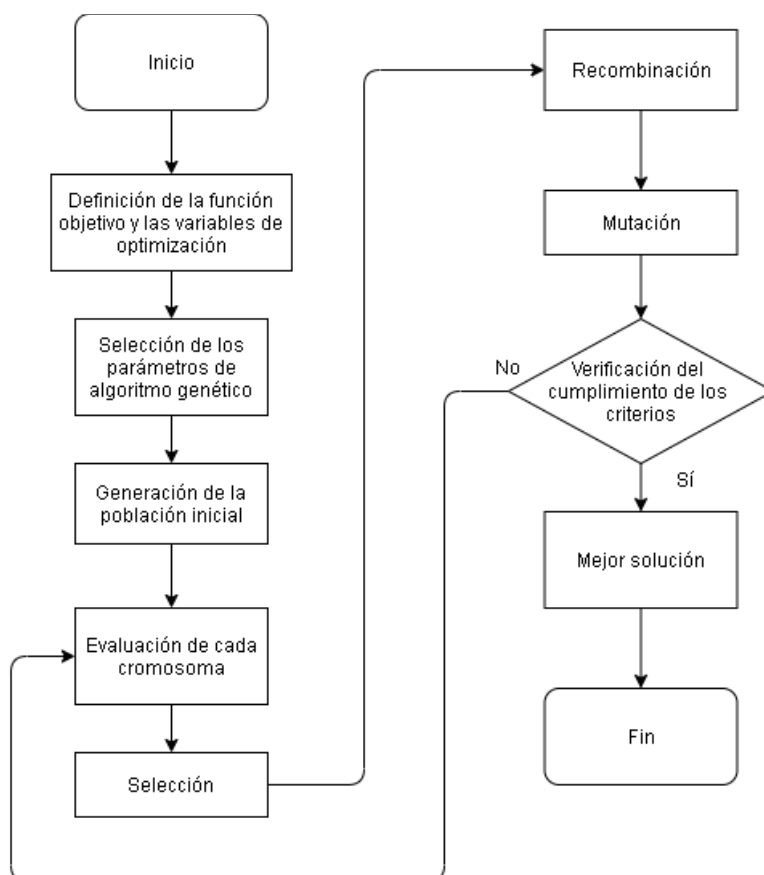


Figura 4.1: Diagrama de Flujo: Algoritmo Genético. Fuente:(Haupt & Haupt, 2004).

4.4. Simulación del Programa

En la Figura 4.2. se muestra una imagen del GUI (Interfaz gráfica de usuario) desarrollado a manera de estimar de forma rápida el diseño térmico de un HRSG de un solo nivel de presión.

GUI_programa

Datos de Entrada

mg kg/s AP °C

tg1 °C PP °C

Purga % Pcald kPa

Talim °C Tvsc °C

Composición Gases

Número de Gases

Gas 1 %

Gas 2 %

Gas 3 %

Gas 4 %

Gas 5 %

Gas 6 %

Gas 7 %

Resultados

	Economiz	Evaporad	Sobrecale		
LMTD (°C)	41.28	61.06	139.94	mvap (kg/s)	1.32
U _o (kcal/m ² -h-°C)	56.09	61.45	39.53	Area total m ²	850.51
Q (kW)	495.06	2671.25	347.38	Peso (kg)	6391.86
Area (m ²)	183.96	612.52	54.03	pv _{total} kg/cm ²	0.06
Tf (°C)	181.53	214.41	348.95	pg _{total} mbar	6.46
vel _{ing} (m/s)	0.27	0.13	10.70	Volumen total m ³	9.88
vel _{sal} (m/s)	0.29	18.72	14.02		
ancho (m)	1.39	1.39	1.31		
largo (m)	0.59	1.58	0.22		

Panel

L m nwl

tipo config

di mm ws mm

Módulo 1

Sobrecalentador

h mm b mm

n fin/m

Tg1 (°C) Tg2 (°C) pg (mbar)

tsc₂ (°C) tsc₁ (°C) pv_{sc} (kg/cm²)

Módulo 2

Evaporador

h mm b mm

n fin/m

Tg2 (°C) Tg3 (°C) pg (mbar)

tev₂ (°C) tev₁ (°C) pv_{ev} (kg/cm²)

Módulo 3

Economizador

h mm b mm

n fin/m

Tg3 (°C) Tg4 (°C) pg (mbar)

tec₂ (°C) tec₁ (°C) pv_{ec} (kg/cm²)

Figura 4.2: GUI para un HRSG de un solo nivel de presión en Matlab.

4.4.1. Análisis variables de optimización

4.4.1.1. Pinch Point y Temperatura de ingreso

Se observa en la Figura 4.3 que conforme disminuye el pinch point se reduce el área sobre todo para el economizador y el evaporador.

En la Figura 4.4. se observa la curva del pinch point contra el área. Yilmazo et al., (2011), realizó un trabajo en el que se observa un comportamiento similar. De la misma forma que en esta figura se determina el valor del approach point afecta mayormente al área del economizador y no al sobrecalentador ni el evaporador.

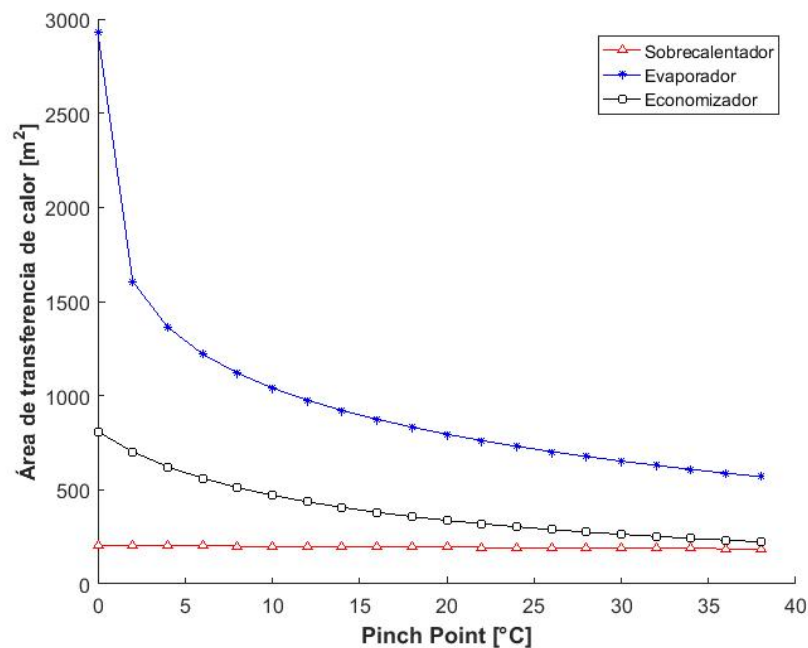


Figura 4.3: Pinch Point vs área de transferencia de calor.

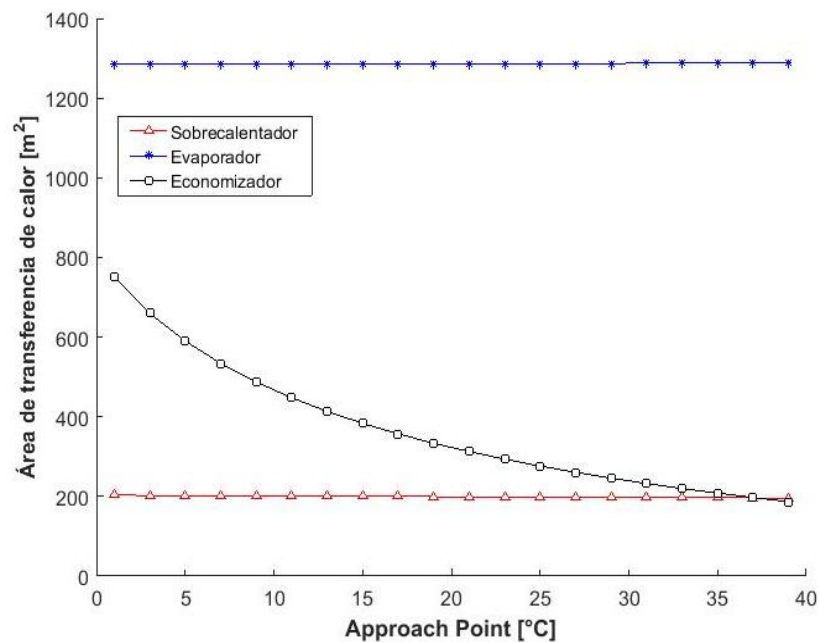


Figura 4.4: Approach Point vs área de transferencia de calor

Yilmazo et al., (2011), también analizó el efecto del aumento del pinch point en el flujo másico de vapor. En la Figura 4.5 que la tendencia es lineal a un mayor pinch point se obtiene un menor flujo másico.

Por otro lado, otro parámetro importante analizar es el efecto del pinch point en la temperatura de salida del gas. En la Figura 4.6 al aumentar el valor de pinch point incrementa la temperatura de los gases. Indicando que a manera que aumenta el pinch point se reduce el calor aprovechado proveniente de los gases de escape.

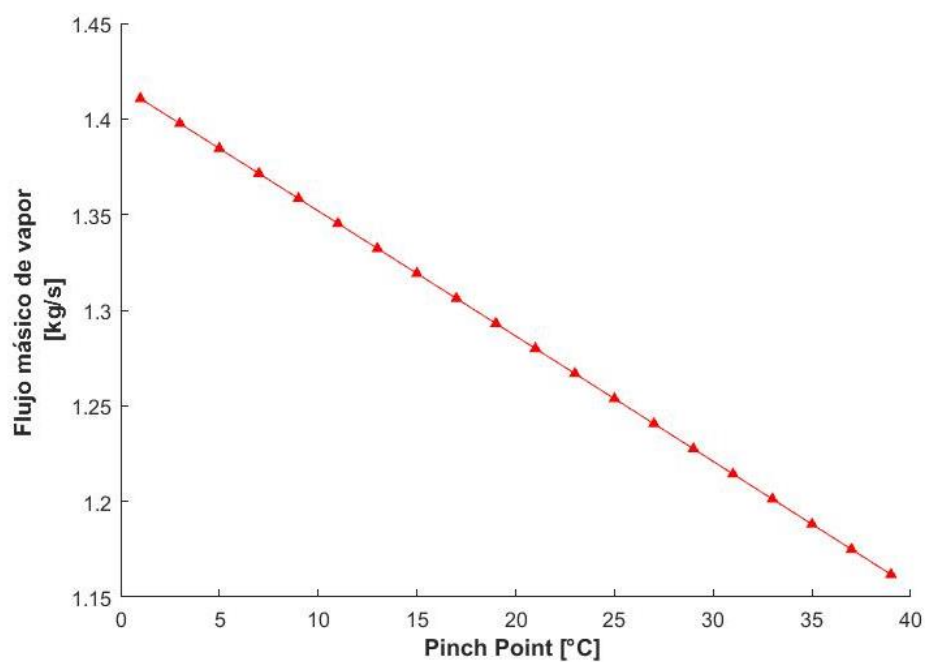


Figura 4.5: Pinch Point vs flujo másico de vapor.

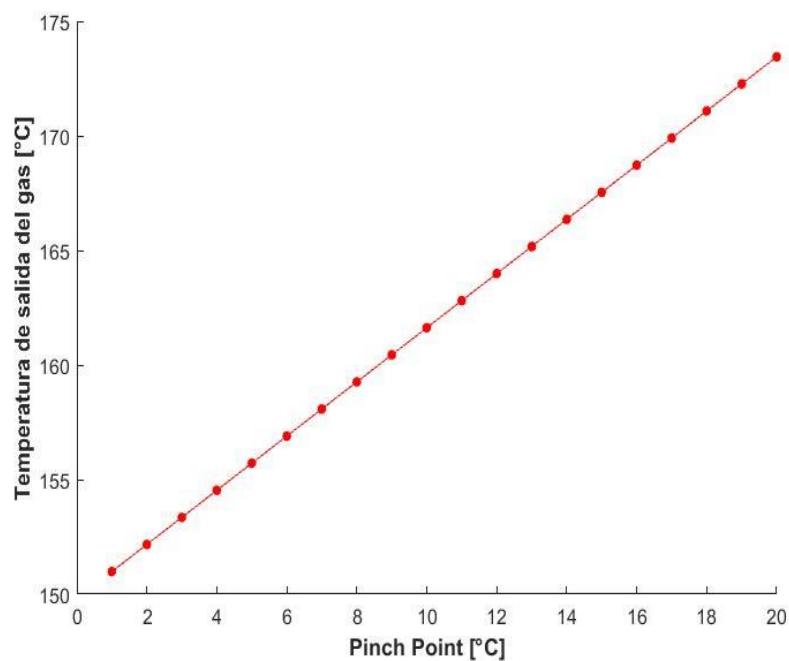


Figura 4.6: Pinch Point vs temperatura de salida del gas.

