



# ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



## FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

### ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS TÉCNICAS Y ECONÓMICAS PARA LA RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL EN LA TERMOELÉCTRICA QUEVEDO II TOMANDO EN CUENTA ASPECTOS DE MITIGACIÓN DEL CAMBIO CLIMÁTICO

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
MAGÍSTER EN EFICIENCIA ENERGÉTICA

**BENEDIKT HAUNREITER ECHEVERRÍA**

[b.haunreiter@googlemail.com](mailto:b.haunreiter@googlemail.com)

**DIRECTOR:**

[josé.palacios@epn.edu.ec](mailto:josé.palacios@epn.edu.ec)

Quito, julio, 2017

## DECLARACIÓN

Yo, Benedikt Haunreiter Echeverría, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

Benedikt Haunreiter Echeverría

## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor BENEDIKT HAUNREITER ECHEVERRÍA bajo mi supervisión.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'José Luis Palacios', written over a horizontal line.

Ing. José Luis Palacios, M.Sc.

DIRECTOR DE PROYECTO

## AGRADECIMIENTOS

A mi director de tesis, José Luis Palacios, que de manera espontánea y efectiva decidió apoyarme a finalizar esta tarea. Un especial agradecimiento a Alecksey Mosquera, que siempre tenía una idea clara para cuando yo no sabía cómo continuar con algún segmento de este trabajo. Al proyecto Tercera Comunicación Nacional sobre el Cambio Climático (TCN) y al proyecto SECURE, que siempre me apoyó de manera incondicional. A Eduardo Noboa, quién me dio la idea inicial de realizar esta tesis en el marco de un proyecto del Instituto Nacional de INER. Así mismo a Gonzalo Guerrón, quién me proporcionó la información inicial para profundizar el proyecto de eficiencia energética en la generación termoeléctrica impulsado por el INER. A la Facultad de Ingeniería Mecánica (FIM) de la Escuela Politécnica Nacional (EPN) por recibirme y permitir que yo continúe con mi ideal de superación como profesional.

Mis agradecimientos más sentidos a mi esposa y mi hija, que me apoyaron en este emprendimiento con todo su tiempo y paciencia. A mi madre, que en momentos difíciles no le faltaban palabras de aliento.

## **DEDICATORIA**

Este trabajo se lo dedico a mi esposa Diana y a mi hija Cayetana. Serán recompensadas por todo el tiempo que se tuvo que sacrificar para alcanzar esta meta. Mi trabajo y mi esfuerzo, con todo mi amor, son para ustedes.

Gracias por estar conmigo y creer en mí.

## Contenido

|                                                       |             |
|-------------------------------------------------------|-------------|
| <b>Declaración</b>                                    | <b>i</b>    |
| <b>Certificación</b>                                  | <b>ii</b>   |
| <b>Agradecimientos</b>                                | <b>iii</b>  |
| <b>Dedicatoria</b>                                    | <b>iv</b>   |
| <b>Índice de figuras</b>                              | <b>viii</b> |
| <b>Índice de tablas</b>                               | <b>x</b>    |
| <b>Índice de símbolos</b>                             | <b>xiii</b> |
| <b>Abreviaciones</b>                                  | <b>xiv</b>  |
| <b>Resumen</b>                                        | <b>xv</b>   |
| <b>Presentación</b>                                   | <b>xvi</b>  |
| <b>1. Introducción</b>                                | <b>1</b>    |
| 1.1. Motivación                                       | 1           |
| 1.2. Objetivo y alcance                               | 3           |
| <b>2. Descripción de la termoeléctrica Quevedo II</b> | <b>4</b>    |
| 2.1. Ubicación geográfica                             | 4           |
| 2.2. Datos técnicos de los grupos electrógenos        | 4           |
| 2.3. Espacio físico disponible                        | 5           |
| <b>3. Métodos de recuperación de calor residual</b>   | <b>7</b>    |
| 3.1. Estado del arte                                  | 7           |
| 3.1.1. Generación de calor                            | 8           |
| 3.1.2. Generación de electricidad                     | 8           |
| 3.1.3. Generación de frío                             | 13          |

|           |                                                                                                  |            |
|-----------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>4.</b> | <b>Estudio técnico, ambiental y económico</b>                                                    | <b>14</b>  |
| 4.1.      | Potencial para el aprovechamiento energético                                                     | 14         |
| 4.1.1.    | Balance másico                                                                                   | 15         |
| 4.1.2.    | Balance energético                                                                               | 24         |
| 4.2.      | Evaluación tecnológica                                                                           | 30         |
| 4.3.      | Aprovechamiento energético del RC                                                                | 37         |
| 4.3.1.    | El recuperador de calor                                                                          | 41         |
| 4.3.2.    | Potencial no utilizado                                                                           | 82         |
| 4.3.3.    | Equipos                                                                                          | 84         |
| 4.3.4.    | Costos                                                                                           | 85         |
| 4.4.      | El Ciclo Rankine Orgánico                                                                        | 85         |
| 4.4.1.    | Fluido orgánico iso- butano                                                                      | 87         |
| 4.4.2.    | Aprovechamiento energético del ORC                                                               | 88         |
| 4.4.3.    | Energía para el i- butano                                                                        | 91         |
| 4.4.4.    | Los recuperadores de calor del ORC                                                               | 94         |
| 4.4.5.    | Aprovechamiento energético del agua de enfriamiento del motor y del condensador del RC en el ORC | 110        |
| 4.4.6.    | Destrucción de potencia útil                                                                     | 117        |
| 4.4.7.    | Equipos                                                                                          | 119        |
| 4.4.8.    | Costos                                                                                           | 120        |
| 4.5.      | Eficiencia de los sistemas RC, ORC y en conjunto                                                 | 120        |
| 4.6.      | Cambio climático                                                                                 | 122        |
| 4.6.1.    | Emisiones sin RC                                                                                 | 122        |
| 4.6.2.    | Emisiones con RC                                                                                 | 123        |
| 4.6.3.    | Emisiones con RC y ORC                                                                           | 124        |
| 4.7.      | Cálculo económico                                                                                | 125        |
| <b>5.</b> | <b>Conclusiones y recomendaciones</b>                                                            | <b>128</b> |
| 5.1.      | Conclusiones                                                                                     | 128        |

|                      |     |
|----------------------|-----|
| 5.2. Recomendaciones | 129 |
| Bibliografía         | 131 |
| Anexos               | 138 |



## ÍNDICE DE FIGURAS

|                                                                                                                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1-1: Toma aérea de la termoeléctrica Quevedo II.                                                                                                                        | 3  |
| Figura 2-1: Esquema de la termoeléctrica Quevedo II y posible ubicación del proyecto.                                                                                          | 6  |
| Figura 3-1: Aplicaciones para el calor recuperado.                                                                                                                             | 7  |
| Figura 3-2: Tipos de fluidos en el diagrama T-s                                                                                                                                | 10 |
| Figura 4-1: Diagrama de los flujos de combustible, gases de escape y agua para enfriar el motor                                                                                | 15 |
| Figura 4-2: Flujos máscicos de entrada y salida de un motor de combustión.                                                                                                     | 15 |
| Figura 4-3: Diagrama de Sankey que ilustra la distribución de energía del combustible.                                                                                         | 29 |
| Figura 4-4: Tipos de tecnología aplicables según su potencia y el nivel de temperatura.                                                                                        | 31 |
| Figura 4-5: Diagrama de la planta propuesta, sin valores.                                                                                                                      | 37 |
| Figura 4-6: Ciclo Rankine con agua/ vapor de agua en un diagrama T-s (proceso isentrópico).                                                                                    | 38 |
| Figura 4-7: Niveles de temperatura y entrega de trabajo para el ciclo Rankine analizado.                                                                                       | 41 |
| Figura 4-8: Izquierda: Etapas del ciclo Rankine (1-5) esquematizadas en la curva del agua en un diagrama T-s. Caracterización del pinch point. Línea de temperatura de los GE. | 42 |
| Figura 4-9: Transferencia de calor en el HRSG.                                                                                                                                 | 49 |
| Figura 4-10: Esquema del HRSG visto desde arriba.                                                                                                                              | 50 |
| Figura 4-11: Posicionamiento de tubos en un panel del IC.                                                                                                                      | 59 |
| Figura 4-12: Condiciones de posicionamiento de tubos en un panel del IC.                                                                                                       | 60 |
| Figura 4-13: Esquema de posicionamiento de un panel con la estructura de sujeción.                                                                                             | 61 |
| Figura 4-14: Esquema de cambio de diámetro de tubos que conducen el fluido. Las flechas indican la dirección en la que se mueve el fluido                                      | 63 |

|                                                                                                                                                                                                                 |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 4-15: Esquema de los componentes contemplados para el cálculo de pérdidas de presión en un panel de IC                                                                                                   | 64  |
| Figura 4-16: Esquema de los circuitos de bombeo del RC                                                                                                                                                          | 66  |
| Figura 4-17: Diagrama T-s del proceso de transferencia de calor de los GE al agua. Flecha roja: energía térmica entregada por parte de los GE. Flecha verde: Energía térmica entregada en el condensador del RC | 74  |
| Figura 4-18: Esquema del proceso donde pasan los GE y el ciclo del agua/vapor de agua.                                                                                                                          | 75  |
| Figura 4-19: Cantidad de calor requerido para transferencia según cantidad de fluido en una tubería. Fuente: [57]                                                                                               | 76  |
| Figura 4-20: Saturación de burbujas en una tubería                                                                                                                                                              | 77  |
| Figura 4-21: Características marco del domo a emplearse para la separación de vapor del fluido.                                                                                                                 | 80  |
| Figura 4-22: Destrucción de potencia útil en el sistema RC sin la aplicación del ORC.                                                                                                                           | 84  |
| Figura 4-23: Diagrama de la planta ORC propuesta, sin valores.                                                                                                                                                  | 87  |
| Figura 4-24: El ciclo Rankine con un fluido orgánico.                                                                                                                                                           | 89  |
| Figura 4-25: Niveles de temperatura y entrega de trabajo para el ciclo Rankine orgánico analizado.                                                                                                              | 91  |
| Figura 4-26: Esquema de un intercambiador de placas planas.                                                                                                                                                     | 99  |
| Figura 4-27: Sistema de evaporación del i- butano.                                                                                                                                                              | 104 |
| Figura 4-28: Diagrama T-s del proceso de transferencia de calor del agua del condensador del RC y del agua de enfriamiento del motor al i- butano. Entrega de trabajo en la turbina.                            | 113 |
| Figura 4-29: Esquema del proceso donde el i- butano sale de la turbina, entrega calor en el pre-calentador en el condensador y absorbe ese mismo calor como fluido condensado.                                  | 114 |
| Figura 4-30: Destrucción de potencia útil en el sistema RC sin la aplicación del ORC.                                                                                                                           | 119 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|                                                                                                                                                       |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabla 2-1: Datos técnicos del motor Hyundai                                                                                                           | 4  |
| Tabla 4-1: Composición másica de Fuel Oil No.6                                                                                                        | 16 |
| Tabla 4-2: Composición del aire húmedo utilizado para la combustión en los motores                                                                    | 17 |
| Tabla 4-3: Potencia del combustible y pérdidas térmicas                                                                                               | 28 |
| Tabla 4-4: Ponderación para la aplicación de las tecnologías evaluadas en la matriz de evaluación                                                     | 32 |
| Tabla 4-5: Matriz de decisión para la aplicación de tecnologías para la recuperación de calor residual                                                | 33 |
| Tabla 4-6: Resultados de la matriz de decisión para la aplicación de tecnologías para la recuperación de calor residual                               | 35 |
| Tabla 4-7: Entalpías de agua y vapor de agua según temperatura y presión en los segmentos del IC para el caso isentrópico (I) y para el caso real (R) | 40 |
| Tabla 4-8: Temperaturas de entrada y salida de las distintas secciones del HRSG y calor trasferido                                                    | 48 |
| Tabla 4-9: Composición y determinación de la constante específica de los GE                                                                           | 51 |
| Tabla 4-10: Valores termodinámicos y termo físicos de los GE                                                                                          | 57 |
| Tabla 4-11: Valores para la transferencia de calor hacia los tubos que contienen el agua                                                              | 58 |
| Tabla 4-12: Temperatura media logarítmica y áreas de transferencia de calor en las distintas secciones del HRSG                                       | 58 |
| Tabla 4-13: Cantidad de tubos y paneles para la transferencia de calor en las distintas secciones del HRSG                                            | 62 |
| Tabla 4-14: Densidad del agua/vapor de agua y velocidad del fluido en tubos de 2 y de 8 pulgadas para las distintas secciones del HRSG                | 64 |
| Tabla 4-15: Pérdidas de presión en los elementos de los paneles para las distintas secciones del HRSG en Pascal y su equivalente en metros            | 65 |
| Tabla 4-16: Alturas de las distintas secciones del HRSG                                                                                               | 66 |
| Tabla 4-17: Costos de los componentes para la realización del RC                                                                                      | 85 |

|                                                                                                                                                                                                        |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabla 4-18: Entalpías de i- butano y vapor de i- butano según temperatura y presión para el caso isentrópico (I) y para el caso real (R)                                                               | 90  |
| Tabla 4-19: Temperaturas de entrada y salida del agua y del i- butano de los IC del ORC y cantidad de calor trasferido                                                                                 | 98  |
| Tabla 4-20: Flujos máxicos de vapor de i- butano a través de los IC                                                                                                                                    | 99  |
| Tabla 4-21: Características térmicas y físicas del agua e i- butano en el calentador                                                                                                                   | 101 |
| Tabla 4-22: Valores marco para el calentador                                                                                                                                                           | 101 |
| Tabla 4-23: Valores adimensionales Re, Nu, Pr para el calentador desde el lado del agua                                                                                                                | 101 |
| Tabla 4-24: Valores marco para los evaporadores de i- butano                                                                                                                                           | 102 |
| Tabla 4-25: Valores adimensionales Re, Nu, Pr para el calentador desde el lado del i-butano                                                                                                            | 103 |
| Tabla 4-26: El coeficiente global de transferencia de calor, la temperatura media logarítmica, el área de transferencia y la potencia de calor a transferirse para los tres IC principales del sistema | 103 |
| Tabla 4-27: Temperatura media logarítmica, coeficiente de transferencia de calor, áreas de transferencia de calor y calor transferido en los IC adicionales                                            | 105 |
| Tabla 4-28: Destrucción de potencia útil en el proceso ORC                                                                                                                                             | 118 |
| Tabla 4-29: Potencia insertada en el sistema ORC                                                                                                                                                       | 118 |
| Tabla 4-30: Costos de los componentes para la realización del ORC                                                                                                                                      | 120 |
| Tabla 4-31: TIR y VAN sin AM 027, sin apalancamiento climático, sin exoneración del IR                                                                                                                 | 126 |
| Tabla 4-32: TIR y VAN sin AM 027, sin apalancamiento climático, con exoneración del IR                                                                                                                 | 126 |
| Tabla 4-33: TIR y VAN sin AM 027, con apalancamiento climático, sin exoneración del IR                                                                                                                 | 126 |
| Tabla 4-34: TIR y VAN sin AM 027, con apalancamiento climático, con exoneración del IR                                                                                                                 | 127 |
| Tabla 4-35: TIR y VAN con AM027, sin apalancamiento climático, sin exoneración del IR                                                                                                                  | 127 |

Tabla 4-36: TIR y VAN con AM027, con apalancamiento climático, sin exoneración del IR

127

## ÍNDICE DE SÍMBOLOS

| <b>Símbolo</b> | <b>Definición</b>                             | <b>Unidad</b>                        |
|----------------|-----------------------------------------------|--------------------------------------|
| $\emptyset$    | Exergía                                       | kJ/kg                                |
| A              | Área                                          | m <sup>2</sup>                       |
| c              | Constante                                     |                                      |
| cp             | Calor específico                              | kJ/kgK                               |
| d1             | Diámetro interno                              | mm, m                                |
| d2             | Diámetro externo                              | mm, m                                |
| Dh             | Diámetro hidráulico                           | mm, m                                |
| E              | Energía                                       | Wh, kWh, MWh                         |
| g              | Gravedad                                      | m/s <sup>2</sup>                     |
| h              | Entalpía                                      | kJ/kg                                |
| hd             | Coefficiente de convección del fluido interno | W/m <sup>2</sup> K                   |
| hf             | Coefficiente de convección del fluido externo | W/m <sup>2</sup> K                   |
| L              | Largo característico, Longitud                | mm, m                                |
| m              | Flujo másico                                  | kg/s, kg/h                           |
| n              | Constante                                     |                                      |
| P              | Potencia                                      | W, kW, MW                            |
| p              | Presión                                       | Pa, kPa, Mpa, Bar                    |
| Pr             | Número de Prandtl                             |                                      |
| Q              | Flujo de calor                                | W, kW, MW                            |
| R              | Constante de gases                            | J/kg K                               |
| Re             | Número de Reynolds                            |                                      |
| t              | Tiempo                                        | s, h                                 |
| T              | Temperatura                                   | °C, K                                |
| U              | Coefficiente global de transferencia de calor | W/m <sup>2</sup> K                   |
| Nu             | Número de Nusselt                             |                                      |
| $\dot{V}$      | Flujo volumétrico                             | m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h |
| v              | Velocidad                                     | m/s                                  |
| W              | Trabajo                                       | W, kW, MW                            |
| W x H x L      | Ancho x Alto x Largo                          | mm, m                                |
| $\Delta$       | Diferencia                                    |                                      |
| $\zeta$        | Valor Zeta                                    |                                      |
| $\eta$         | Eficiencia                                    | %                                    |
| k              | Conductividad térmica                         | W/m K                                |
| $\lambda_o$    | Relación de aire de combustión                | %                                    |
| $\mu$          | Viscosidad dinámica                           | Pa s                                 |
| $\nu$          | Viscosidad cinemática                         | m <sup>2</sup> /s                    |
| $\rho$         | Densidad                                      | kg/m <sup>3</sup>                    |

## ABREVIACIONES

|           |                                                                   |
|-----------|-------------------------------------------------------------------|
| AM        | Acuerdo Ministerial                                               |
| CELEC EP  | Corporación Eléctrica del Ecuador Empresa Pública                 |
| CHF       | Flujo crítico de calor, Critical Heat Flux                        |
| COP       | Coefficiente de operatividad, <i>Coefficient of Performance</i>   |
| DIN       | Norma alemana de industria                                        |
| EPN       | Escuela Politécnica Nacional                                      |
| econ      | Economizador                                                      |
| evap      | Evaporador                                                        |
| FIM       | Facultad de Ingeniería Mecánica                                   |
| GE        | Gases de escape                                                   |
| GEI       | Gas de Efecto Invernadero                                         |
| GWP       | Poder de calentamiento global                                     |
| HFO       | Bunker Heavy Fuel Oil                                             |
| HRSG      | Heat Recovery Steam Generator                                     |
| HTU       | Unidad de tratamiento de Heavy Fuel Oil                           |
| ibut      | Iso- Butano                                                       |
| IC        | Intercambiador de calor                                           |
| INER      | Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables |
| IR        | Impuesto a la Renta                                               |
| ORC       | Ciclo Rankine Orgánico                                            |
| PP        | Pinch Point                                                       |
| PCI       | Poder Calorífico Inferior                                         |
| RC        | Ciclo Rankine                                                     |
| SC        | Sobre Calentador                                                  |
| SENPLADES | Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo                 |
| SRI       | Servicio de Rentas Internas                                       |
| TCN       | Tercera Comunicación Nacional sobre el Cambio Climático           |
| TEP       | Toneladas equivalentes de petróleo                                |
| TIR       | Tasa interna de retorno                                           |
| VAN       | Valor Actual Neto                                                 |
| VCS       | Verified Carbon Standard                                          |

## RESUMEN

La presente tesis describe las posibilidades de la recuperación de calor residual en la termoeléctrica Quevedo II. El estudio inicia con una evaluación tecnológica, considerando el estado del arte en la recuperación de calor en la generación termoeléctrica, tomando en cuenta la calidad y la cantidad del calor proporcionado por los cuatro grupos electrógenos considerados. Se determinó que se aplicarán dos ciclos de vapor: el ciclo de vapor Rankine convencional con vapor de agua para el aprovechamiento de calor residual de los gases de escape y un segundo ciclo de Rankine con vapor de iso butano para el aprovechamiento del calor despedido en el proceso de condensación del ciclo Rankine convencional y el aprovechamiento del calor del agua de enfriamiento del motor. La aplicación de los dos ciclos de vapor generó un aumento bruto de la potencia de 292,7 kW<sub>el</sub>. Tomando en cuenta las bombas para circular el fluido en los ciclos, la eficiencia neta del sistema aumenta en un 3,5 %. Las emisiones son reducidas en 917,9  $\frac{tCO_{2eq}}{a}$ . El proyecto es viable y económicamente es rentable pues tiene una tasa interna de retorno (TIR) de la inversión del 10,12 % en su escenario base y una tasa interna de retorno del 20,47 % en el caso de que se apliquen todos los incentivos adicionales por la mitigación del cambio climático y utilizar las tecnologías recomendadas.