Las restricciones planteadas para el algoritmo de optimización es el valor de " ΔP_g " por lo que resulta importante analizar su efecto con respecto a la variación del pinch point, como se ha podido observar anteriormente a un menor pinch point podemos aprovechar más el calor de los gases pero esto también significa mayores caídas de presión como en la Figura 4.7.

Behbahani-nia et al., (2007), realizó una investigación en la que obtiene una tendencia de gráfica similar a la presentada. De tal manera, a valores cercanos al cero de pinch point " ΔP_g " es alto sin embargo a valores mayores de pinch point su valor se reduce.

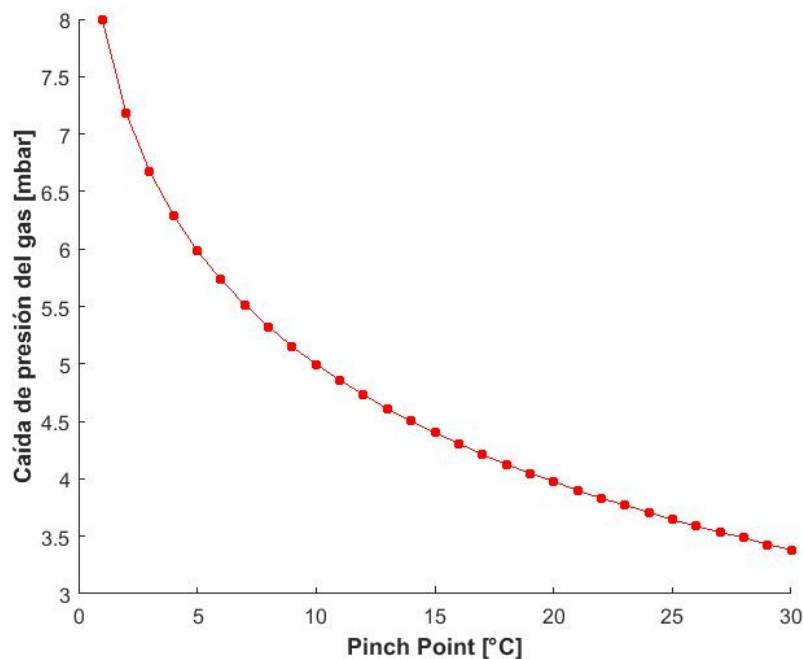


Figura 4.7: Pinch Point vs caída de presión del gas.

En la Figura 4.8 se ve que a una mayor presión en el diseño la temperatura de salida de gas se incrementa.

Ahmed et al., (2018), desarrollo una curva que tiene un comportamiento similar al desarrollado en el trabajo.

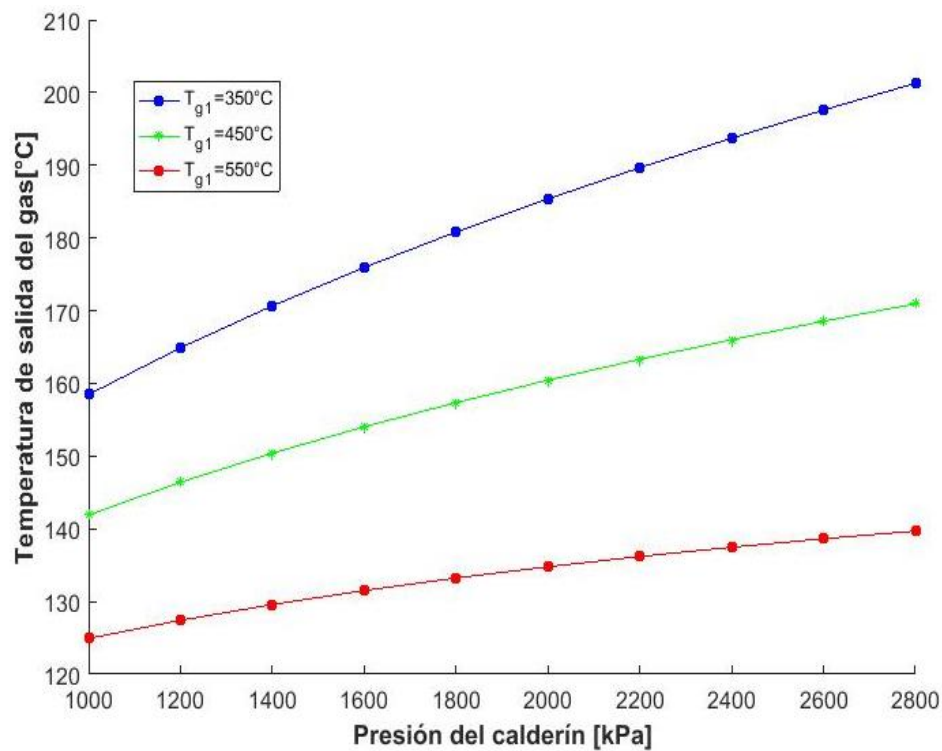


Figura 4.8: Presión del calderín vs temperatura de salida del gas.

4.4.1.2. Geometría de los tubos

Por otro lado, es necesario analizar el efecto de la geometría de los tubos. En la Figura 4.9 a una mayor densidad se reduce el valor “ U_o ” e incrementa el valor del área. Por lo que incrementar el valor de la densidad de las superficies extendidas sirve para incrementar la eficiencia.

Sharma, (2012), también analizó la influencia de la densidad de las superficies extendidas y al igual que en el presente trabajo se puede observar que a una mayor cantidad de superficies extendidas el valor de “ U_o ” se reduce en el sobrecalentador. No obstante, analizando el evaporador en la Figura 4.10 en donde se analiza el evaporador se puede observar que también existe el mismo comportamiento de la densidad de las superficies extendidas con respecto a “ U_o ”. De esta manera, es importante resaltar que la selección de la densidad de las superficies

extendidas debe ser cuidadosa en el sobrecalentador porque la temperatura en los tubos se puede incrementar a valores que exceden los valores permisibles del material utilizado.

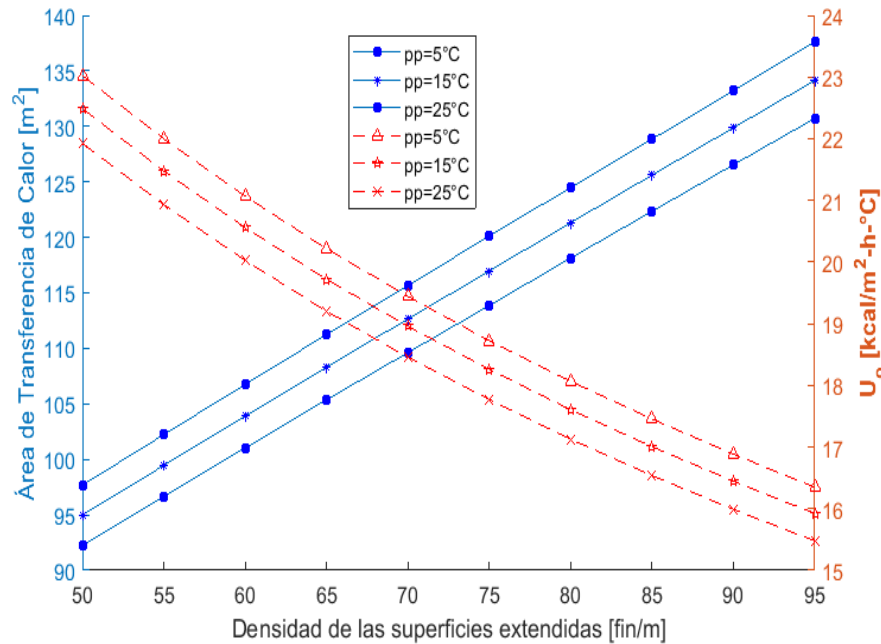


Figura 4.9 Densidad de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia en el sobrecalentador.

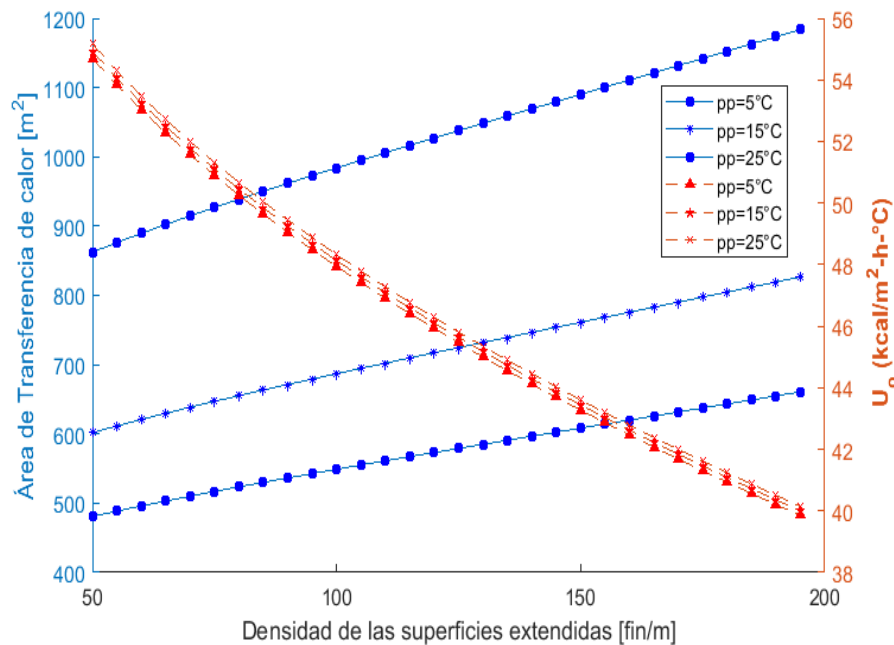


Figura 4.10: Densidad de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador.

Analizando la altura de las superficies extendidas en el sobrecalentador en la Figura 4.11 vemos que la variación de la altura de las superficies extendidas tiene poca influencia en el área comparado con el evaporador de la Figura 4.12.

Sharma (2012), también obtuvo una tendencia similar de la gráfica de su trabajo comparado con la gráfica analizada en este trabajo.

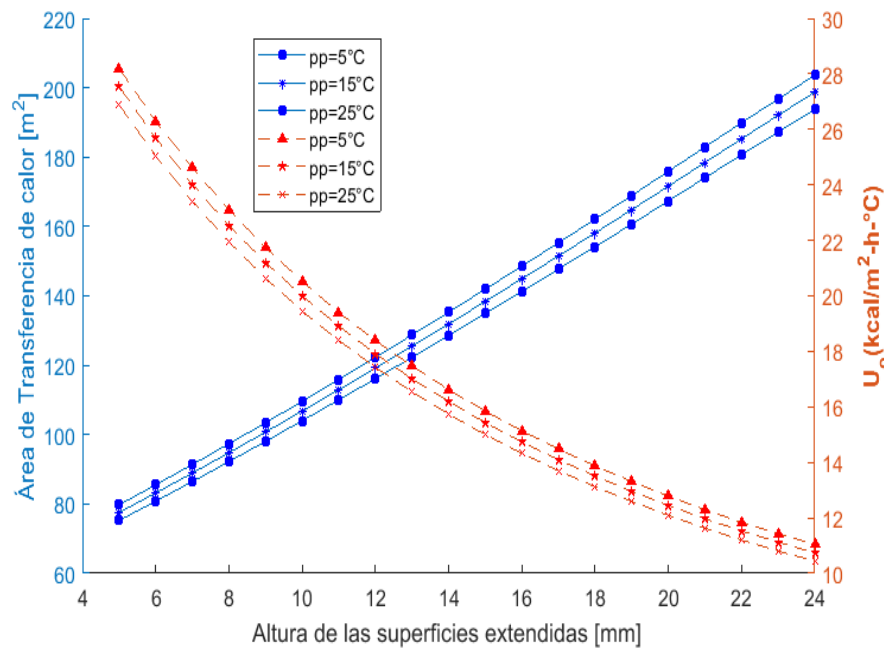


Figura 4.11: Altura de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el sobrecalentador.

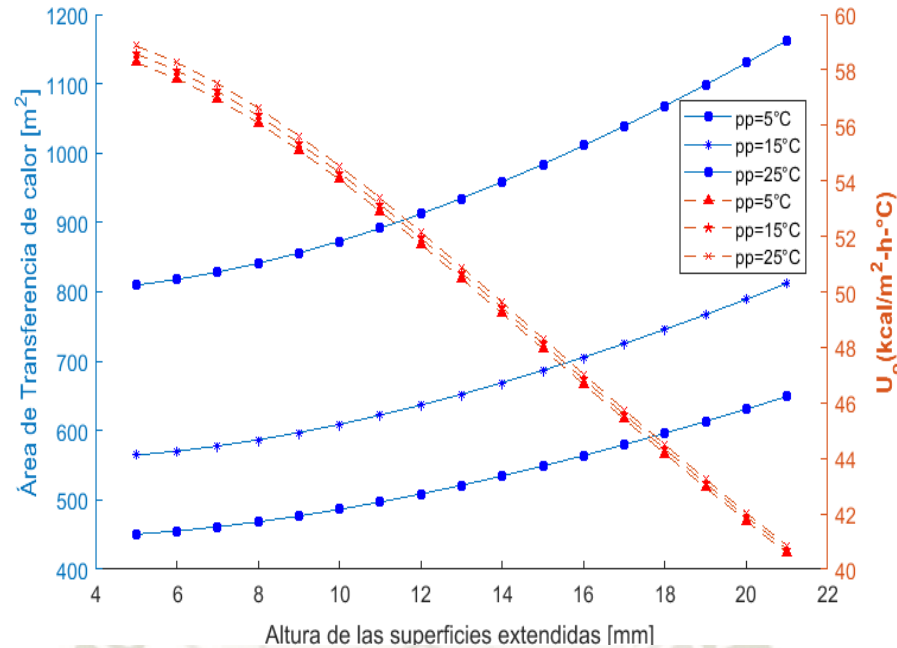


Figura 4.12: Altura de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador.