## PRESENTACIÓN

La recuperación de calor residual en la generación termoeléctrica representa el aprovechamiento de la gran parte del potencial contenido en los combustibles fósiles empleados. El aumento del rendimiento global del sistema de generación, la disminución de cargas ambientales, así como la venta adicional de productos energéticos y el ahorro de combustible son factores que deben ser tomados en cuenta al momento de buscar alternativas.

El análisis de las necesidades adicionales, sea calor, electricidad o frío, permite encontrar la utilización óptima del calor residual puesto a disposición por el proceso de combustión. Por medio de una matriz de evaluación tecnológica donde, en base a la temperatura y potencia del calor residual puesto a disposición por los gases de escape generados en la producción termoeléctrica, se pondera la tecnología apta llegando a una solución adecuada.

La combinación de un ciclo Rankine convencional con un ciclo Rankine con un fluido orgánico requiere de un análisis exhaustivo del fluido orgánico para encontrar el más adecuado. El fluido orgánico define la temperatura y la presión a la cual el ciclo Rankine orgánico trabajará y finalmente la potencia de la turbina. El cálculo puntual para cada fuente de calor residual permite recuperar la mayor cantidad de calor posible y una generación de energía mayor.

La evaluación económica determina que el proyecto es rentable. Aplicando a apalancamiento climático internacional y al apoyo nacional para el uso de tecnologías sostenibles el proyecto se vuelve aún más atractivo. Además, desde el punto de vista ambiental, la aplicación de métodos de generación eficiente de energía eléctrica hace de este proyecto un emprendimiento innovador en el Ecuador.

La aplicación de algún tipo de tecnología para la recuperación de calor residual en la generación de electricidad por medio de combustibles fósiles es beneficiosa en todos los sentidos: económico, sanitario, social y ambiental. La utilización eficiente

de los recursos acerca al país un paso más hacia una sociedad consciente y sostenible.

# **1. INTRODUCCIÓN**

## **1.1. MOTIVACIÓN**

El suministro de energía en el futuro requiere, en términos ambientales y manejo de recursos, el desarrollo de nuevas tecnologías y la mejora de los sistemas existentes. En 2015, la demanda de energía primaria mundial fue de aproximadamente 13.000 millones de toneladas equivalentes de petróleo (TEP) [1]. Esto corresponde a un incremento del 30 % en comparación con el consumo en 2002. Esta demanda seguirá aumentando en los próximos años. En comparación con el consumo en 2010 se espera un incremento del 56 % hasta el año 2040 [2]. Este porcentaje se fundamenta en un crecimiento de la demanda del 85 % en los países en desarrollo y emergentes.

Gran parte de este aumento es atribuible a la demanda de energía eléctrica, que en promedio incrementará en un 2,2 % por año hasta el año 2040. Este aumento también se puede asociar con un aumento en las emisiones de gases de efecto invernadero que, incrementarán en un 46 % hasta el año 2040, si las políticas climáticas no cambian [2].

Con relación a los recursos limitados de fuentes de energía fósil se hace indispensable una ampliación del uso de energía renovable y la aplicación de tecnologías de eficiencia energética.

Diferentes escenarios del Consejo Mundial de la Energía (WEC) predicen, una participación de 20 - 30 % de energía de fuentes renovables (excluyendo la energía hidroeléctrica) en la generación mundial de electricidad hasta el año 2050, en comparación con el 4 % en el año 2010 [3].

En comparación con el desarrollo global se puede observar una situación similar en Ecuador. Debido al alto crecimiento de la población y diversos factores de impulso en la industria ecuatoriana se prevé un aumento sustancial en el consumo de energía eléctrica debido a las intenciones de un cambio en la matriz productiva. Esta

demanda se verá satisfecha parcialmente por medio de la implementación de diversos proyectos hidroeléctricos, llamados “emblemáticos” [4].

Después de la energía eléctrica generada por medio de hidroeléctricas, la segunda fuente más importante para la generación eléctrica en el Ecuador es la termoeléctrica. Estas plantas han aumentado en su cantidad según lo ha requerido la demanda del país [4].

La práctica común durante el funcionamiento de estas plantas es la combustión de combustibles fósiles, generar energía eléctrica y desechar los gases de combustión. Los gases de escape (GE) suelen tener una temperatura de 358,89 °C [5]. A partir de los 200 °C es posible instalar un sistema de recuperación térmica que alimente un ciclo de recuperación de calor para la generación de electricidad, aumentar la eficiencia del proceso global y reducir las emisiones relativas a la producción total de energía [6].

El potencial que tiene la aplicación de los ciclos Rankine para la recuperación de calor en la generación termoeléctrica en el Ecuador es grande. Adicionalmente es posible aplicar estos procesos en el aprovechamiento de entalpías medias y bajas como se ofrecen en el ámbito de la generación de energía termo solar y geotérmica. De este modo se ofrece una amplia variedad de posibles aplicaciones para ciclos Rankine (RC) convencionales y especialmente para ciclos de Rankine Orgánicos (ORC). Es importante mencionar su aplicación en el uso de calor residual de procesos industriales, aumentando su rendimiento total al utilizar la electricidad producida para alimentar el mismo proceso o inyectándola en la red de distribución eléctrica pública. La aplicación de los ciclos Rankine en la generación termoeléctrica reduce la demanda de energía primaria, por consiguiente la electricidad generada recibe menor subsidio al combustible utilizado, mejoran la eficiencia económica del sector energético e industrial del país y pueden influir fundamentalmente en la eficiencia en el cambio de la matriz energética y productiva del país.

## 1.2. OBJETIVO Y ALCANCE

Por medio de una evaluación de tecnologías se determinará que la generación de electricidad es la recomendada para el aprovechamiento de los GE. En la planificación y diseño de centrales RC u ORC se deben tomar en cuenta una serie de condiciones que afectan a la arquitectura óptima del sistema. Además del nivel de temperatura y la cantidad de calor disponible es necesario considerar el tipo de uso en el concepto global (cogeneración, alimentación o el funcionamiento aislado, etc.). Debido a estas consideraciones una solución estándar no es posible y se requiere un ajuste individual y adecuado a la ubicación. Por lo tanto, este trabajo se desarrollará, partiendo de un enfoque general de la planificación de RC y un ORC, considerando los componentes principales de la planta, un cálculo de los mismos, un análisis de potencial de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) absolutas anuales, por MWh y un análisis financiero de la tecnología. Este estudio propone un dimensionamiento preliminar.

Para el desarrollo de este estudio se tomarán los flujos de calor residual emitidos por la planta termoeléctrica Quevedo II (Figura 1-1).



*Figura 1-1: Toma aérea de la termoeléctrica Quevedo II.*

*Fuente: [7]*

## 2. DESCRIPCIÓN DE LA TERMOELÉCTRICA QUEVEDO

### II

Este capítulo del estudio describe la ubicación geográfica del proyecto. Este aspecto tiene influencia en las condiciones ambientales, afecta al tipo de tecnología a utilizarse y al desempeño de la misma. Este capítulo además describe el tipo de tecnología que genera el calor residual que será recuperado y el espacio físico del que se dispone para la instalación de la tecnología que recuperara el calor.

#### 2.1. UBICACIÓN GEOGRÁFICA

La termoeléctrica Quevedo II se encuentra ubicada en el kilómetro 4 1/2 vía El Empalme, entrada La Virginia, cantón Quevedo, provincia de Los Ríos. La termoeléctrica se compone de sesenta grupos electrógenos de 1,71 MW<sub>el</sub> cada uno, que resultan 102 MW<sub>el</sub> [8]. Quevedo II entró en funcionamiento en mayo 2011. La central termoeléctrica Quevedo II se encuentra entre Babahoyo, Manta y Santo Domingo y controla la potencia del sistema Manabí y Centro [8].

#### 2.2. DATOS TÉCNICOS DE LOS GRUPOS ELECTRÓGENOS

Los grupos electrógenos son de la marca HYUNDAI y son del modelo 9H21/32. Los equipos operan con HFO (Heavy Fuel Oil N° 6). Los grupos electrógenos arrancan y paran con Diésel N° 2. La planta posee ocho HTU (Unidad de tratamiento de Heavy Fuel Oil) que precalientan el combustible antes de que entre al motor. Los datos técnicos de los grupos electrógenos de la termoeléctrica Quevedo II se encuentran en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1: Datos técnicos del motor Hyundai [9]

|                                                          |                                |
|----------------------------------------------------------|--------------------------------|
| Modelo del motor                                         | 9H21/32                        |
| Potencia nominal del motor (kW <sub>el</sub> )           | 1800                           |
| Potencia generador (kW <sub>el</sub> )                   | 1710                           |
| Peso total (t)                                           | 50                             |
| Dimensión (WxHxL)                                        | 2,4 m x 3,4 m x 12 m           |
| Sistema de enfriamiento                                  | Radiador/torre de enfriamiento |
| Combustible                                              | Fuel Oil No. 6                 |
| Velocidad de máquina rpm                                 | 900                            |
| Consumo específico de combustible [g/kWh <sub>el</sub> ] | 183                            |
| Poder calorífico inferior del combustible (PCI)          | 42700 kJ/kg                    |

La potencia térmica para un grupo electrógeno con los valores especificados en la Tabla 2-1 y aplicando la Ec. 1

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{th,1 \text{ grupo electrógeno}} & \qquad \qquad \qquad \text{Ec. 1} \\ & = \text{consumo específico} \left[ \frac{kg}{kWh} \right] \cdot \text{Potencia Nominal [kW]} \\ & \cdot \text{PCI} \left[ \frac{kWh}{kg} \right] \end{aligned}$$

Insertando los valores:

$$\dot{Q}_{th,1 \text{ grupo electrógeno, energía de entrada}} = 0,183 \frac{kg}{kWh} \cdot 1800 \text{ kW} \cdot 11,86 \frac{kWh}{kg} = 3907 \text{ kW}$$

Con los datos técnicos especificados, según [9], es posible aplicar la Ec. 2 y calcular la eficiencia de uno o varios grupos electrógenos [10].

$$\eta_{\text{grupo electrógeno}} = \frac{\text{Energía de salida}}{\text{Energía de entrada}} \qquad \text{Ec. 2}$$

La potencia de salida es la potencia eléctrica generada por un grupo electrógeno, aquí 1,71 MW<sub>el</sub>. En la entrada se tiene la potencia contenida en el combustible que alimenta a los motores.

Insertando el valor calculado:

$$\eta_{1 \text{ grupo electrógeno}} = \frac{1710 \text{ kW}}{3907 \text{ kW}} * 100 = 43,80 \%$$

### 2.3. ESPACIO FÍSICO DISPONIBLE

Este estudio hace referencia a cuatro unidades generadoras de la termoeléctrica de Quevedo II. Debido a que la planta termoeléctrica Quevedo II no siempre se encuentra operativa al 100 % y en muchos casos solo una cantidad limitada de grupos electrógenos operan para la estabilización de la red se toman cuatro unidades para asegurar que el proyecto de recuperación de calor tenga un factor de planta de al menos 75 %. Se tomaron cuatro grupos electrógenos por dos razones: la división geográfica de los grupos electrógenos se encuentra en grupos de cuatro y

de ocho unidades. La segunda razón fue tener una cantidad de calor residual suficiente para considerar la generación eléctrica como parte del repertorio de opciones de recuperación de calor residual. Según las posibilidades de posicionamiento geográfico se apuntará a las unidades 45, 46, 47 y 48, según Figura 2-1.

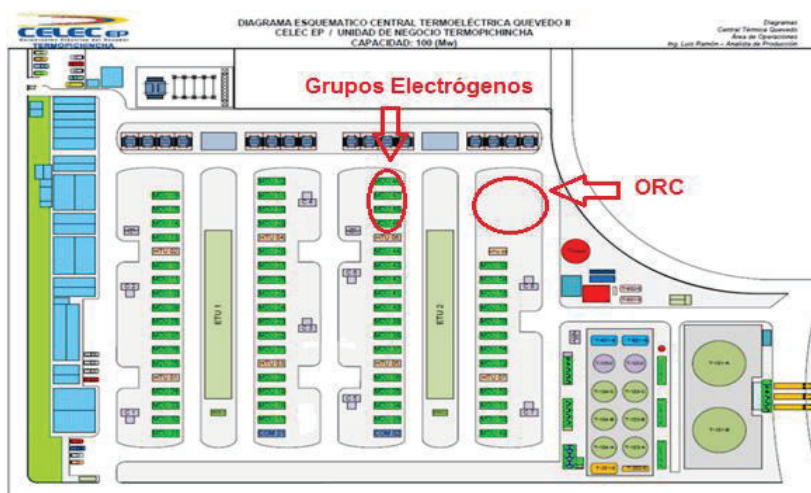


Figura 2-1: Esquema de la termoeléctrica Quevedo II y posible ubicación del proyecto.

Fuente: [8]



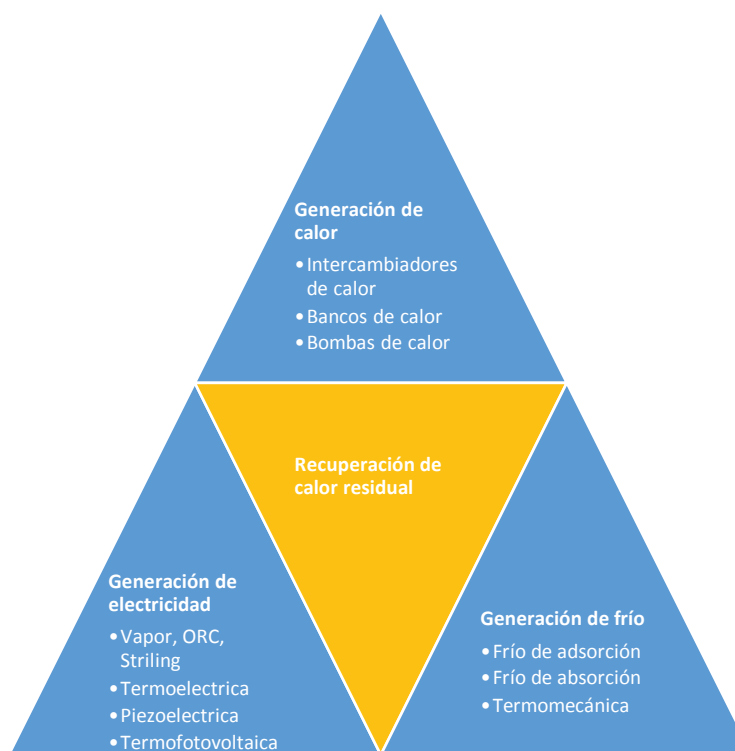
### 3. MÉTODOS DE RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL

Las tecnologías aptas para su aplicación en el aprovechamiento de calor residual de los GE son múltiples. Los GE pueden ser utilizados para la generación de calor, generación de electricidad y la generación de frío [11].

En el suministro de energía eléctrica y refrigeración existen dos posibilidades: o bien el calor residual se convierte directamente o primero se crea energía mecánica intermedia, que a su vez acciona un generador eléctrico o un enfriador [11].

#### 3.1. ESTADO DEL ARTE

Esta sección describe de manera resumida las posibilidades de recuperación de calor, además describe cuáles son las investigaciones tecnológicas en el campo. La Figura 3-1 muestra las posibles aplicaciones para el calor residual.



*Figura 3-1: Aplicaciones para el calor recuperado.*

*Fuente: [11].*

### **3.1.1. GENERACIÓN DE CALOR**

Las posibilidades de la utilización del calor residual para fines térmicos son múltiples y ajustables a las necesidades del consumidor. Las posibilidades presentadas a continuación son los métodos comunes para la recuperación, almacenamiento y utilización de calor.

#### **3.1.1.1. Intercambiadores de calor**

Los intercambiadores de calor (IC) son los elementos medulares para posibilitar el traspaso de calor entre dos fluidos, en este caso, entre los GE y un fluido orgánico o agua [6].

#### **3.1.1.2. Bancos de calor**

Los bancos de calor son sistemas de almacenamiento de calor. Si el calor es generado de manera no sincronizada con el consumidor se instalan bancos de calor que almacenen el calor hasta el momento en que encuentre utilidad. De este modo los bancos de calor permiten el uso flexible del calor residual generado [6].

#### **3.1.1.3. Bombas de calor**

Una bomba de calor es una máquina que toma el calor de un sumidero y, con la adición de trabajo, genera calor adicional según las necesidades del consumidor. Según su diseño se distinguen entre bombas de calor por compresión y bombas de calor basadas en la sorción [12].

### **3.1.2. GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD**

Como segunda variante de la recuperación de calor residual se puede aplicar los métodos de generación de electricidad. Los procesos de generación de electricidad a partir de calor residual se pueden dividir en los procesos con y sin trabajo mecánico [11]. Los procesos para la generación de electricidad con procesos mecánicos se realizan con los procesos que utilizan vapor de agua, ORC y Stirling. Su aplicabilidad depende de los factores descritos al principio, incluyendo, en particular, el nivel de temperatura de la fuente de calor residual.

### **3.1.2.1. Ciclo Rankine convencional**

El proceso RC se basa en el ciclo convencional de vapor de agua. Este proceso es el más utilizado para generar electricidad a partir del calor residual. Para los procesos de vapor se utiliza vapor para accionar una turbina de vapor, que está acoplada a un generador eléctrico. A temperaturas a partir de 350 °C los procesos de vapor son las soluciones más eficaces para la generación de energía a partir de calor residual. La eficiencia del proceso de vapor, en un intervalo de temperatura entre 250 °C y 540 °C, se mueve en un rango de 15 % a 40 % [6].

### **3.1.2.2. Ciclo Orgánico Rankine**

Estos procesos tienen la misma estructura funcional como procesos de vapor de agua. En Ciclos de Rankine Orgánico (ORC) se utilizan líquidos orgánicos como medios de trabajo, sin embargo, el punto de ebullición es más bajo que el del agua. Debido a las temperaturas de funcionamiento más bajas, la eficiencia del proceso ORC con respecto a los procesos de vapor es más bajo. La eficiencia de los procesos de ORC se estima para temperaturas entre 70 a 350 °C en aproximadamente 5 % a 20 % [6].

#### **3.1.2.2.1. Fluidos de trabajo en el proceso ORC**

Los múltiples usos en los que pueden ser aplicados los procesos ORC demandan un ajuste de este mismo proceso a las fuentes de calor disponibles. El fluido de trabajo aplicado para cada uno de estos procesos tiene gran influencia en la eficiencia total [13]. La temperatura de la fuente de calor permite una primera clasificación de los fluidos de trabajo. Para temperaturas por debajo de los 180 °C se utilizan normalmente diversos refrigerantes. Para temperaturas entre los 180 °C y los 250 °C se utilizan normalmente hidrocarburos. Para temperaturas por sobre los 250 °C se emplean siloxanos, un químico compuesto por silicio, oxígeno y restos de hidrógeno o grupos de alquilo [13].

Otro criterio característico para la clasificación de los fluidos de trabajo, que influencia la configuración de la planta y a la eficiencia del proceso es la inclinación de la línea de condensación en el diagrama T-s. De manera general se puede

distinguir entre tres tipos de categorías que son ilustradas en la Figura 3-2. Al lado izquierdo, en la Figura 3-2, se encuentra el área de dos fases y la inclinación de una línea de condensación de un fluido retrógrado o seco. El gráfico de la mitad ilustra una línea de condensación que tiene una inclinación casi vertical y que por eso se lo puede llamar fluido isotrópico. El gráfico del lado derecho ilustra la zona de dos fases de un fluido húmedo, que, como el agua, tiene una inclinación negativa de la línea de condensación. Mientras que fluidos húmedos requieren de un sobrecalentamiento del vapor vivo para proteger a la turbina de corrosión y erosión, los fluidos secos se encuentran en estado sobrecalentado al ser expandidos. El calor residual de este vapor sobrecalentado debe ser evacuado por medio de un condensador o puede ser utilizado para el precalentamiento por medio de un IC. En este caso se requiere una mayor energía de entrada para refrigeración, o, en el caso del sobre calentador o recuperador se requiere una mayor energía de entrada por parte de la planta que por su parte está unido a más pérdidas. Hung et. al. [14] sugieren el uso de fluidos isotrópicos en el ORC para la recuperación de calor a bajas temperaturas.

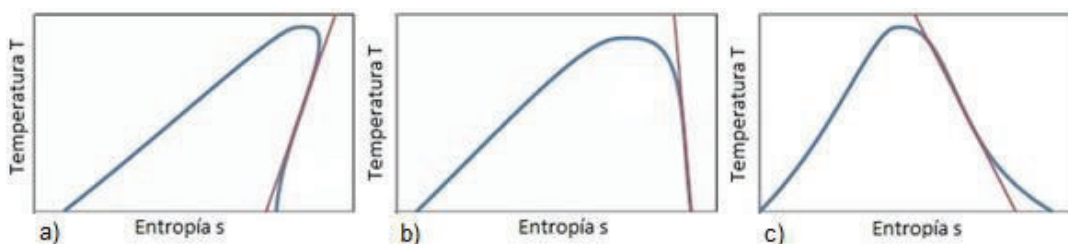


Figura 3-2: Tipos de fluidos en el diagrama T-s

a) Curva de un fluido retrógrado o seco b) curva de un fluido isotrópico c) curva de un fluido húmedo

Fuente: [15].