Otro parámetro a considerar es el espesor de las superficies extendidas en la Figura 4.13 y Figura 4.14.

Sharma (2012), obtuvo un comportamiento similar al del trabajo ya que en la primera figura a un mayor espesor se reduce el valor de “U_o”, pero por otro lado en el evaporador para un mayor espesor este valor aumenta. Vale la pena tener en consideración que el aumentar el espesor también puede incrementar la temperatura de los tubos de las superficies extendidas por límites mayores establecidos por el fabricante reduciendo su vida útil.

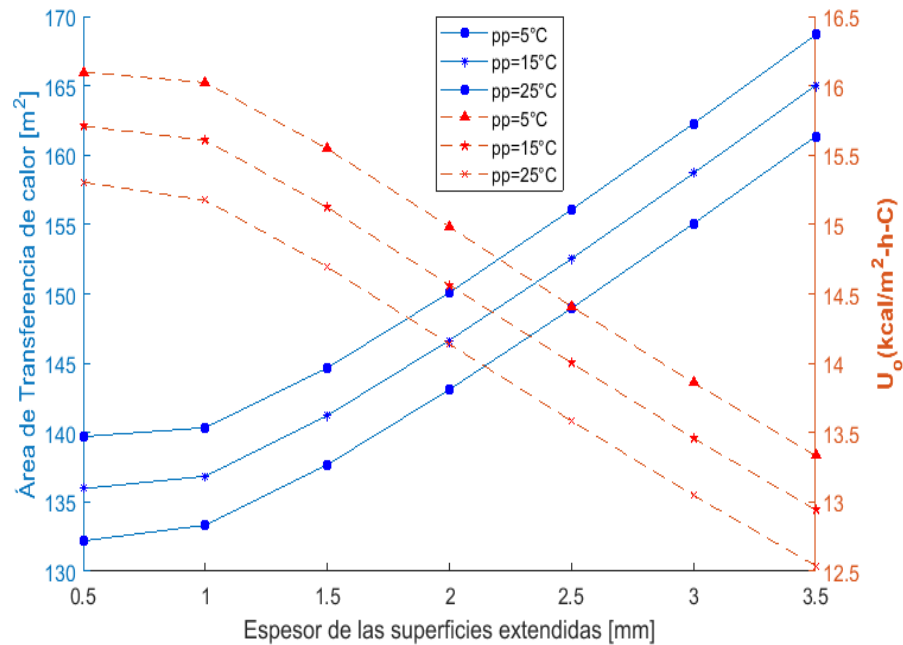


Figura 4.13: Espesor de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el sobrecalentador.

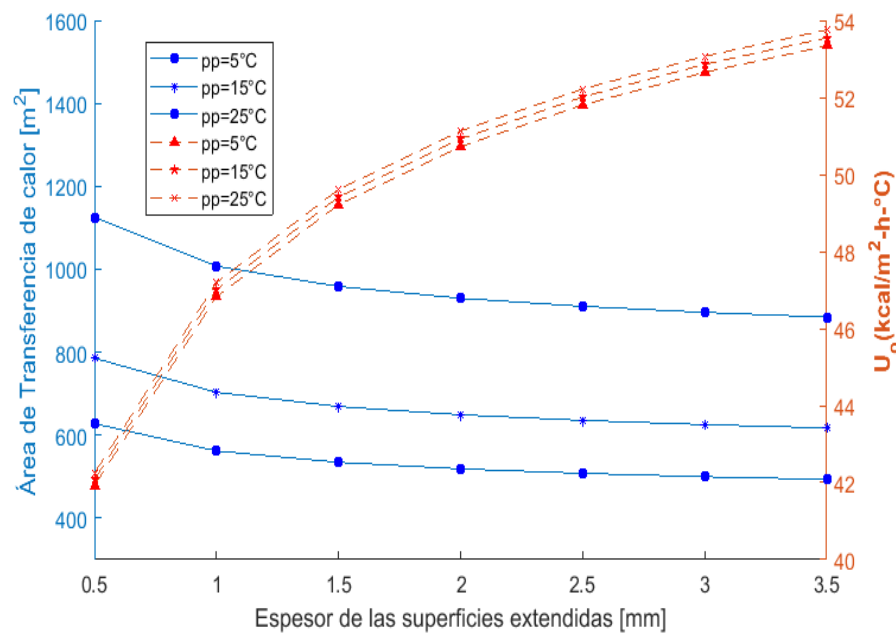


Figura 4.14: Espesor de las superficies extendidas vs área y coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador.

Finalmente, el diámetro es otro parámetro geométrico a analizar en la Figura 4.15 se puede observar que para un mayor diámetro exterior del tubo obtenemos una mayor área.

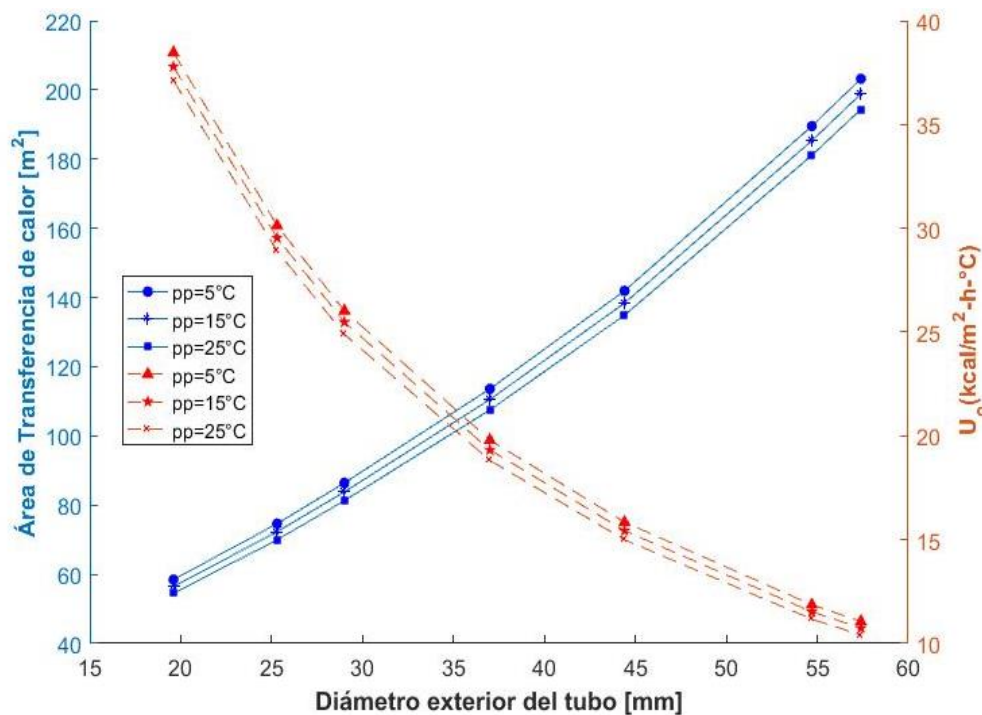


Figura 4.15: Diámetro exterior contra el área y coeficiente global de transferencia de calor.

4.4.1.3. Caída de presión del gas

Es importante analizar " ΔP_g " porque suele ser una de las restricciones que suele limitar más el diseño del HRSG por lo que si bien el incremento de algunas variables puede mejorar el aprovechamiento de calor estas pueden ser limitadas por el " ΔP_g " que tengan.

Al graficar la relación entre el diámetro y " ΔP_g " en la Figura 4.16 se determina que al aumentar el diámetro externo de la tubería se reduce " ΔP_g ". Por otro lado, también analizaremos las caídas de presión del gas con la densidad de las superficies extendidas como en la Figura

4.17. Es así que el comportamiento de esta indica que a una mayor densidad de las superficies extendidas el valor de " ΔP_g " también incrementa.

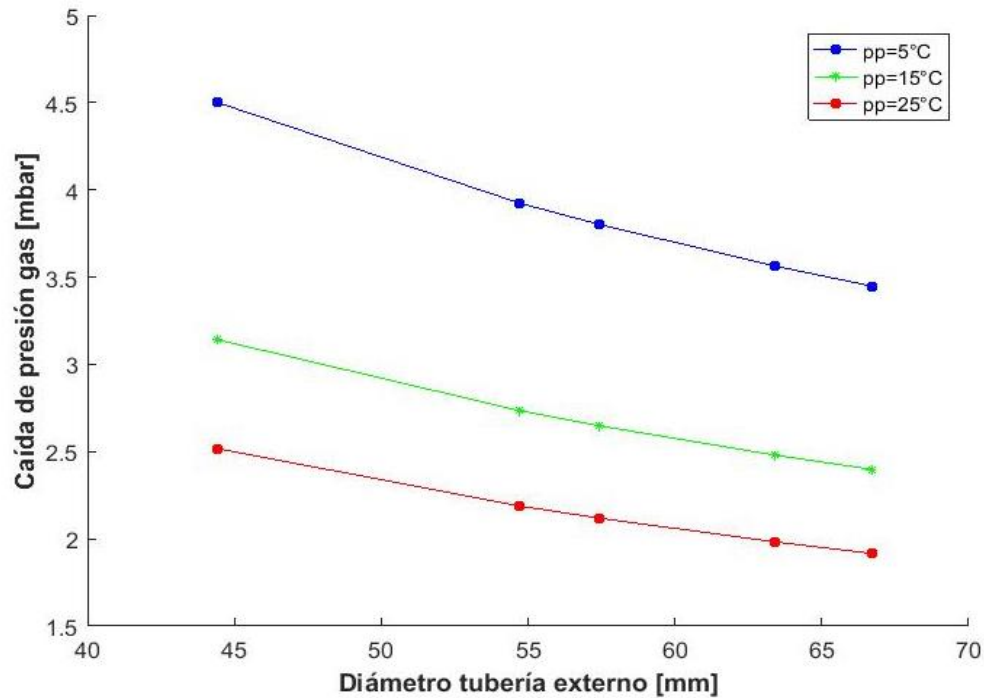


Figura 4.16: Diámetro externo vs caída de presión del gas.

La Figura 4.18 indica que para valores de altura entre 5-15 mm no hay un aumento considerable de el valor de " ΔP_g " que suele ser el rango utilizado generalmente en el diseño de los HRSG sin embargo para valores mayores de altura el valor de " ΔP_g " incrementa considerablemente.

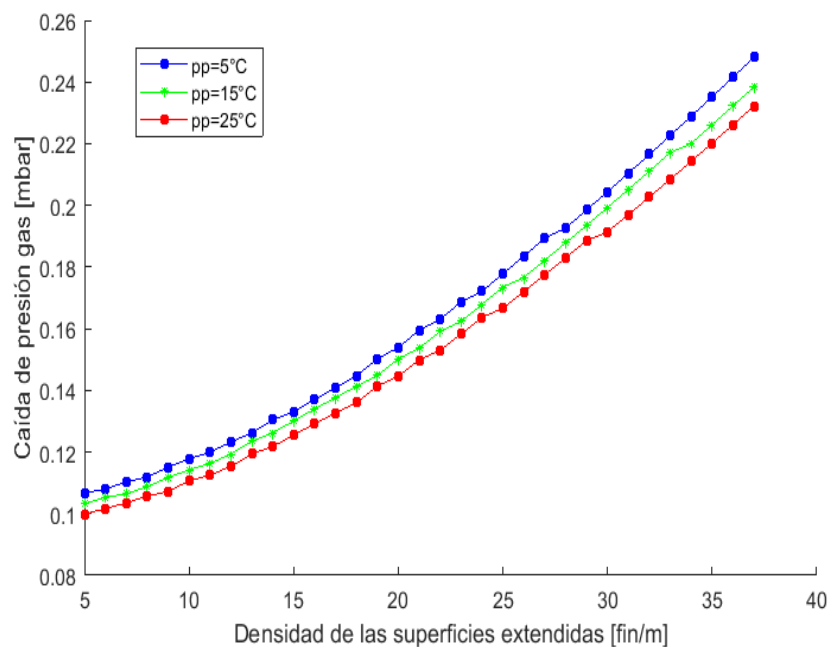


Figura 4.17: Densidad de las superficies extendidas vs caída de presión del gas.