La cantidad de estudios publicados en donde se proponen criterios detallados para la elección del fluido óptimo muestran la importancia de tomar la decisión correcta referente al medio de trabajo [15]. Uno de estos criterios es por ejemplo el calor de vaporización, que en procesos sub críticos, procesos que se desarrollan por debajo del punto crítico del fluido de trabajo, debe ser relativamente baja, para alcanzar una adecuada adaptación a los perfiles de temperatura entre el fluido de trabajo y la fuente de calor [16]. Esto permite en general un mayor aprovechamiento del ciclo

termodinámico. Chen et al. [17] postulan que una mayor densidad del vapor vivo, vapor que se encuentra fuera de la campana de saturación en el lado derecho que describe el vapor sobrecalentado, es más ventajosa, debido a que se pueden minimizar las pérdidas de presión en el IC y el tamaño de la turbina sería menor. Ambos aspectos tienen gran influencia en los costos totales del sistema. Por esta misma razón los fluidos deberán tener una alta conductividad térmica y baja viscosidad (menores pérdidas de presión) [18]. Maizza et al. [19] resumen estas condiciones bajo la expresión de alto potencial volumétrico.

La estabilidad térmica en el rango de temperatura de trabajo es una de las condiciones primarias. Los fluidos no deberán ser venenosos, corrosivos ni inflamables. El impacto medio ambiental, descrito con el potencial de calentamiento global (GWP) debe ser bajo. Este índice describe el impacto de los fluidos de trabajo, cuando se encuentran fugas en el circuito del gas refrigerante, como gas de efecto invernadero (GEI) con referencia de cien años para su descomposición en la atmósfera, en comparación al CO<sub>2</sub>. Mientras más alto el GWP de un fluido, más grande es su impacto en el clima y en la atmósfera. Aunque el fluido se encuentra en un circuito cerrado, pérdidas anuales de entre 1 %- 3 % son inevitables [20]. Debido a que también se debe analizar el ciclo de vida completo, es recomendable utilizar fluidos de trabajo con bajos valores de GWP.

Aún después de analizar todos estos criterios no es posible fijarse en un solo medio de trabajo. Cada aplicación de trabajo y la consideración de las condiciones marco requiere de un estudio individual. De este modo no es posible determinar un solo fluido apto para todas las aplicaciones. [21].

### **3.1.2.3. Proceso Stirling**

El proceso Stirling utiliza la expansión y contracción de un gas de trabajo bajo suministro de calor o la sustracción de calor para propulsar una onda mecánica. Este eje es a su vez conectado a un generador eléctrico. A temperaturas entre los 650 °C-1000 °C tienen una eficiencia de 13 % a 23 % [6].

Además de estos métodos, hay diferentes enfoques para la generación de energía sin intermedia mecánica. Estas tecnologías incluyen la termoeléctrica, piezoeléctrico, y la generación de energía termo fotovoltaica. Mientras que la recuperación de calor residual con los procesos antes mencionados ya se está utilizando en mayor o menor grado, las siguientes tecnologías se encuentran en desarrollo [22].

#### **3.1.2.4. Generación usando métodos termoeléctricos**

La conversión de energía térmica en energía eléctrica basada en métodos termoeléctricos se realiza entre dos materiales semiconductores que se someten a una diferencia de temperatura, se genera un movimiento de electrones (efecto Seebeck) [23]. Esto se traduce en una tensión eléctrica que se puede utilizar para generar una corriente continua. Su eficiencia es de aproximadamente 2 a 5 % [24]; se considera un aumento a largo plazo en la eficiencia por encima del 15 % [24]. El uso generalizado de la tecnología termoeléctrica tiene un costo específico de 30 \$/W [25].

#### **3.1.2.5. Generación piezoeléctrica**

La generación de energía piezoeléctrica se basa en la expansión de gas y líquido oscilante en un espacio de trabajo cerrado. Por medio de esta expansión y contracción se hace vibrar un diafragma piezoeléctrico que genera una tensión eléctrica. La generación de energía piezoeléctrica opera de manera eficiente en el intervalo de 100 °C a 150 °C y por lo tanto para generar electricidad a bajas temperaturas. Su eficiencia es sólo del 1 % y la inversión se estima en 10.000 \$ / W [24].

#### **3.1.2.6. Generación termo fotovoltaica**

La generación de energía termo fotovoltaica se basa en la conversión de la energía de radiación térmica en energía eléctrica. Una celda fotovoltaica de galio antimonio, con sensibilidad en el espectro de ondas de baja frecuencia recepta el calor de un emisor. La celda fotovoltaica absorbe la radiación en el espectro definido y convierte la misma parcialmente en electricidad [26]. Aplicaciones de la tecnología termo fotovoltaica se encuentran en temperaturas mayores a los 1000 °C [27]. Los costos

para esta tecnología se encuentran alrededor de los 15 €/W. Esta tecnología es aplicable para la recuperación de calor en la industria de la producción de vidrio, cementera y acerera.

### **3.1.3. GENERACIÓN DE FRÍO**

Si no hay demanda de calor dentro de la empresa o la demanda de calor no puede ser satisfecha razonablemente con el calor residual existente, es posible considerar la refrigeración a partir de calor residual. Los métodos impulsados térmicamente se pueden dividir en procesos termo mecánicos y de sorción. A continuación se presentan las posibilidades de la utilización del calor residual con fines de generación de frío.

#### **3.1.3.1. Generación de frío termo- mecánico**

El proceso de suministro de frío termo-mecánico se basa en una conversión de calor en energía mecánica. El trabajo mecánico impulsa a un compresor de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

#### **3.1.3.2. Generación de frío basado en la sorción**

El método de refrigeración a base de sorción al igual que las bombas de calor de sorción trabaja con la unión reversible de un medio de trabajo (refrigerante) a un sorbente. Dependiendo de si la unión se realiza con un medio líquido o sólido se distingue entre absorción y adsorción. Enfriadores de absorción operan con temperaturas de calor residual que varía entre los 80 °C hasta los 160 °C y alcanzan, dependiendo de la temperatura del calor residual, las etapas instaladas y el medio de sorción, temperaturas frías de hasta 5 °C (materiales: agua-litio) y a temperaturas por debajo de 0 °C (materiales: agua- amoniaco). El Coeficiente de Rendimiento (COP) como la relación frío generado y calor utilizado está en un intervalo típico de 0,3 a 1,2 [28].

En máquinas de adsorción se utiliza a menudo como refrigerante el agua el cual se une de forma reversible a un sólido tal como gel de sílice o zeolita. Las temperaturas habituales para el proceso de adsorción son más bajas que la temperatura mínima

de accionamiento para máquinas de absorción y están marcados con 60 °C a 95 °C. El COP de la adsorción es aproximadamente en el rango entre 0,4 y 0,7 [28].

## **4. ESTUDIO TÉCNICO, AMBIENTAL Y ECONÓMICO**

Este capítulo describe el potencial de calor que pone a disposición los GE. Luego se realiza el procedimiento para una evaluación tecnológica que lleva a la aplicación de dos tecnologías en específico. Dentro del análisis y cálculo de las tecnologías a aplicarse se presenta un IC que recupera el calor de los GE, se determinan los flujos energéticos aprovechables para la generación de electricidad y la potencia suministrada para impulsar el sistema. El estudio ambiental se centra en aspectos de cambio climático y la reducción de emisiones por la aplicación de las tecnologías propuestas. Un cálculo económico determina la viabilidad económica del proyecto.

### **4.1. POTENCIAL PARA EL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO**

La energía térmica rechazada por parte del ciclo diésel de la planta generadora debe ser recuperada. La temperatura de los GE es de 358,89 °C al salir del recuperador de calor, donde los mismos son utilizados para el precalentamiento del combustible usado en el ciclo Diésel del motor. La temperatura de estos gases teóricamente puede ser aprovechable hasta los 150 °C.

La temperatura del agua de enfriamiento tiene 79 °C al ser evacuada del motor. Esta agua debe retornar al motor con una temperatura de 39 °C. El flujo másico del agua para enfriar el motor es de 50 m<sup>3</sup>/h [5]. En este caso también se encuentra un potencial de aprovechamiento térmico. Un esquema inicial para determinar los flujos térmicos se propone en la Figura 4-1.



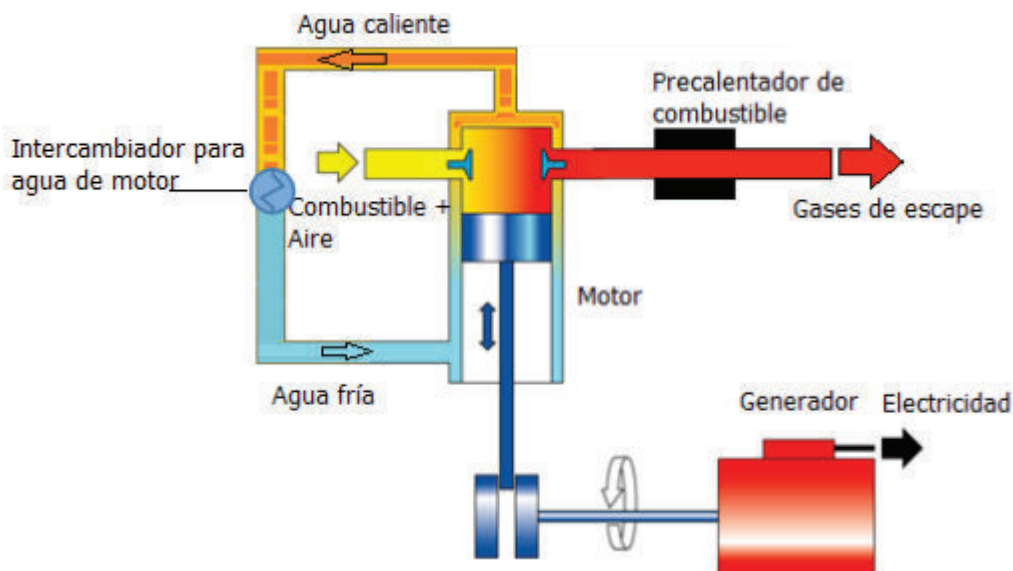


Figura 4-1: Diagrama de los flujos de combustible, gases de escape y agua para enfriar el motor

#### 4.1.1. BALANCE MÁSSICO

La realización del balance másico del motor requiere de la instauración de dos momentos: El flujo de combustible y aire que entran al volumen de control (motor) por unidad de tiempo y la masa de los GE a la salida del motor por unidad de tiempo. El flujo másico de los GE permite determinar la potencia contenida en los mismos. Con el flujo másico de los GE se inicia el cálculo del RC.

La Figura 4-2 muestra el flujo de aire y combustible en la entrada así como el flujo de GE a la salida del motor.

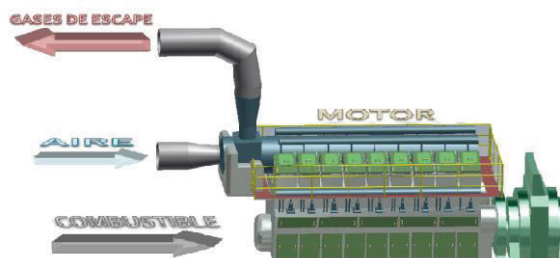


Figura 4-2: Flujos másicos de entrada y salida de un motor de combustión.

Fuente: [29]

#### 4.1.1.1. Flujo másico de combustible

La cantidad de combustible que ingresa al motor, por unidad de tiempo, fue obtenida mediante los valores descritos en la hoja de datos técnicos de los motores. El consumo específico de combustible a 900 rpm es de 183 g/kWh<sub>el</sub>. La multiplicación del consumo específico con la potencia del motor resulta el consumo de combustible por unidad de tiempo.

La composición del combustible es descrita en la Tabla 4-1.

Tabla 4-1: Composición másica de Fuel Oil No.6 [30]

| Componentes del combustible | % de masa |
|-----------------------------|-----------|
| C                           | 87,00     |
| S                           | 1,59      |
| H2                          | 11,00     |
| H2O                         | 0,00      |
| N2                          | 0,37      |
| O2                          | 0,00      |
| Cenizas                     | 0,04      |
| TOTAL                       | 100,00    |

Flujo másico de combustible para los cuatro grupos electrógenos aplicando la

$$\dot{m}_{combustible, Agrupos} = \text{Consumo específico} \left[ \frac{kg}{kWh} \right] \cdot \text{Potencia nominal} [kW] \cdot \text{cantidad de grupos electrógenos} \quad \text{Ec. 3}$$

Insertando los valores (según Tabla 2-1):

$$\dot{m}_{combustible, Agrupos} = 0,183 \frac{kg}{kWh} \cdot 1800 kW \cdot 4 = 1317,60 \frac{kg}{h} = 0,366 \frac{kg}{s}$$

#### 4.1.1.2. Flujo másico de los GE

Con referencia a la Tabla 4-1 de la composición del combustible descrita en la sección anterior es posible calcular el flujo másico del aire para la oxidación de todos los componentes del combustible. La Tabla 4-1 también indica que del 100 % del combustible el 99,96 % requiere de oxígeno para la oxidación. El 0,04 % restante, que son las cenizas, no pueden ser oxidadas. Debido a que la cantidad másica de

nitrógeno en forma molecular encontrada en el combustible es menor a 0,5% este es descartado para el cálculo. Desde el punto de vista de la contaminación ambiental este paso es de importancia, más no en el cálculo de la carga de gases de efecto invernadero ni para el flujo másico de los GE.

La Tabla 4-2 muestra la composición del aire húmedo para la combustión del combustible en términos de peso y términos de volumen. La base de datos de la NASA referente a la humedad relativa para Quevedo, proporciona un dato diario, la humedad relativa en el año 2004 fue de un promedio anual de 72,6% [31]. La temperatura promedio anual por sobre 22 años, desde el año 1983 hasta el año 2005, proporcionado por la NASA, es de 21,9 °C [32]. A parte de la medición de la NASA existe la medición de un año, realizada por parte de la Universidad Estatal de Quevedo. Estos datos son incompletos pero van a ser promediados con los datos de la NASA. La Universidad Estatal de Quevedo determina una temperatura ambiental anual promedio de 25,36 °C y una humedad relativa anual promedio de 83,2 % [33]. Los datos de la Universidad estatal de Quevedo fueron medidos durante el año 2011. Para el cálculo en este trabajo se tomará el valor promedio de la temperatura y el valor promedio de la humedad relativa. En este caso la temperatura media es de 23,62 °C y la humedad relativa de 77,9 %. Con estos datos se puede calcular la participación másica del agua en el aire, por medio de EES, en este caso 1,21 %. Esto significa aproximadamente  $17 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{m}^3_{\text{aire}}$ .

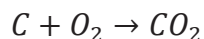
*Tabla 4-2: Composición del aire húmedo utilizado para la combustión en los motores [30]*

|                  |       |           |
|------------------|-------|-----------|
| O2, Aire húmedo  | 23,16 | [Peso- %] |
| N2, Aire húmedo  | 75,4  | [Peso- %] |
| H2O, Aire húmedo | 1,44  | [Peso- %] |
| O2, Aire húmedo  | 20,96 | [Vol.- %] |
| N2, Aire húmedo  | 77,99 | [Vol.- %] |
| H2O, Aire húmedo | 1,05  | [Vol.- %] |
| O2, Aire seco    | 23,88 | [Peso- %] |
| N2, Aire seco    | 76,12 | [Peso- %] |
| O2, Aire seco    | 21,49 | [Vol.- %] |
| N2, Aire seco    | 78,51 | [Vol.- %] |

El conocimiento de la composición del aire para la combustión permite determinar la cantidad mínima de aire necesaria para la oxidación de C, H y S.

Primero se calcula la cantidad de oxígeno para la oxidación de 1 kg de carbono.

Tomando en cuenta la ecuación de la reacción de oxígeno (O<sub>2</sub>) con carbono (C) para la generación de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>):



Para la oxidación de un mol de carbono (C) en el combustible se requiere un mol de oxígeno en forma molecular, es decir (O<sub>2</sub>). Con esto se alcanza dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). El peso de un mol de carbono es de 12,01 g. El peso de un mol de oxígeno en forma molecular (O<sub>2</sub>) es de 31,99 g.

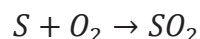
$$O_{min,c} = \frac{31,99 \frac{kg O_2}{kmol}}{12,01 \frac{kg C}{kmol}} = 2,66 \frac{kg O_2}{kg Carbono}$$

Para la oxidación de un kg de carbono se requieren 2,66 kg de oxígeno.

Debido a que solo el 87 %, en térmicos másicos, del combustible es C, es necesario ajustar el valor:

$$O_{min,c,r} = 2,66 \frac{kg O_2}{kg Carbono} \cdot 87 \% = 2,318 \frac{kg O_2}{kg Combustible}$$

Tomando en cuenta la ecuación de la reacción de oxígeno (O<sub>2</sub>) con azufre (S) para la generación de dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>):

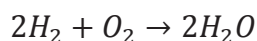


Para la oxidación de un mol de azufre (S) en el combustible se requiere un mol de oxígeno en forma molecular, es decir (O<sub>2</sub>). Con esto se alcanza dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>). El peso de un mol de azufre (S) es de 32,065 g. El peso de un mol de oxígeno en forma molecular (O<sub>2</sub>) es de 31,999 g.

$$O_{min,S} = \frac{31,999 \frac{kg O_2}{kmol}}{32,065 \frac{kg S}{kmol}} = 1 \frac{kg O_2}{kg Azufre}$$

El resultado indica que se requieren 1 kg de oxígeno para oxidar un kg de azufre.

De la misma manera se procederá para determinar la cantidad de oxígeno para oxidar el hidrógeno en el combustible. Tomando en cuenta la ecuación de la reacción de oxígeno con hidrógeno para la generación de agua:



Para la oxidación de dos moles de hidrógeno contenidos en el combustible en forma molecular ( $H_2$ ) se requiere un mol de oxígeno en forma molecular, es decir ( $O_2$ ). Con esto se alcanzan dos moles de agua ( $H_2O$ ). El peso de dos moles de hidrógeno en forma molecular ( $H_2$ ) es de 4,0316 g. El peso de un mol de oxígeno en forma molecular ( $O_2$ ) es de 31,999 g.

$$O_{min,H} = \frac{31,999 \frac{kg O_2}{kmol}}{4,032 \frac{kg H_2}{kmol}} = 7,94 \frac{kg O_2}{kg Hidrógeno}$$

El resultado indica que se requieren 7,94 kg de oxígeno en forma molecular ( $O_2$ ) para oxidar a un kilogramo de hidrógeno en forma molecular ( $H_2$ ).

También aquí es requerido ajustar los valores calculados a la cuota de S e H del combustible. Debido a que la participación de azufre en el aire es de

$$O_{min,S,r} = 1 \frac{kg O_2}{kg Azufre} \cdot 1,59 \% = 0,0159 \frac{kg O_2}{kg combustible}$$

$$O_{min,H,r} = 7,94 \frac{kg O_2}{kg Hidrógeno} \cdot 11 \% = 0,873 \frac{kg O_2}{kg combustible}$$

Con eso es posible calcular la demanda teórica de oxígeno, en cuota másica, para la combustión:

$$O_{min,total,teor,masa} = O_{min,C,r} + O_{min,S,r} + O_{min,H,r}$$

$$= (2,318 + 0,0159 + 0,87) \frac{kg O_2}{kg combustible} = 3,2066 \frac{kg O_2}{kg combustible}$$

Además se calcula la demanda teórica, en términos volumétricos, para la combustión utilizando la densidad del oxígeno a condiciones normadas (0 °C, 1013,25 hPa) [34]:

$$O_{min,total,teor,volumen} = 3,2066 \frac{kg O_2}{kg combustible} \div 1,43 \frac{kg O_2}{m^3 O_2} = 2,244 \frac{m^3 O_2}{kg combustible}$$

Debido a que la combustión no se realiza con oxígeno puro, se divide el valor calculado para la cuota de oxígeno contenido en el aire (Tabla 4-2).