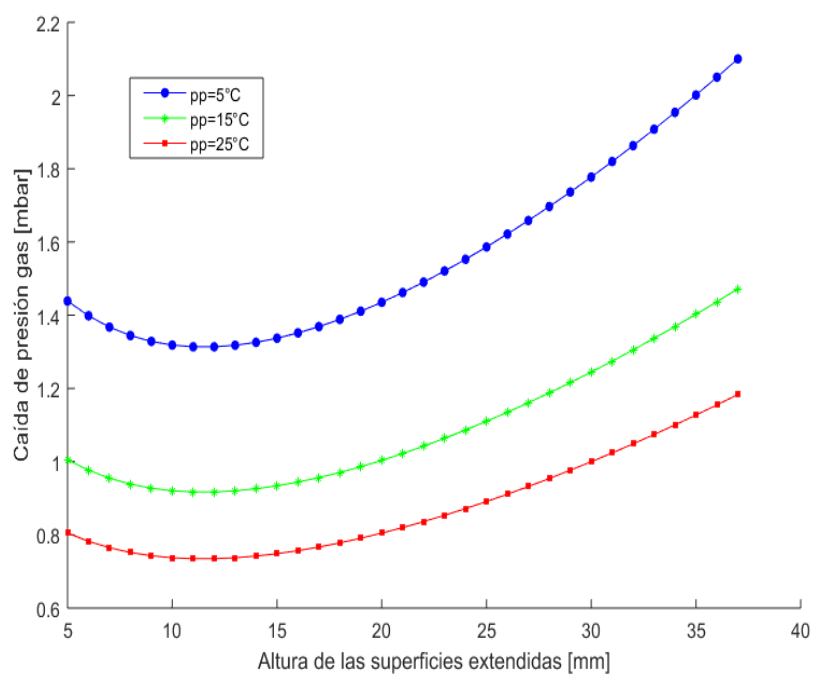


Figura 4.18: Altura de las superficies extendidas vs la caída de presión del gas.

Se establece una comparación entre la disposición lineal y escalonada.

Ganapathy (2014), sugiere la utilización de tubos escalonados dado que tienen mejor transferencia de calor, pero presentan un mayor valor de " ΔP_g ". En la Figura 4.19 se comprueba ya que se obtiene este incremento para los los tubos escalonados y también un mayor valor de " U_o ".

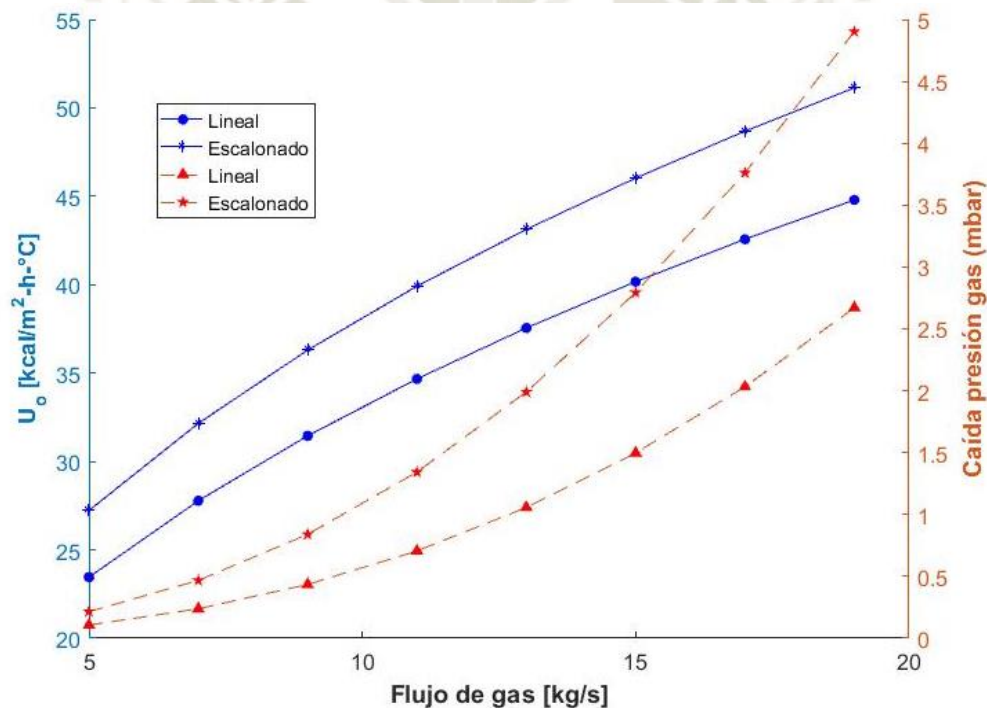


Figura 4.19: Comparación de un disposición lineal y escalonada para el flujo de gas vs U_o y caída de presión del gas.

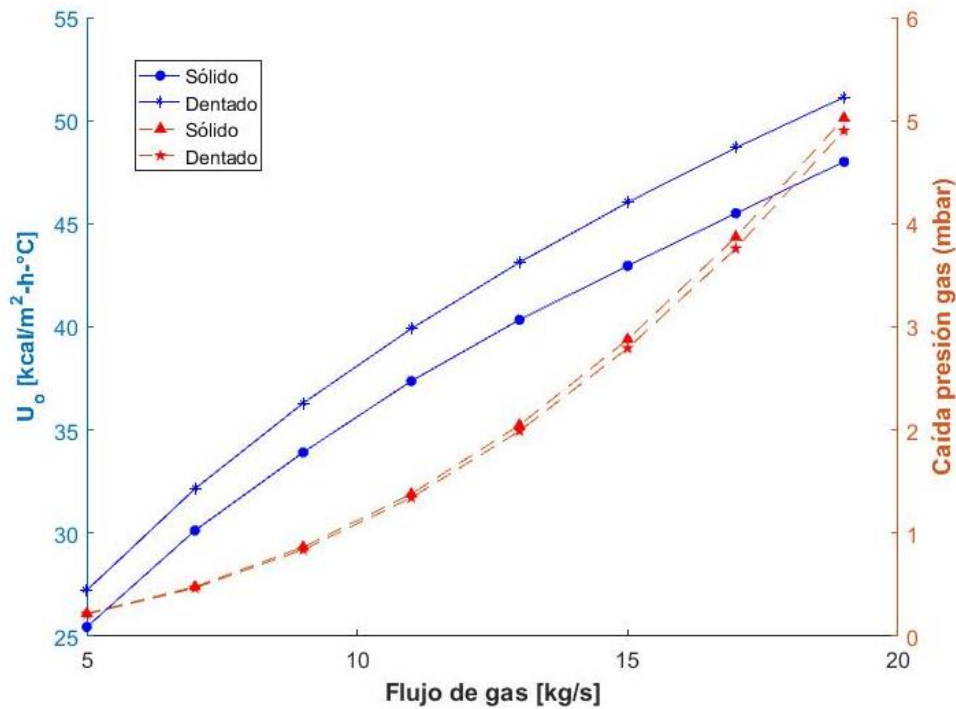


Figura 4.20: Comparación entre un tubo sólido y dentado para el flujo de gas vs Coeficiente global de transferencia de calor y caída de presión del gas.

La Figura 4.21 y la Figura 4.22 evalúan el impacto del ensuciamiento interior y exterior. El mayor ensuciamiento repercute negativamente en el “ U_o ” y pérdida de presión del gas. En base a lo anterior se recomienda realizar el mantenimiento correspondiente para no reducir la capacidad de transferencia de calor. De tal manera, se determinó que el efecto de “ ff_i ” es más perjudicial para la transferencia de calor que “ ff_o ”.

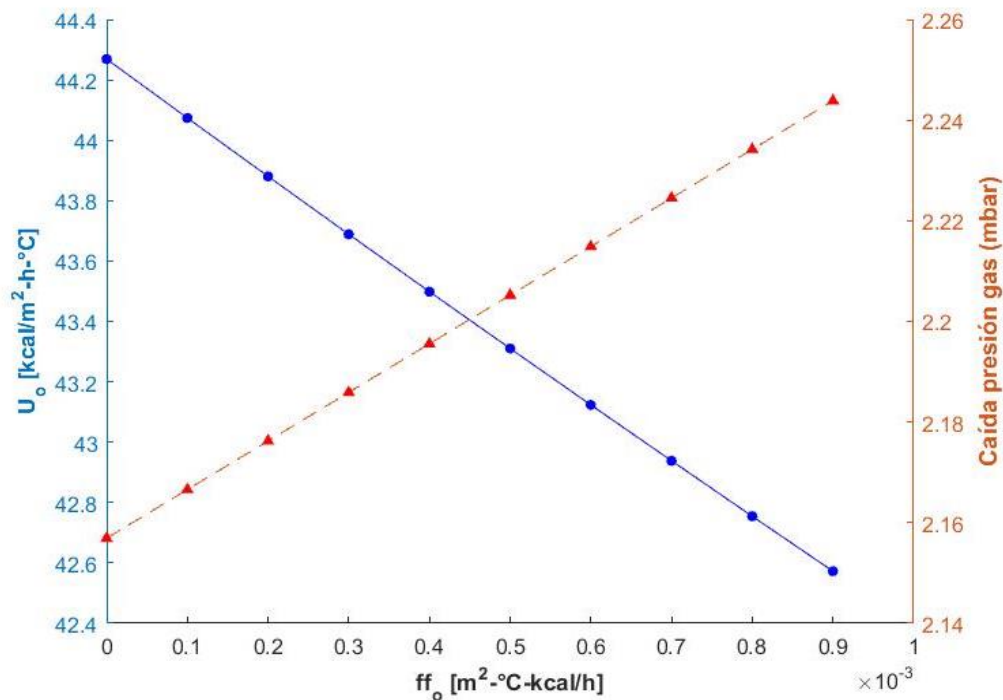


Figura 4.21 Factor de ensuciamiento exterior vs Coeficiente global de transferencia de calor y caída de presión del gas.

Ganapathy (2003), sugiere la utilización de un HRSG fired para poder aumentar la transferencia de calor sin requerir un aumento del área y por consiguiente un incremento de la eficiencia. De tal manera se establece una comparación entre un HRSG fired y unfired. Se puede observar en la Figura 4.23 que el HRSG aumenta el calor transferido considerablemente en todas las secciones del HRSG y en la Figura 4.24 se observa que el HRSG fired tiene considerablemente un valor mayor valor de “ U_o ” lo que confirma la decisión de utilizar un HRSG fired.

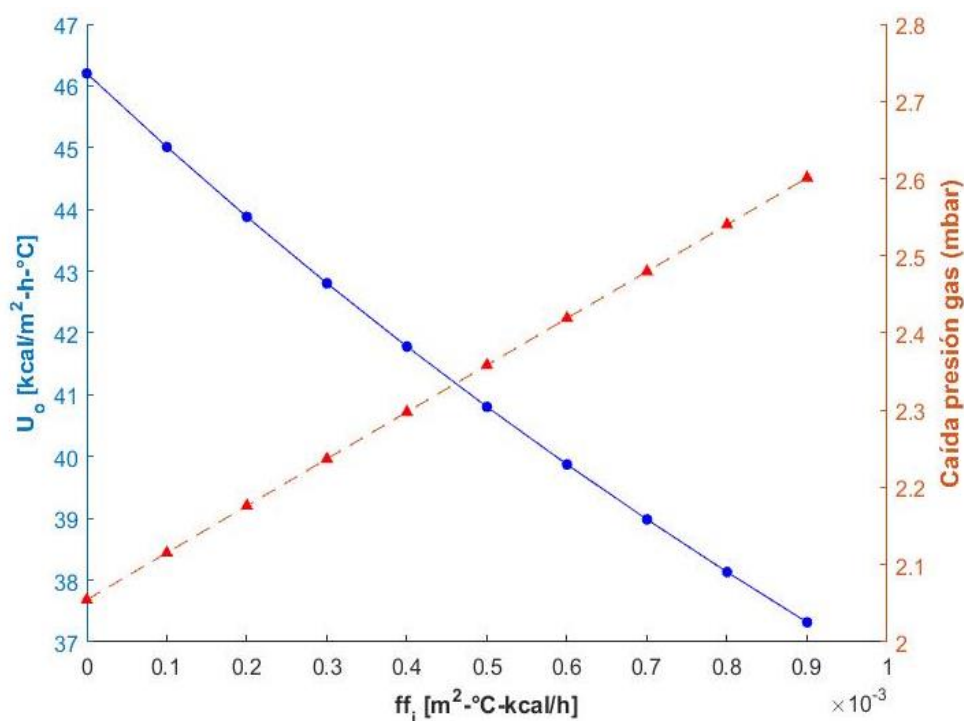


Figura 4.22: Factor de ensuciamiento interior vs Coeficiente global de transferencia de calor y caída de presión del gas.

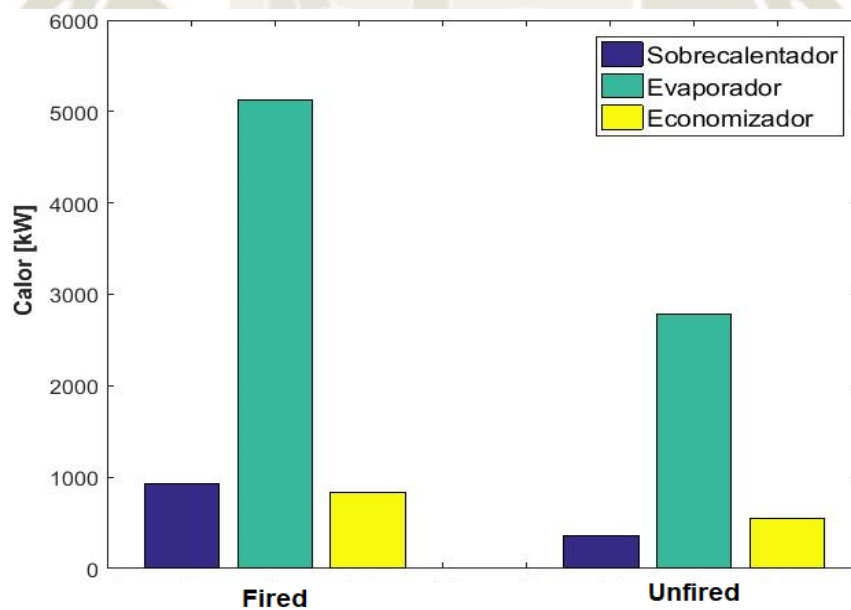


Figura 4.23: Comparación de un HRSG fired vs unfired.

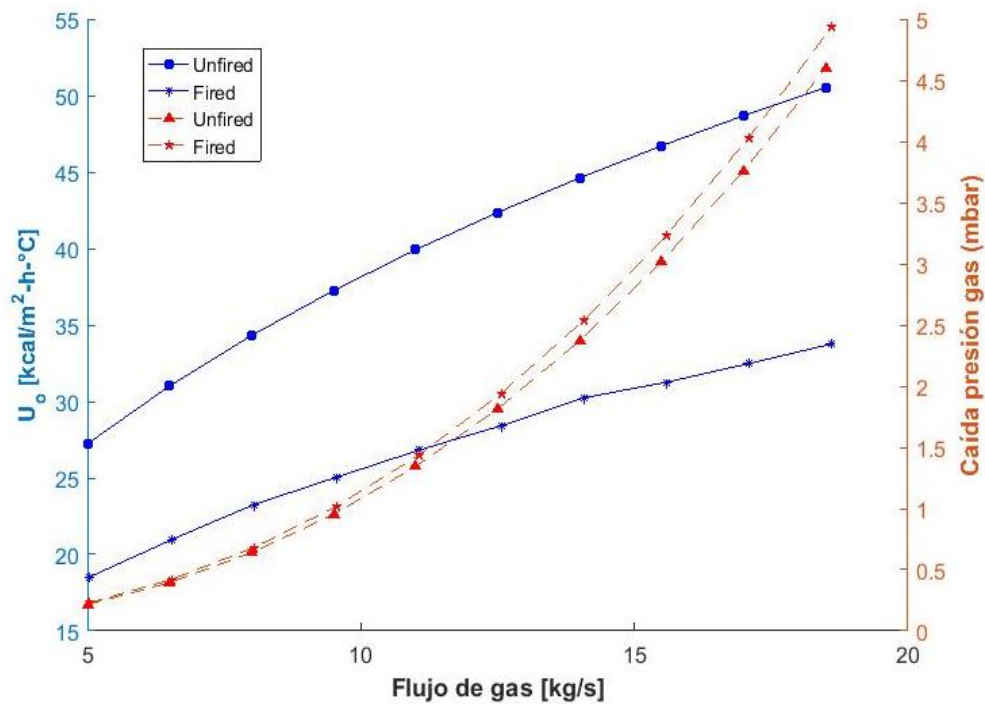


Figura 4.24: Comparación de un HRSG Fired y Unfired para el flujo de gas vs el coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión del gas.

La Figura 4.25 indica que la variación de la pérdida de presión comparado con el volumen del HRSG.

Norouzi et al., (2019), elaboro la misma gráfica en la cual para valores menores de 20 m^3 el valor de " ΔP_g " es muy alto. Sin embargo, conforme el volumen del HRSG se incrementa la caída el valor de " ΔP_g " se reduce también considerablemente.

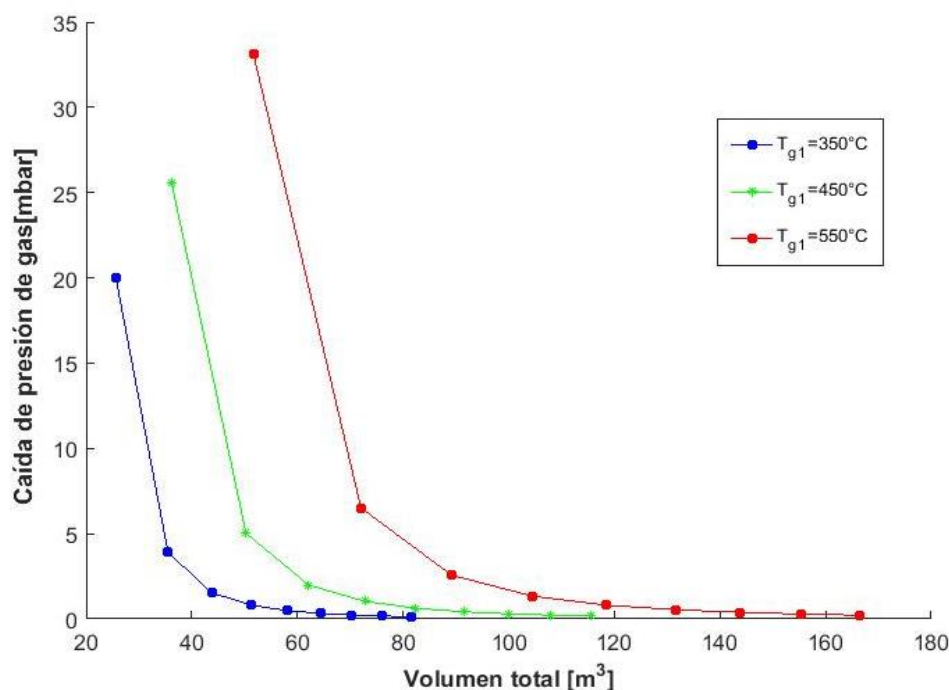


Figura 4.25: Volumen total vs caída de presión del gas.

Adicionalmente es importante analizar cómo varía la función objetivo con respecto al pinch point que es una de las variables de optimización lo que se muestra en la Figura 4.26.

Behbahani-nia et al., (2007), analizó la misma gráfica en la cual se puede observar que para valores menores a 5°C de pinch point el valor de la función objetivo es alto, pero conforme el valor del pinch point se reduce el valor de la función objetivo también reduce su valor notoriamente.

Sin embargo, la función objetivo vuelve a incrementar siendo la razón de esto la diferencia entre los valores de diseño que existe entre los dos trabajos y las aplicaciones de los mismos. Mientras que el trabajo mencionado anteriormente, es para una gran central de generación de ciclo combinado el segundo es para una planta de cogeneración de tal manera en el primero se trabaja con flujos másicos de gas en el diseño de 75 kg/s y en el segundo con 13.75 kg/s, por lo que se puede decir que para el presente trabajo es mejor utilizar valores mayores de pinch point.

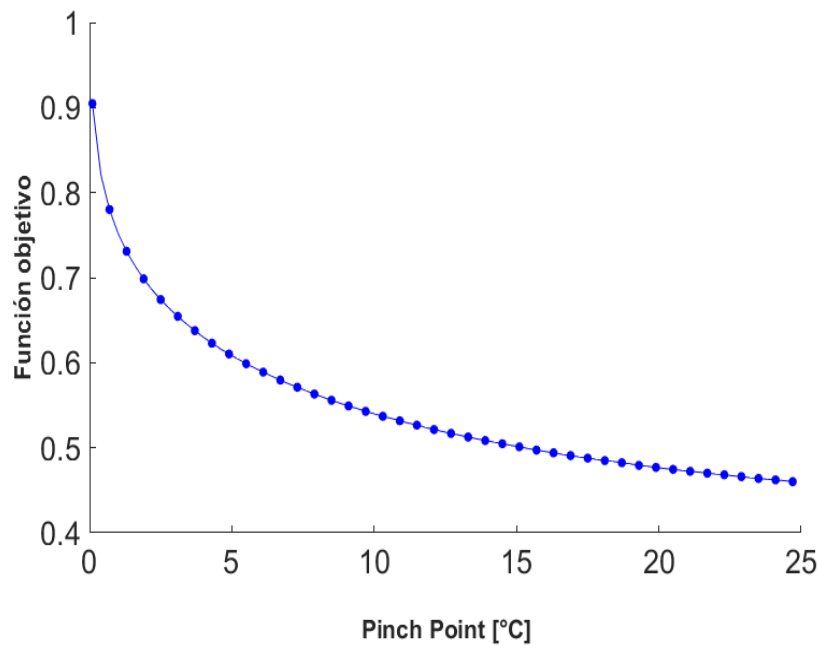


Figura 4.26: Pinch Point vs la función objetivo.

4.4.2. Resultados

Con el propósito de determinar si la evaluación da resultados beneficiosos compararemos los resultados de la función de optimización con un caso al cual se le denominara “estándar” de ahora en adelante. En este consideramos tubos dentados con disposición escalonada ya que como visto anteriormente la elección de estas variables nos permite la reducción del área y consecuentemente la función objetivo.

La Tabla 4.11 muestra los datos de entrada del algoritmo genético. Para lo cual se recomienda una población de 200 personas para tener una buena cantidad a analizar y también se suele sugerir tener un factor de recombinación de 0.8 y uno de mutación de 0.2

Tabla 4.11: Variables de entrada del algoritmo genético.

Ítem	Valor
Población	200
Selección	Análisis uniforme estocástico
Cantidad de población óptima	10
Fracción de Recombinación	0.8
Fracción de mutación	0.2
Intervalo de migración	20
Penalidad Inicial	10
Factor de penalidad	100

Tras la ejecución del programa se grafica la Figura 4.27. Esta muestra la reducción el valor promedio de la función objetivo a través de cada generación a pesar de que se muestra una elevación entre la generación 70 y 120. Finalmente, los resultados tienden a reducirse lo que permite obtener el resultado óptimo. De igual manera vemos como los resultados con peor aptitud disminuyen su valor a través de las generaciones salvo algunas excepciones.

Del mismo modo, también obtenemos la Figura 4.28 que nos indica el valor de penalización de cada generación. Este valor representa la penalización por los resultados inviables, los que no cumplen con las restricciones. El propósito de este valor es evitar las soluciones inviables. Es así que la Figura 4.28 nos permite ver que a medida que aumentan las generaciones se reduce el valor promedio de la penalización lo que implica que cada nueva población contenga menos soluciones inviables. Con respecto al mejor valor de la penalización este valor se mantiene relativamente constante ya que valores cercanos al óptimos fueron encontrados en las primeras generaciones.

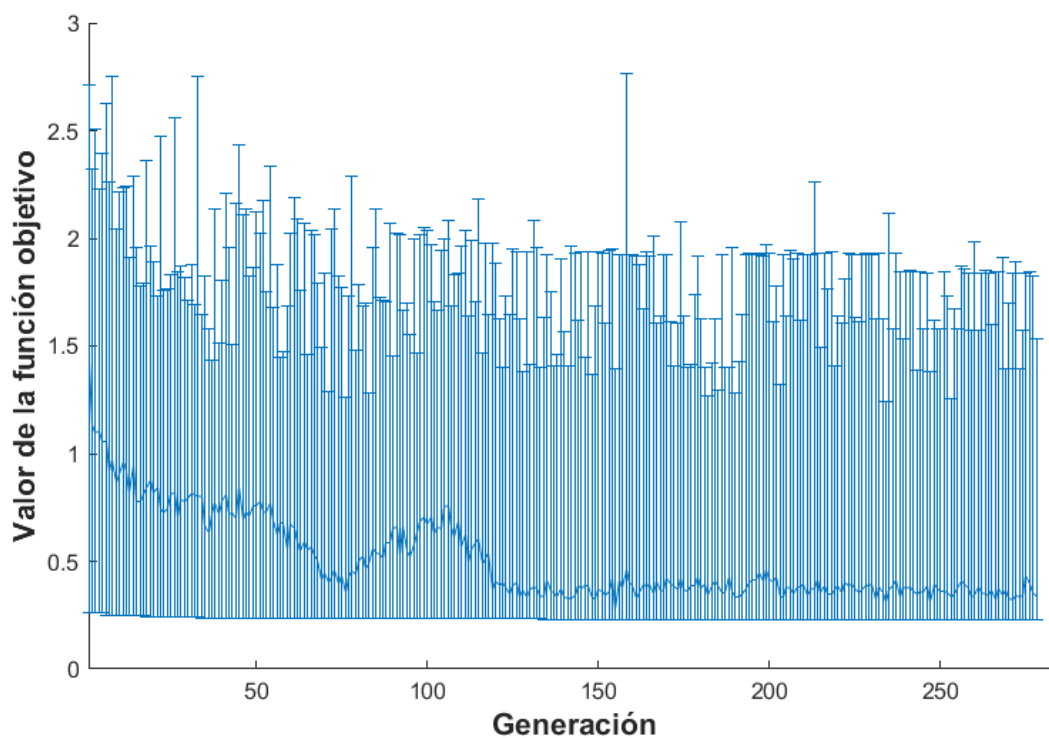


Figura 4.27: Resultado promedio, mejor y peor de la ejecución del algoritmo genético.