La determinación de la masa de aire requerido:

$$L_{min,húmedo,total} = \frac{O_{min,total,teor,masa}}{\text{porcentaje másico de } O_2 \text{ en aire húmedo}} = \frac{3,206 \frac{m^3 O_2}{kg combustible}}{0,2316}$$

$$= 13,846 \frac{kg \text{ aire húmedo}}{kg combustible}$$

La determinación del volumen de aire requerido implica la división con la cuota volumétrica de oxígeno en el aire húmedo (Tabla 4-2):

$$l_{min,húmedo,total} = \frac{O_{min,total,teor,volumen}}{\text{Cuota volumétrica de } O_2 \text{ en aire húmedo}} = \frac{2,244 \frac{m^3 O_2}{kg combustible}}{0,2096}$$

$$= 10,71 \frac{m^3 \text{ aire húmedo}}{kg combustible}$$

## Composición y cantidad de los GE

Composición en los GE de la oxidación del combustible [35]:

$$R_{CO_2,combustible} = \frac{44,01 \frac{kg CO_2}{kmol}}{12,01 \frac{kg C}{kmol}} = 3,66 \frac{kg CO_2}{kg Carbono}$$

$$R_{SO_2,combustible} = \frac{64,065 \frac{kg SO_2}{kmol}}{32,066 \frac{kg S}{kmol}} = 2 \frac{kg SO_2}{kg Azufre}$$

$$R_{H_2O,combustible} = \frac{18,015 \frac{kg H_2O}{kmol}}{2,016 \frac{kg H}{kmol}} = 8,94 \frac{kg H_2O}{kg Hidrógeno}$$

Debido a que no se tiene C, S e H de manera pura, se contemplará su participación en el combustible [35]:

$$R_{CO_2,combustible,r} = 3,664 \frac{kg CO_2}{kg Carbono} \cdot 87 \% = 3,1877 \frac{kg CO_2}{kg Combustible}$$

$$R_{SO_2,combustible,r} = 1,998 \frac{kg SO_2}{kg Azufre} \cdot 1,59 \% = 0,0318 \frac{kg SO_2}{kg Combustible}$$

$$R_{H_2O,Combustible,r} = 8,936 \frac{kg H_2O}{kg Hidrógeno} \cdot 11 \% = 0,983 \frac{kg H_2O}{kg Combustible}$$

La relación entre el flujo de combustible y el flujo de aire necesario para su combustión se describe con un valor adimensional:  $\lambda_0$ . El aire añadido para posibilitar la combustión tiene  $\lambda_0 = 1,20$ . Esto significa que se añade 20 % más de aire del necesario para la combustión. El valor 1,2 es un valor normado para evitar la creación de hollín [36]. Esto tiene como consecuencia que los GE tendrán un restante de oxígeno que no participó en la combustión. A continuación se determina la cantidad de los gases que no participaron en la combustión y que son expulsados juntos con los productos de oxidación (X), los GE [35]. Se aplicará la Ec. 4:

$$R_{X,Aire húmedo de combustión} = \lambda_0 \cdot L_{min} \cdot \text{porcentaje de X en el aire} \quad \text{Ec. 4}$$

### El nitrógeno en los GE

$\lambda_0$  fue determinado como 1,2.  $L_{min}$  es la cantidad de aire húmedo para la oxidación de un kg de combustible y fue determinada en  $13,8456 \frac{kg \text{ aire húmedo}}{kg \text{ combustible}}$ . La cantidad de  $N_2$  en el aire se extrae de la Tabla 4-2.

$$\begin{aligned}
 R_{N_2, \text{Aire húmedo de combustión}} &= \lambda_o \cdot L_{\min} \cdot \text{cantidad de } N_2 \text{ en el aire} \\
 &= 1,2 \cdot 13,8456 \frac{\text{kg de aire húmedo}}{\text{kg de combustible}} \cdot 0,754 = 12,5275 \frac{\text{kg } N_2}{\text{kg combustible}}
 \end{aligned}$$

En los GE se encuentran 12,58 kg de  $N_2$  por un kilogramo de combustible oxidado. En este caso tampoco se va a tomar en cuenta el producto de oxidación del nitrógeno en forma molecular, debido a que solo se contempla la oxidación del combustible más no la oxidación de los componentes del aire. El flujo másico de los gases de escape no va a variar. Aun así es importante mencionar el daño ambiental que generan y lo agresivos que son los productos de oxidación del nitrógeno para la salud.

### El oxígeno restante en los GE

$\lambda_o$  fue determinado como 1,2.  $L_{\min}$  es la cantidad de aire húmedo para la oxidación de un kg de combustible y fue determinada en  $13,8456 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kg combustible}}$ . La cuota de  $O_2$  en el aire se extrae de la Tabla 4-2. Se resta de  $\lambda_o$  el valor de 1 para calcular con la cantidad de oxígeno que no participó en el proceso de la oxidación.

$$\begin{aligned}
 R_{O_2, \text{Aire húmedo de combustión}} &= (\lambda_o - 1) \cdot L_{\min} \cdot \text{cantidad de } O_2 \text{ en el aire} \\
 &= (1,2 - 1) \cdot 13,8456 \frac{\text{kg de aire húmedo}}{\text{kg de combustible}} \cdot 0,2316 \\
 &= 0,6413 \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg combustible}}
 \end{aligned}$$

En los GE se encuentran 0,6413 kg de  $O_2$  por un kilogramo de combustible oxidado.

### El vapor de agua en los GE

$\lambda_o$  fue determinado como 1,2.  $L_{\min}$  es la cantidad de aire húmedo para la oxidación de un kg de combustible y fue determinada en  $13,8456 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kg combustible}}$ . La cuota de  $H_2O$  en el aire se extrae de la Tabla 4-2.



$$\begin{aligned}
 R_{H_2O, \text{Aire húmedo de combustión}} &= \lambda_o \cdot L_{\text{min}} \cdot \text{cantidad de } H_2O \text{ en el aire} \\
 &= 1,2 \cdot 13,8456 \frac{\text{kg de aire húmedo}}{\text{kg de combustible}} \cdot 0,0144 = 0,2393 \frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg Combustible}}
 \end{aligned}$$

En los GE se encuentran 0,2393kg de H<sub>2</sub>O por un kilogramo de combustible oxidado.

De este modo se puede calcular la cantidad total de GE húmedos:

$$\begin{aligned}
 R_{\text{total, húmedo}} &= R_{CO_2, \text{combustible, r}} + R_{SO_2, \text{combustible, r}} + R_{H_2O, \text{combustible, r}} \\
 &\quad + R_{N_2, \text{aire húmedo de combustión}} + R_{O_2, \text{aire húmedo de combustión}} \\
 &\quad + R_{H_2O, \text{aire húmedo de combustión}} \\
 &= 3,1877 \frac{\text{kg } CO_2}{\text{kg Combustible}} + 0,0318 \frac{\text{kg } SO_2}{\text{kg Combustible}} \\
 &\quad + 0,983 \frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg Combustible}} + 12,5275 \frac{\text{kg } N_2}{\text{kg Combustible}} \\
 &\quad + 0,6413 \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg Combustible}} + 0,2393 \frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg Combustible}} \\
 &= 17,6106 \frac{\text{kg GE}}{\text{kg Combustible}}
 \end{aligned}$$

En función de la cantidad de combustible que requieren los cuatro grupos electrógenos con una potencia total de 6,84 MW<sub>el</sub> se determina la cantidad de GE que son liberados por hora aplicando la Ec. 5:

$$\dot{m}_{GE} = R_{\text{total, húmedo}} \cdot \dot{m}_{\text{combustible, 4 grupos}} \quad \text{Ec. 5}$$

Insertando los valores se obtiene:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{GE} &= 17,6106 \frac{\text{kg GE}}{\text{kg Combustible}} \cdot 1317,60 \frac{\text{kg Combustible}}{\text{h}} = 23.203,77 \frac{\text{kg GE}}{\text{h}} \\
 &= 6,45 \frac{\text{kg GE}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

El flujo másico de los GE de los cuatro grupos electrógenos es 6,45  $\frac{\text{kg GE}}{\text{s}}$ .

#### 4.1.1.3. Flujo másico de aire

El flujo másico del aire se obtiene de la diferencia entre el flujo másico del combustible y el flujo másico de los GE. El balance másico, aplicando la Ec. 6, permite determinar la cantidad de aire requerido para la combustión del combustible

$$\dot{m}_{aire} = \dot{m}_{GE} - \dot{m}_{combustible} \quad \text{Ec. 6}$$

Insertando los valores se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{aire} &= 23.203,77 \frac{kg \text{ GE}}{h} - 1317,60 \frac{kg \text{ Combustible}}{h} = 21.886,17 \frac{kg \text{ Aire}}{h} \\ &= 6,0795 \frac{kg \text{ Aire}}{s} \end{aligned}$$

Esto significa una mezcla estequiométrica de 16,6:1.

#### 4.1.2. BALANCE ENERGÉTICO

La realización del balance térmico del proceso de combustión requiere del establecimiento de tres valores: Energía en el combustible, procesos de transformación de la energía y los GE residuales del proceso.

##### 4.1.2.1. Potencia en el combustible

La multiplicación del poder calórico del combustible con el flujo másico del mismo tiene como resultado la potencia del combustible. Debido a que el flujo másico contempla una unidad de tiempo, el resultado de este cálculo viene a ser la energía del combustible por unidad de tiempo.

El motor requiere de Fuel Oil No. 6 para su funcionamiento. La literatura y el manual de uso de los motores proponen un PCI de Fuel Oil No. 6 de 42,7 MJ/kg [9]. De la multiplicación del PCI con el flujo másico se obtiene un resultado en MJ/s, equivalente a mega Watios (MW). Se aplica la Ec. 7:

$$Q_{total} = \text{PCI} \left[ \frac{MJ}{kg} \right] \cdot \text{Consumo de combustible} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad \text{Ec. 7}$$

Insertando los valores se obtiene:

$$Q_{total} = 42,70 \frac{MJ}{kg} \cdot 0,37 \frac{kg}{s} = 15,628 MW$$

La disposición de 6,84 MW<sub>el</sub> de potencia eléctrica requiere de 15,628 MW<sub>th</sub> de combustible para los cuatro grupos electrógenos.

#### 4.1.2.2. Energía de los GE

El aire para la reacción química del combustible dentro del motor entra a una temperatura promedio de 23,62 °C. Una vez realizada la reacción de combustión el aire y los productos de combustión son evacuados del motor como GE a un recuperador de calor para el precalentamiento del combustible. Una vez precalentado el combustible a una temperatura promedio de 130 °C los GE son evacuados a una temperatura de 358,89 °C [5].

Enfriar los GE a temperatura ambiental en el sistema de recuperación de calor y evaporador, el Heat Recovery Steam Generator (HRSG), representa el calor máximo que ofrecen estos GE. Con el conocimiento del flujo másico de los GE (capítulo 4.1.1.2), el  $\bar{c}_p$  de los GE, con una temperatura entre 358,89 y 23,62 °C, es de  $1,10919 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$ , según [37]. Esto significaría enfriar los GE de 358,89 °C a 23,62 °C. Con la Ec. 8 se calcula la máxima potencia disponible en los GE por unidad de tiempo [10].

$$Q = \dot{m} \cdot \bar{c}_p \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. 8}$$

Donde:

$\dot{m}$  Flujo másico de la sustancia  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$

$\bar{c}_p$  Calor específico de la sustancia promediado entre el estado 1 y el estado 2  $\left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$

$T_1$  Temperatura en un proceso de intercambio de calor en estado 1 [°C]

$T_2$  Temperatura en un proceso de intercambio de calor en estado 2 [°C]

Se tiene que:

$$Q_{GE,max} = 6,45 \frac{kg}{s} \cdot 1,0919 \frac{kJ}{kg K} \cdot (358,89 - 23,62) ^\circ C = 2359,57 kW$$

El calor máximo disponible en los GE, bajando su temperatura a 23,62 °C, es de 2359,57 kW<sub>th</sub>.