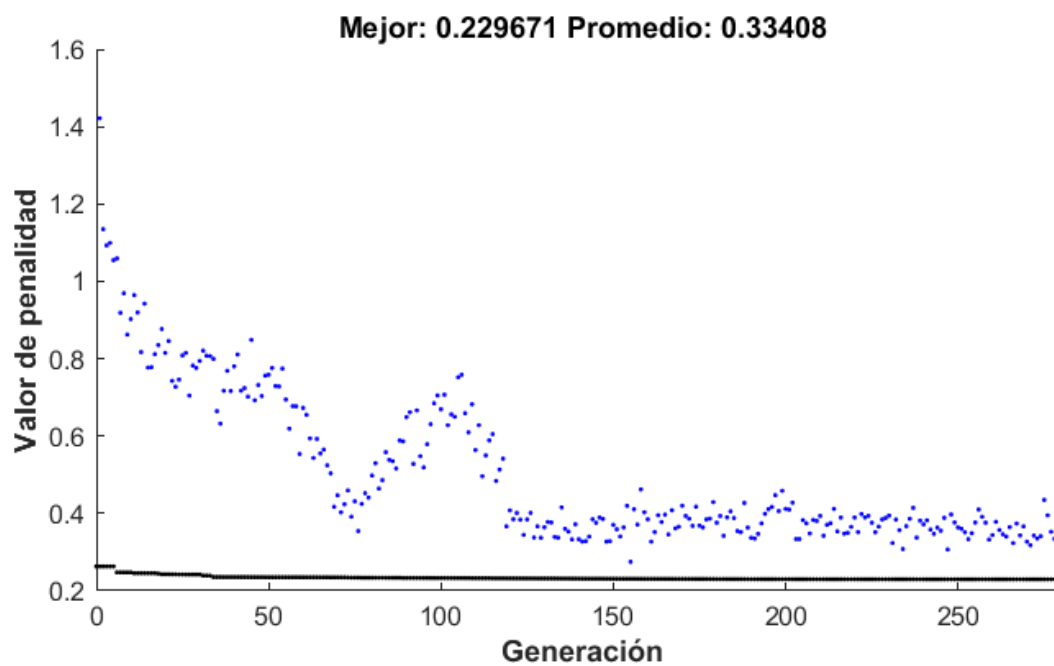


Figura 4.28: Valor de penalización a través de las generaciones.

Una vez ejecutado el programa, se obtiene los resultados del HRSG que se presentarán a continuación. Primero se analizará los valores de los flujos, así como el pinch y approach point para continuar con la geometría y finalmente analizar los resultados del HRSG. En la Tabla 4.12 podemos observar que el approach point toma valores muy bajos para aprovechar al máximo la transferencia de calor, pero sin romper la restricción para evitar la vaporización en el economizador. Por otro lado, el pinch point se encuentra dentro del rango esperado, siendo así que el valor no sea muy alto para que las pérdidas por irreversibilidades aumenten o muy bajo que incremente mucho el costo. También podemos observar un ligero incremento de la función termodinámica del 1.07% pero una reducción de la función económica del 52.69% y más importante una reducción de la función objetivo en 17.56% lo que implica que el programa de optimización funcionó satisfactoriamente.

Tabla 4.12: Comparación del caso estándar y optimizado.

Ítem	Estándar	Optimizado	Unidades
AP	10.00	5.48	°C
PP	10.00	15.65	°C
Flujo de vapor	4,819	4,729	kg/hr
Flujo de gas	49,500	49,500	kg/hr
Potencia Térmica Sobrecalentador	352.89	346.32	kW
Potencia Térmica Evaporador	2,717.74	2,640.47	kW
Potencia Térmica Economizador	503.67	520.43	kW
Eficiencia Exergética	60.66	58.75	%
Función 1	66,307	67,017	-
Función 2	43,386	20,528	-
Función objetivo	0.279	0.230	-

En la Tabla 4.13 muestra la comparación de la geometría de los tubos seleccionados inicialmente en el caso estándar con el caso optimizado para el sobrecalentador. En Tabla 4.14 y Tabla 4.15 se hace lo mismo para el evaporador y economizador respectivamente. Se puede observar que el diámetro de los tubos se redujo lo cual se debe a que utilizar un menor diámetro nos permite reducir el costo del HRSG y cumplir con las restricciones establecidas de velocidades

mínimas. Asimismo, la densidad de las superficies extendidas supuesta inicialmente es mayor en todos los módulos optimizados y como visto en la Figura 4.10 se determinó que una mayor cantidad de superficies extendidas favorecía el aumento del valor de “Uo”.

Tabla 4.13: Composición geométrica caso estándar y optimizado en el sobrecalentador. Elaboración: Fuente propia

Geometría tubos	Estándar	Optimización	Unidades
Diámetro Externo	29.00	19.60	mm
Diámetro Interno	25.00	16.00	mm
Densidad superficies extendidas	46.65	86.35	fin/m
Altura superficies extendidas	12.00	5.66	mm
Espesor Superficies extendidas	1.20	0.90	mm
Ancho Superficies extendidas	4.00	1.00	mm
Conductividad superficies extendidas	19.35	19.35	kcal/m-h-°C
Tubos por fila	14.00	18.00	-
Números de filas a lo largo	4.00	5.00	-
Longitud	3.00	1.68	m
Distancia Transversal	65.46	56.54	mm
Distancia Longitudinal	65.46	56.54	mm
Streams	28.00	36.00	-
Tipo de tubo	Dentado	Dentado	-
Disposición	Escalonado	Escalonado	-

Adicionalmente, se observa que el ancho de las superficies extendidas toma valores menores a los supuestos. La razón de estos es que con valores mayores la restricción de “ ΔP_g ” no hubiera sido cumplida.

Tabla 4.14: Composición geométrica estándar y optimizado en el evaporador. Elaboración: Fuente propia

Geometría tubos	Estándar	Optimización	Unidades
Diámetro Externo	29.00	19.60	mm
Diámetro Interno	25.00	16.00	mm
Densidad superficies extendidas	99.70	175.97	fin/m
Altura superficies extendidas	15.00	6.52	mm
Espesor Superficies extendidas	1.20	0.90	mm
Ancho Superficies extendidas	4.00	1.00	mm
Conductividad superficies extendidas	30.09	30.09	kcal/m-h-°C
Tubos por fila	14.00	18.00	-
Números de filas a lo largo	27.00	32.00	-
Longitud	3.00	1.68	m
Distancia Transversal	65.46	56.54	mm
Distancia Longitudinal	65.46	56.54	mm
Streams	-	-	-
Tipo de tubo	Dentado	Dentado	-
Disposición	Escalonado	Escalonado	-

En cuanto a lo longitud se puede ver que el valor escogido inicialmente es menor al optimizado ya que no existían restricciones con respecto al volumen y/o a la altura del HRSG la razón de su disminución es optimizar el costo del HRSG mediante una reducción del peso. De la misma manera la altura de las superficies extendidas se vio reducida en todos los casos.

Finalmente, la elección de tubos escalonados y dentados se muestra como la opción óptima como se supuso anteriormente ya que estos dos parámetros mejoran considerablemente el valor de “Uo”, no obstante, había que tener en consideración la pérdida de presión de los gases satisfactoriamente la restricción de la optimización es satisfecha.

Tabla 4.15: Composición geométrica estándar y optimizado en el economizador.

Geometría tubos	Estándar	Optimización	Unidades
Diámetro Externo	29.00	19.60	mm
Diámetro Interno	25.00	16.00	mm
Densidad superficies extendidas	89.60	99.58	fin/m
Altura superficies extendidas	15.00	8.10	mm
Espesor Superficies extendidas	1.20	1.05	mm
Ancho Superficies extendidas	4.00	1.00	mm
Conductividad superficies extendidas	30.09	30.09	kcal/m-h-°C
Tubos por fila	14.00	18.00	-
Números de filas a lo largo	9.00	13.00	-
Longitud	3.00	1.68	m
Distancia Transversal	65.46	56.54	mm
Distancia Longitudinal	65.46	56.54	mm
Streams	7.00	9.00	-
Tipo de tubo	Dentado	Dentado	-
Disposición	Escalonado	Escalonado	-

Asimismo, también se analizó utilizar un quemador suplementario en el diseño optimizado. En este caso los resultados se presentan en la Tabla 4.16 donde podemos que ver que la transferencia de calor en el sobrecalentador, evaporador y economizador se eleva considerablemente elevando la eficiencia del proceso tal como se observó en la Figura 4.23. Siendo así beneficioso el uso de un quemador suplementario. Lo que habría que tener en consideración es que habiendo un mayor flujo de vapor las velocidades del lado del agua se incrementarán por lo que deben ser verificadas en la etapa de diseño.

Tabla 4.16: Comparación del diseño optimizado unfired vs fired

Ítem	Unfired	Fired	Unidades
Flujo de vapor	4,729	8,539	kg/hr
Flujo de gas	49,500	49,781	kg/hr
Potencia Térmica Sobrecalentador	346	880	kW
Potencia Térmica Evaporador	2,640	4,912	kW
Potencia Térmica Economizador	520	817	kW
Flujo de Combustible	-	281	kg/hr
Carga Quemador	-	3,813	kW

Finalmente, en la Tabla 4.17 podemos observar los resultados finales para el diseño estándar, el diseño optimizado (sin quemador y con quemador). Se observa que el caso optimizado cumple con todas las restricciones establecidas. Adicionalmente el peso del equipo se redujo considerablemente del caso estándar (4617 kg) al caso optimizado (2,179 kg) lo que implicación una reducción del 52.80%.

Tabla 4.17: Resultados de la simulación para el caso estándar, optimizado y fired.

Ítems	Estándar			Optimización			Fired			Unidades
	sc.	ev.	ec.	sc.	ev.	ec.	sc.	ev.	ec.	
E	0.60	0.61	0.63	0.71	0.75	0.69	0.68	0.74	0.60	-
η	0.75	0.68	0.70	0.80	0.79	0.76	0.79	0.78	0.75	-
U_o	58.01	76.18	68.18	80.16	101.23	98.31	97.13	98.69	58.01	kcal/m ² -h-°C
q_o	5801	14427	1364	8016	19214	2077	24224	35240	5801	kcal/h-m ²
T_{g-ing}	400	377	198	400	378	204	600	545	400	°C
T_{g-sal}	377	198	164	378	204	169	545	222	377	°C
T_{w-sal}	300	188	178	300	188	182	351	188	300	°C
T_{w-ing}	188	178	90	188	182	90	188	169	188	°C
T_b	345	219	182	346	235	187	448	274	345	°C
T_f	346	220	182	347	236	187	451	277	346	°C
LMTD	139.96	61.07	41.27	140.14	69.85	43.72	300.02	136.92	139.96	°C
A	37.39	502.59	154.03	26.53	321.30	104.18	26.53	321.30	37.39	m ²
ΔP_g	1.45	12.97	3.33	2.58	18.94	5.78	3.29	21.97	1.45	mbar
V_i	15.56	-	0.39	28.99	-	0.74	52.34	-	15.56	m/s
V_s	20.38	-	0.43	37.98	-	0.80	75.26	-	20.38	m/s
ΔP_l	0.07	0.02	0.04	0.27	0.05	0.21	0.95	0.17	0.07	kg/cm ²
Ancho	0.92	0.92	0.92	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	0.92	m
Largo	0.26	1.77	0.59	0.28	1.81	0.74	0.28	1.81	0.26	m
L	3.00	3.00	3.00	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	3.00	m
V	0.72	4.86	1.62	0.48	3.10	1.26	0.48	3.10	0.72	m ³
w	325	3263	1029	169	1477	533	169	1477	325	kg
$\dot{Q}$	353	2718	504	346	2640	520	880	4912	353	kW

CONCLUSIONES

Después de analizar los resultados obtenidos en el trabajo, se llegó a las presentes conclusiones:

1. El algoritmo fue desarrollado exitosamente mediante el modelo matemático siendo válido el código para el análisis de HRSG con el uso de superficies extendidas para un solo nivel de presión. Por otra parte, se estableció las restricciones del HRSG en base a recomendaciones de distintos autores cumpliendo así los requerimientos especificados. Se observó en los resultados que las restricciones más críticas son la caída de presión de gas y la velocidad del agua en el economizador. Para las restricciones establecidas se observa la caída de presión del gas [27.3 mbar] se encuentra muy cerca al valor límite establecido [30 mbar]. De tal manera el diámetro de los tubos optimizado permite cumplir la restricción establecida. Con respecto a las demás restricciones establecidas como la temperatura máxima, pérdida de presión del lado del agua, ancho máximo, velocidad del vapor fueron cumplidas satisfactoriamente.
2. La geometría de los tubos fue optimizada satisfactoriamente y los resultados muestran que la variable que tiene mayor impacto en la optimización es la densidad de las superficies extendidas. Ya que este valor se incrementó en todas las secciones del HRSG. Pasando de un valor de 47, 98, 90 fins/m en el sobrecalentador, evaporador y economizador a 87, 176, 100 fins/m en la optimización.
3. El diseño de un HRSG fue implementado exitosamente en un código de Matlab y en un GUI para su visualización gráfica. De esta manera se pudo obtener una reducción del peso del equipo de hasta un 52.79% y una reducción del costo de un 52.69%. Sin embargo, tanto el valor de la función termodinámica como el valor de la eficiencia exergética disminuyen en 1.07% y 3.14% respectivamente. Pero finalmente la función termoeconómica la cual es el objetivo deseado sufre una reducción del 17.60%. En cuanto a las propiedades del HRSG, se observó un aumento de 38.21% en el valor de “Uo” que también incrementa el flujo de calor en un 35.73%. Asimismo, se puede observar un incremento de la efectividad de las superficies extendidas de 10.44% y finalmente la pérdida de presión del lado de los gases muestra un

incremento de 53.83%. De tal manera se obtiene una caída de presión de 27.31 mbar que se encuentra cerca a la restricción establecida de 30 mbar por lo que esto nos indica que para poder obtener valores mayores de transferencia de calor y efectividad de las superficies extendidas se debe incrementar la caída de presión de los gases.

4. Los resultados indican que tanto la variación del pinch como el approach point afectan la funciones termodinámicas y económicas de la función de optimización. Estos valores suelen ser seleccionados en base a experiencia práctica, sin embargo, en el presente trabajo se obtuvo que el valor del pinch point óptimo para el caso de estudio es de 15.65 °C cuyo valor se encuentra dentro del rango recomendado por varios autores (Boyce, 2001; Petchers, 2002). Con respecto a los otros parámetros geométricos del tubo (longitud, ancho, altura, espesor) todos disminuyeron comparados con el diseño inicial. El uso de superficies extendidas con disposición escalonada se muestra favorable con respecto a la disposición lineal.

Rezaie (2017), concluye también en la disposición escalonada como favorable. En los resultados del algoritmo genético de cada generación se observa que inicialmente los cromosomas de las primeras generaciones se encuentran con una disposición lineal, pero a medida que aumentan las generaciones la disposición escalonada es la que obtiene mejores resultados. De igual manera con los tubos en disposición escalonada a medida que aumenta las generaciones los individuos con resultados más óptimos sólo contienen superficies extendidas dentados. Esto se debe a que estos proveen una mejor transferencia de calor, pero una mayor caída de presión que debería ser controlada por una selección correcta de los demás parámetros geométricos del tubo.

En base a esta tesis, se elaboró el manuscrito titulado “Diseño térmico y optimización de un HRSG a partir de gases de escape de un motor de combustión interna” a ser sometido a una revista científica.

RECOMENDACIONES

1. Se consideró diecisiete variables para la función de optimización sin embargo se podría haber incluido otras variables adicionales como la presión del calderín, conductividad térmica del material utilizado, precio del vapor, temperatura de ingreso al economizador para mejorar más los resultados de la optimización.
2. Se utilizó la librería Coolprop para el obtener las propiedades, sin embargo, para un cálculo más preciso de las propiedades se recomienda la utilización de Refprop la cual es una librería que permite obtener las propiedades de distintos fluidos con mayor precisión.
3. Analizar el presente caso de estudio para un sistema de multipresión para ver si se puede obtener un menor valor de la función objetivo.
4. Considerar el uso de una caldera Pirotubular dado que en base al flujo de gases de escape del presente estudio valdría la pena su análisis.
5. Acompañar el diseño optimizado con una simulación del comportamiento térmico mediante la utilización de un software para verificar los resultados obtenidos y realizar un análisis más detallado del sistema.
6. En el presente trabajo sólo se consideró las pérdidas por fricción en los tubos del evaporador sin embargo es necesario verificar que se cumpla con el efecto de circulación natural mediante el cálculo total de las pérdidas por fricción. Las pérdidas totales en el evaporador que comprenden las pérdidas por fricción del evaporador, tuberías de subida, tuberías de bajada, pérdidas internas en el calderín, pérdidas por gravedad, aceleración, así como las caídas de presión en los ingresos y salidas de los elementos mencionados.

7. Analizar el caso de estudio con otros métodos de optimización como los métodos de cálculo que utilizan derivadas para encontrar los mínimos y máximos locales o los métodos de búsqueda en los cuales se realiza una variación continua de las variables que se encuentran dentro de un diseño aceptable. U otros métodos como redes neuronales, algoritmos de búsqueda aleatoria.



REFERENCIAS

- Abramowitz, M., & Irene, S. (1970). *Handbook of Mathematical Functions With Formulas, Graphs and Mathematical Tables* (p. 470). National Bureau of Standards.
- Afandiyeva, O. (2020, April). Azerbaijan increases electricity generation in 2020. *MENAFN - AzerNews*. <https://menafn.com/1099991952/Azerbaijan-increases-electricity-generation-in-2020>
- Ahmed, A., Esmaeil, K. K., Irfan, M. A., & Al-Mufadi, F. A. (2018). Design methodology of heat recovery steam generator in electric utility for waste heat recovery. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 13(4), 369–379. <https://doi.org/10.1093/ijlct/cty045>
- Ahn, K., Anderson, K., Barry, P. F., Bostick, G. L., Dooley, B., Durilla, M., Eriksen, V. L., Gremaud, P. D., Hennessey, J. R., Hizny, W. J., Jackson, B. N., Hennessey, S. P., Londerville, S. B., Mack, S., McGill, K. W., Miller, J., Nygard, M., Rechtman, Y., Schroeder, J. E., ... Stephenson, N. D. (2017). Heat Recovery Steam Generator Technology. In V. L. Eriksen (Ed.), *Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 53, Issue 9). Woodhead Publishing. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- AltEnergyMag. (2020). CHP is solution to huge increases in Climate Change Levy. *AltEnergyMag*.
- ASHRAE. (2015). *Combined Heat & Power Desing Guide*.
- ASME. (2010). Boiler and Code, Pressure Vessel Part D: Properties (metric). *2010 ASME Boiler & Pressure Vessel Code An International Code, Part D Pro*, 707–744.
- ASME. (2019). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code II*. ASME.
- Behbahani-Nia, A., Bagheri, M., & Bahrampoury, R. (2010). Optimization of fire tube heat recovery steam generators for cogeneration plants through genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2378–2385. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.06.007>
- Behbahani-nia, A., Sayadi, S., & Mehran, S. (2007). *Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators*. 3(17), 803–810. <https://doi.org/10.1115/GT2007-28297>
- Beith, R. (2011). Small and micro combined heat and power (CHP) Systems: Advanced design, performance, materials and applications. In *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced Design, Performance, Materials and Applications*. <https://doi.org/10.1533/9780857092755>
- Bell, I. H., & Jager, A. (2016). Helmholtz energy transformations of common cubic equations of state for use with pure fluids and mixtures. *Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology*, 121, 238–263. <https://doi.org/10.6028/jres.121.011>
- Boyce, M. P. (2001). Gas Turbine Engine Handbook. In *Journal of Turbomachinery* (Vol. 134, Issue 1). Gulf Professional. <https://doi.org/10.1243/PIME>
- Bruce E. Poling, Prausnitz, J. M., & O'Connel, J. P. (2006). Properties of Liquids and Gases. In *Prandtl's Essentials of Fluid Mechanics* (Issue 5). https://doi.org/10.1007/0-387-21803-3_2
- Cálidda. (2020). *Pliego Tarifario del Servicio de Distribución de Lima y Callao: Vol. Febrero*.

- Casarosa, C., Donatini, F., & Franco, A. (2004). Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. *Energy*, 29(3), 389–414. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(02\)00078-6](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00078-6)
- Casarosa, C., & Franco, A. (2001). Thermodynamic optimization of the operative parameters for the heat recovery in combined power plants. *International Journal of Applied Thermodynamics*, 4(1), 43–52. <https://doi.org/10.5541/ijot.60>
- Cathal T. Ó Cléirigh, W. J. J. S. (2014). Can CFD accurately predict the heat-transfer and pressure-drop performance of finned-tube bundles? *Applied Thermal Engineering*, 73(1), 681–690.
- Collier, J. G., & Thome, J. R. (1994). *Convective Boiling and Condensation* (Tercera). Oxford University Press Inc.
- Cooper, J. R., & Dooley, R. B. (2007). The International Association for the Properties of Water and Steam Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. *International Association for the Properties of Water and Steam*, August, 3–49.
- COPRI. (2000). *Contrato BOOT Concesión de la Distribución de Gas Natural por Red de Ductos en Lima y Callao Lima*.
- Durán, M. D., Valdés, M., Rovira, A., & Rincón, E. (2013). A methodology for the geometric design of heat recovery steam generators applying genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), 77–83. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.041>
- Farshad, F. F., & Rieke, H. H. (2006). Surface-roughness design values for modern pipes. *SPE Drilling and Completion*, 21(3), 212–215. <https://doi.org/10.2118/89040-PA>
- Fenercom. (2010). Guía de la Cogeneración. *Fenercom*. <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-de-la-Cogeneracion-fenercom-2010.pdf>
- Franco, A., & Giannini, N. (2006). A general method for the optimum design of heat recovery steam generators. *Energy*, 31(15), 3342–3361. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.03.005>
- Ganapathy, V. (2003). Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators. In *Marcel Dekker, Inc.*
- Ganapathy, V. (2014). Steam generators and waste heat boilers: For process and plant engineers. In *Steam Generators and Waste Heat Boilers: For Process and Plant Engineers*. <https://doi.org/10.1201/b17519>
- García, Á. (2017). *Modeling and Optimization of a Heat Recovery Steam Generator*.
- Ghazi, M., Ahmadi, P., Sotoodeh, A. F., & Taherkhani, A. (2012). Modeling and thermo-economic optimization of heat recovery heat exchangers using a multimodal genetic algorithm. *Energy Conversion and Management*, 58, 149–156. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.008>
- Gosselin, L., Tye-Gingras, M., & Mathieu-Potvin, F. (2009). Review of utilization of genetic algorithms in heat transfer problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(9–10), 2169–2188. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.11.015>

- Grądział, S., & Majewski, K. (2018). Calculations of the pressure drop in the natural circulation boiler evaporator. *MATEC Web of Conferences*, 240, 4–7. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824005009>
- Haupt, R. L., & Haupt, S. E. (2004). Practical Genetic Algorithms Second Edition GLOSSARY. In *Practical Genetic Algorithms*. <https://doi.org/10.1002/0471671746.fmatter>
- Hennessey, S. P. (2017). Superheaters and reheaters. In *Heat Recovery Steam Generator Technology*. Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-101940-5.00006-3>
- Heywood, J. B. (1988). Internal combustion engine Fundamentals. In *Sealing Technology* (Issue 1). [https://doi.org/10.1016/s1350-4789\(10\)70041-6](https://doi.org/10.1016/s1350-4789(10)70041-6)
- Hofmann, R., Frasz, F., & Ponweiser, K. (2007). Heat Transfer and Pressure Drop Performance Comparison of Finned-Tube Bundles in Forced Convection. ... *on Heat and Mass Transfer*, 2(4).
- Jackson, B. N. (2017). Vertical tube natural circulation evaporators. In *Heat Recovery Steam Generator Technology*. Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-101940-5.00004-x>
- Mehrgoo, M., & Amidpour, M. (2017a). Configurations and pressure levels optimization of heat recovery steam generator using the genetic algorithm method based on the constructal design. *Applied Thermal Engineering*, 122, 601–617. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.144>
- Mehrgoo, M., & Amidpour, M. (2017b). Constructal design and optimization of a dual pressure heat recovery steam generator. *Energy*, 124, 87–99. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.046>
- Mokhtari, H., Ahmadisedigh, H., & Ameri, M. (2017). The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power plant. *Energy*, 118, 399–413. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.064>
- Moore, A. (2020, April). Europe is planning a massive floating offshore wind turbine in the North Sea. *Hydrogen Fuel News*. <https://www.hydrogenfuelnews.com/europe-is-planning-a-massive-floating-offshore-wind-turbine-in-the-north-sea/8539649/>
- Naemi, S., Saffar-Avval, M., Behboodi Kalhori, S., & Mansoori, Z. (2013). Optimum design of dual pressure heat recovery steam generator using non-dimensional parameters based on thermodynamic and thermoeconomic approaches. *Applied Thermal Engineering*, 52(2), 371–384. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.004>
- Næss, E. (2010). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts. *Applied Thermal Engineering*, 30(13), 1531–1537. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.02.019>
- Nastu, J. (2020, May 7). Circular Economy, Renewables & Energy Efficiency. *Environmental Leader*.
- Norouzi, E., Amidpour, M., & Rezakazemi, M. (2019). Heat recovery steam generator: Constructal thermoeconomic optimization. *Applied Thermal Engineering*, 148(October 2018), 747–753. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.094>
- Oland, C. B. (2004). *Guide to Combined Heat and Power Systems for Boiler Owners and*

- Operators. <http://www.ornl.gov/~webworks/cppr/y2001/rpt/120816.pdf>
- Petchers, N. (2002). Combined Heating, Cooling & Power Handbook. In *Combined Heating, Cooling & Power Handbook*. <https://doi.org/10.1201/9780203912218>
- Pis'mennyi, E., Polupan, G., Carvajal-Mariscal, I., Sanchez-Silva, F., & Pioro, I. (2016). Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design. In *Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design*. <https://doi.org/10.1016/C2014-0-02659-7>
- Rezaie, A. (2017). *Thermal design and optimization of heat recovery steam generators and waste heat boilers*. https://depositonce.tu-berlin.de/bitstream/11303/6319/5/rezaie_navaie_ali.pdf
- Romero Piedrahita, C., Carranza Sánchez, Y., & Quintero R., H. (2007). Modelado Del Calentamiento De Los Motores De Combustión. *Scientia et Technica*, 5(37), 249–254. <https://doi.org/10.22517/23447214.4051>
- Sarkar, J., & Bhattacharyya, S. (2008). Application of graphene and graphene-based materials in clean energy-related devices Minghui. *Archives of Thermodynamics*, 33(4), 23–40. <https://doi.org/10.1002/er>
- SEIN. (2018). *Estadística Relevante del SEIN*. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Shah, R. K., & Sekuli, D. P. (2007). Fundamentals of Heat Exchanger Design. In *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. <https://doi.org/10.1002/9780470172605.ch10>
- Sharma, M. (2012). Thermodynamic Evaluation of WHRB for it's Optimum performance in Combined Cycle Power Plants. *IOSR Journal of Engineering*, 2(1), 11–19. <https://doi.org/10.9790/3021-0211119>
- Sharma, M., & Singh, O. (2017). Exergy analysis of the dual pressure HRSG for varying physical parameters. *Applied Thermal Engineering*, 114(December), 993–1001. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.042>
- Signal, D. L., Sham, D. R., & Kumar, S. (2015). Single and Two Phase Pressure Drop in Fluid Flow. *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology*, 6(2), 28–33.
- Smart Energy International. (2020, March). Hydrogen-based seasonal storage an alternative form of long-term energy storage. *Smart Energy International*. <https://www.smart-energy.com/industry-sectors/storage/compressed-hydrogen-based-seasonal-storage-an-alternative-form-of-long-term-energy-storage/>
- SNI. (2019, March). Costo eléctrico puede crecer en 700 % si no operan nuevas generadoras eficientes al 2023. *Sociedad Nacional de Industrias*. <https://www.sni.org.pe/costo-electrico-puede-crecer-700-no-operan-nuevas-generadoras-eficientes-al-2023/>
- Spasic, V. (2020, May 6). Launch of premiums to trigger investments of EUR 1.6 Billion in Croatia. *Balkan Green Energy News*.
- Staniar, W. (2001). *Plant Engineering Handbook*. 1 2 impr, 2007.
- Tech4CDM. (2009). *La Cogeneración En Perú*.
- Tube Fins. (2003). Finned Tube. *Tube Fins Limited*. <http://www.tubefins.co.uk/category/tubes>
- Utilities Middle East Staff. (2020, April). AIIB ' s \$ 60 mn Solar Investment In Oman To Support

Diversified Energy Mix. *Utilities Middle East Staff*, April. <https://www.utilities-me.com/news/15292-aiibs-60mn-solar-investment-in-oman-to-support-diversified-energy-mix>

Valencia, G., Fontalvo, A., Cárdenas, Y., Duarte, J., & Isaza, C. (2019). Energy and exergy analysis of different exhaust waste heat recovery systems for natural gas engine based on ORC. *Energies*, 12(12). <https://doi.org/10.3390/en12122378>

Vulcan Finned Tubes. (2020). Welded longitudinal finned tubes. *Vulcan Finned Tubes*. <https://vulcanfinnedtubes.com/products-services/welded-longitudinal-finned-tubes/>

Walter, H., & Hofmann, R. (2011). How can the heat transfer correlations for finned-tubes influence the numerical simulation of the dynamic behavior of a heat recovery steam generator? *Applied Thermal Engineering*, 31(4), 405–417. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.08.015>

White, F. (2006). Mecánica de Fluidos. In *McGraw-Hill* (Vol. 1). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

Wilke, C. R. (1950). A viscosity equation for gas mixtures. *The Journal of Chemical Physics*, 18(4), 517–519. <https://doi.org/10.1063/1.1747673>

Yilmazo, M. Z., Amirabedin, E., Maltepe, M. E., Maltepe, M. E., & Tarihi, K. (2011). Second Law and Sensitivity Analysis of a Combined Cycle Power. *Gazi University, Faculty of Engineering Department of Mechanical Engineering*, 41–50.

Zaremba, H. (2020, March). The U . S . Is Ramping Up Its Wind Power Production. *Oil Price*. <https://oilprice.com/Alternative-Energy/Wind-Power/The-US-Is-Ramping-Up-Its-Wind-Power-Production.html>

ANEXOS

Anexo 1: Ficha Técnica de las emisiones para un grupo electrógeno a gas natural. Fuente: Cummins. (2018).

Continuous rating definition

Applicable for supplying power continuously to a constant load up to the full output rating for unlimited hours. No sustained overload capability is available for this rating. Consult authorized distributor for rating (equivalent to continuous power in accordance with ISO8528, ISO3046, AS2789, DIN6271, and BS5514). This rating is not applicable to all generator set models.

Emissions	100% load	90% load	75% load	50% load
NO _x emissions dry, ppm ⁷	182	183	174	180
NO _x emissions, mg/Nm ³ @ 5% O ₂ (g/hp-h) ⁷	500 (1)	500 (1)	500 (1)	500 (1)
THC emissions wet, ppm ²	1118	1159	1192	1242
THC emissions, mg/Nm ³ @ 5% O ₂ (g/hp-h) ²	1240 (2.4)	1270 (2.5)	1290 (2.5)	1300 (2.5)
NMHC emissions wet, ppm ^{2,3}	168	174	179	186
NMHC exhaust emissions, mg/Nm ³ @ 5% O ₂ (g/hp-h) ^{2,3}	190 (0.37)	190 (0.4)	190 (0.4)	200 (0.4)
HCHO emissions (wet), ppm ⁶	70	70	70	70
HCHO exhaust emissions, mg/Nm ³ @ 5% O ₂ (g/hp-h) ⁶	150 (0.28)	150 (0.28)	140 (0.28)	140 (0.28)
CO emissions (dry), ppm ⁷	413	418	425	439
CO emissions rate, mg/Nm ^{3,7} @ 5% O ₂ (g/hp-h)	710 (1.42)	710 (1.4)	710 (1.5)	710 (1.5)
CO ₂ emissions (dry), percent ⁷	6.6	6.6	6.7	7.0
O ₂ emissions (dry), percent ⁷	9.3	9.2	9.1	8.6
Particulates PM10, g/hp-h ⁷	< 0.03	< 0.03	< 0.03	< 0.03

Notes:

1. Production variation/tolerance $\pm 5\%$.
2. Tolerance $\pm 15\%$.
3. NMHC emission are an estimate. Actual NMHC emissions are a function of the non-methane hydrocarbons in the fuel.
4. Standby (S), Prime (P), Continuous (C) ratings.
5. Alternator model and data sheet information available on power.cummins.com.
6. Tolerance $\pm 35\%$.
7. Tolerance $\pm 10\%$.

Anexo 2: Características Técnicas del Grupo Electrónico. Fuente: Wartsila.(2011).

Performance data as guidelines for CHP calculations – Wärtsilä gas fuelled generating sets at 50 and 60 Hz

Performance data		Wärtsilä gas engines at frequency 50 Hz						Wärtsilä gas engines at frequency 60 Hz							
Engine		9L34SG	16V34SG	20V34SG	20V34DF		18V50DF		9L34SG	16V34SG	20V34SG	20V34DF		18V50DF	
					Gas mode	Liquid fuel mode	Gas mode	Liquid fuel mode				Gas mode	Liquid fuel mode	Gas mode	Liquid fuel mode
Engine optimization: NO _x (dry @ 15 vol-% O ₂)	mg/Nm ³	95–190*	95–190*	95–190*	190–380*	1460–2000* (LFO) 1600–2000 (HFO)	190–380*	2000*	95–190*	95–190*	95–190*	190–380*	1460–2000* (LFO) 1600–2000 (HFO)	190–380*	2000*
Electric power	kW	3888	6970	8730	8730	8730	16621	16621	3758	6737	8439	8439	8439	17076	17076
Heat rate ¹⁾	kJ/kWh	7817	7753	7737	8036	8127	7616	8185	7817	7753	7737	8036	8127	7616	8186
Efficiency ¹⁾	%	46.1	46.4	46.5	44.8	44.3	47.3	44.0	46.1	46.4	46.5	44.8	44.3	47.3	44.0
Cooling circuit inlet/outlet ²⁾	°C	36/59	36/66	36/67	36/69	36/77	36/68	42/83	36/58	36/65	36/66	36/68	36/75	36/68	42/85
– HTCAC temperature inlet/outlet	°C	42/52	45/57	46/58	47/59	49/65	45/59	54/72	42/52	45/56	45/57	46/58	48/64	45/59	55/73
– Cylinder temperature inlet/outlet	°C	84/91	82/91	82/91	81/91	83/91	80/85	79/85	84/91	83/91	82/91	81/91	83/91	80/85	78/85
– Lubrication oil circuit inlet/outlet	°C	63/74	63/76	63/77	63/78	63/80	63/74	63/78	63/74	63/76	63/76	63/78	63/79	63/74	63/78
– LTCAC temperature inlet/outlet	°C	36/37	36/38	36/39	36/39	36/41	36/38	42/46	36/37	36/38	36/38	36/39	36/40	36/38	42/46
Charge air flow	± 5% kg/s	6.2	11.1	13.8	14.1	17.5	26.2	32.5	6.0	10.7	13.4	13.5	16.7	26.1	32.5
Exhaust gas flow	± 5% kg/s	6.4	11.4	14.2	14.5	17.9	27.0	33.5	6.2	11.0	13.8	13.9	17.2	26.6	33.5
Exhaust gas temp.	± 15 °C	400	400	400	380	335	400	377	400	400	400	380	335	401	369
Exhaust gas energy	± 10% kW	2657	4733	5924	5714	5975	11016	12705	2567	4572	5722	5486	5718	11379	12415
Cooling circuit-energy	± 10% kW	1929	3436	4294	4595	5631	7403	9504	1868	3322	4147	4432	5404	7409	9991
– HTCAC energy	± 10% kW	840	1405	1723	1710	2238	3237	4129	817	1369	1680	1659	2168	3219	4117
– Cylinder cooling energy	± 10% kW	560	1005	1254	1404	1587	2101	2514	540	965	1214	1354	1517	2238	2925
– Lubrication oil energy	± 10% kW	424	761	961	1065	1149	1528	1967	414	741	920	1035	1108	1538	2048
– LTCAC energy	± 10% kW	105	265	357	416	662	542	884	97	247	333	384	611	539	901
Heat losses by radiation	± 20% kW	130	230	290	350	350	630	670	120	220	280	340	340	640	670

Note: Heat and mass balances are dependent on ambient conditions and plant application, above given figures are for guidance only and calculated at ISO 3046 reference conditions; 25°C ambient temperature, 100m above sea level and 30% relative humidity.

¹⁾ Heat rate and electrical efficiency at generator terminals, including engine-driven pumps, ISO 3046 conditions and LHV. Tolerance 5%. Power factor 0.8. Gas Methane Number >80

²⁾ Single-circuit cooling system.

* Adjustable NO_x range according to local requirements. Heat rates given at the marked NO_x optimization level. Heat rates at other NO_x optimization levels to be checked case by case.

Note! 1 ppm-v dry @ 15% O₂ ≈ 2.054 mg/Nm³ dry @ 15% O₂. NO_x calculated as NO₂. Nm³ defined at NTP (273.15 K and 101.3 kPa).



Anexo 3: Longitudes efectivas de accesorios en tuberías de agua. Fuente: Ganapathy. (2003).

Accesorio	Le/di
Codo cuadrado de 90°	57
Codo de 45°	15
Codo de 90° radio estándar	32
Codo de 90° radio medio	26
Codo de 90° largo radio	20
Codo de 180° retorno corto	75
Codo de 180° retorno largo	50
Válvula de compuerta abierta	7
Válvula de compuerta un cuarto cerrada	40
Válvula de compuerta a la mitad	200
Válvula de compuerta tres cuartos cerradas	800
Válvula de globo abierta	300