#### 4.1.2.3. Transformación de la energía

El combustible fósil es oxidado con el oxígeno en el aire. Debido a esta reacción química el combustible libera energía térmica y, por medio de motores, energía mecánica. Ambas formas de energía deben ser aprovechadas para obtener un ciclo eficiente de la energía.

##### 4.1.2.3.1. Energía mecánica

La hoja de datos técnicos indica que el generador que está conectado al motor tiene una potencia de 1710 kW<sub>el</sub>. Los cuatro motores contemplados en este estudio tienen una potencia total de generación eléctrica de 6840 kW<sub>el</sub>. Con eso es posible determinar una eficiencia de 43,77 %. Debido a las características termodinámicas del ciclo Diésel no es posible aprovechar toda la energía que pone a disposición el combustible. Asimismo el 56,23 % de la energía del combustible es rechazado en forma de calor.

##### 4.1.2.3.2. Calor

El calor rechazado se encuentra en el sistema de enfriamiento del motor y en el sistema de lubricación. Un barrido inicial de la potencia transferida del total de potencia del combustible a estos dos sistemas se asume:

$$Q_{total} = Q_{el} + Q_{GE} + Q_{calor} + Q_{otros} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

$Q_{total}$       Contenido      energético      del [kW]  
                   combustible

|                 |                                                               |      |
|-----------------|---------------------------------------------------------------|------|
| $Q_{el}$        | Contenido energético para la generación eléctrica             | [kW] |
| $Q_{GE}$        | Contenido energético en los GE                                | [kW] |
| $Q_{calor}$     | Contenido energético en sistemas que despiden calor con un IC | [kW] |
| $Q_{radiación}$ | Contenido energético en las pérdidas por radiación            | [kW] |

Resolviendo la Ec. 9 para obtener el valor de  $Q_{calor} + Q_{otros}$  se obtiene:

$$Q_{calor} + Q_{radiación} = Q_{Total} - Q_{el} - Q_{GE}$$

Reemplazando  $Q_{Total}$ ,  $Q_{el}$  y  $Q_{GE}$  con los valores calculados se obtiene:

$$Q_{calor} + Q_{radiación} = 15628,2 \text{ kW} - 6840 \text{ kW} - 2359,57 \text{ kW} = 6428,63 \text{ kW}$$

El resultado indica que el 41,1 % del total del potencial se despiden en estos sistemas.

$Q_{radiación}$  representa alrededor del 5 % del contenido energético total [29]. Con esto  $Q_{otros}$  puede llegar a significar alrededor de 781,4 kW<sub>th</sub>.

Aislado  $Q_{calor}$ , en la Ec. 9, es posible obtener la cantidad de calor despedido en los tres sistemas de rechazo de calor por medio de fluidos de enfriamiento:

$$Q_{calor} = 15628,20 \text{ kW} - 6840 \text{ kW} - 2359,57 \text{ kW} - 781,4 \text{ kW} = 5647,22 \text{ kW}$$

El valor calculado para  $Q_{calor}$  representa el 36,1 % de la potencia total del combustible.

Debido a que el caudal del agua para enfriar el motor es de 50 m<sup>3</sup> y su temperatura a la entrada del radiador es de 79 °C y su temperatura de salida es de 39 °C, con un valor de  $c_{p79\text{ °C}} = 4,1947 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$  y un valor de  $c_{p39\text{ °C}} = 4,1786 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ , el  $\bar{c}_p = 4,187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ , es posible calcular el calor que es transferido al agua de enfriamiento. Para este cálculo se requiere convertir el caudal en flujo másico. Con  $\rho_{79\text{ °C}} = 972,424 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  y  $\rho_{39\text{ °C}} = 992,602 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ , el  $\bar{\rho} = 982,513 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ , se obtiene un flujo másico de  $13,65 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ .

Aplicando Ec. 8 se obtiene:

$$Q_{aq,mot} = 13,65 \frac{kg}{s} \cdot 4,187 \frac{kJ}{kg K} \cdot (79 - 39) = 2285,25 kW$$

Aplicando Ec. 10, insertando los valores para  $Q_{calor}$  y  $Q_{aq,enfriamiento}$  se obtiene:

$$Q_{calor} = Q_{Lubricante} + Q_{aq,enfriamiento} \quad \text{Ec. 10}$$

Insertando los valores:

$$Q_{Lubricante} = 5647,22 kW - 2285,25 kW = 3361,97 kW$$

### Balance térmico del motor

La energía suministrada al motor por medio del combustible representa el total de la energía de los distintos sistemas. La energía total, además de una parte en la generación de electricidad se encuentra en varios circuitos como energía térmica. En la Tabla 4-3 se encuentra los circuitos contemplados.

Tabla 4-3: Potencia del combustible y pérdidas térmicas

| Sistema                        | Potencia<br>[kW] | Participación |
|--------------------------------|------------------|---------------|
| Energía eléctrica              | 6840             | 43,77%        |
| Aceite de lubricación          | 3362             | 21,51%        |
| Gases de escape                | 2359,6           | 15,10%        |
| Agua de enfriamiento del motor | 2285,2           | 14,62%        |
| Pérdidas por radiación         | 781,4            | 5,00%         |
| TOTAL                          | 15628,2          | 100,00%       |

Los flujos de energía de los cuatro grupos electrógenos se muestra en un diagrama de Sankey (Figura 4-3).

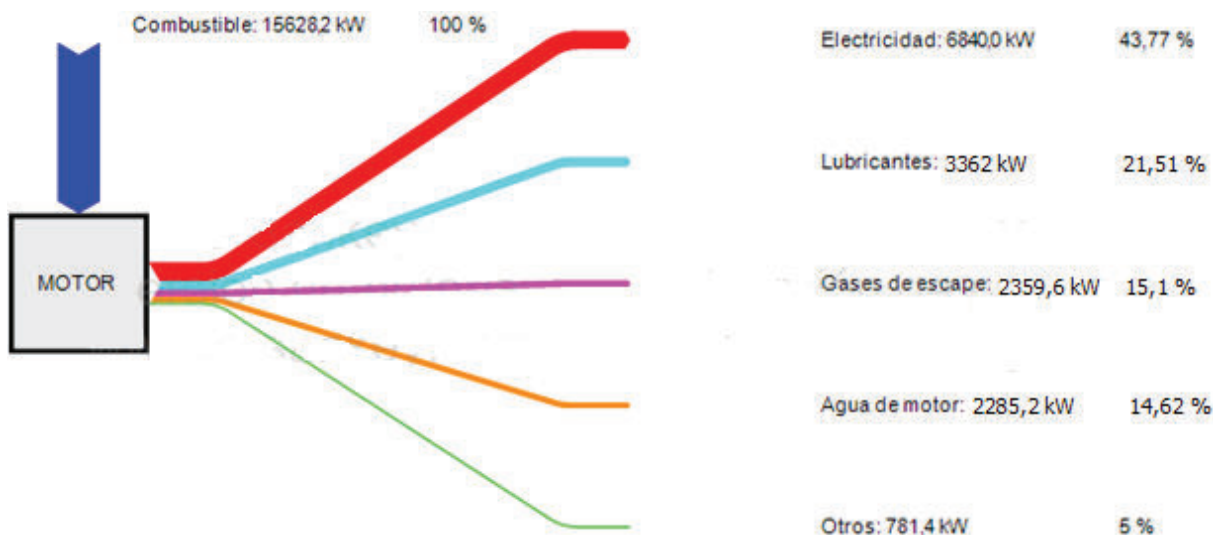


Figura 4-3: Diagrama de Sankey que ilustra la distribución de energía del combustible.

Fuente: [38]

En la combustión de Fuel Oil No. 6 hay que establecer el punto de condensación del azufre contenido en los GE. Si la temperatura cae por debajo de la temperatura de condensación del ácido sulfúrico se genera ácido sulfúrico,  $H_2SO_4$ . El ácido sulfúrico es un ácido muy fuerte y causa graves daños en los ductos que conducen los GE, [39]. En este estudio la temperatura de condensación del azufre fue determinada en  $150\text{ }^\circ\text{C}$  [39].

Con esto, la energía máxima recuperable ya no es desde los  $358,89\text{ }^\circ\text{C}$  hasta una temperatura ambiental de  $23,62\text{ }^\circ\text{C}$  sino hasta, teóricamente,  $150\text{ }^\circ\text{C}$  [39]. También se considerará un intervalo de seguridad de alrededor de  $15\text{ }^\circ\text{C}$ . Con esto se asegura que los GE deben ser evacuados del proceso de transferencia de calor con una temperatura que en ningún caso caiga por debajo de los  $150\text{ }^\circ\text{C}$ . El flujo másico se mantendrá constante, como descrito en acápite 4.1.1.2.

La evaluación de la Ec. 11 [10] permite determinar el calor máximo útil de los GE, considerando la temperatura de rocío del ácido sulfúrico y el intervalo de seguridad de al menos  $15\text{ }^\circ\text{C}$  adicionales.

$$Q_{max} = \dot{m} \cdot (h_s - h_e) \quad \text{Ec. 11}$$

Donde:

|              |                                                                       |                             |                              |
|--------------|-----------------------------------------------------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| $Q_{GE,max}$ | Calor máximo                                                          | [kW]                        |                              |
| $\dot{m}$    | Flujo másico                                                          | $\left[\frac{kg}{s}\right]$ |                              |
| $h_e$        | Entalpía de los GE en la entrada al proceso de transferencia de calor |                             | $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$ |
| $h_s$        | Entalpía de los GE en la salida del proceso de transferencia de calor |                             | $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$ |

La entalpía de los GE a presión atmosférica, con  $\lambda = 1,2$ , considerando la contrapresión de los GE de 2400 Pa y a 358,89 °C es de  $398,13 \frac{kJ}{kg}$  y para los GE a una temperatura de 165 °C es de  $183,04 \frac{kJ}{kg}$ , [37].

Insertando los valores:

$$Q_{GE,max} = 6,45 \frac{kg}{s} \cdot (398,13 - 183,04) \frac{kJ}{kg} = 1386,37 kW$$

De este modo el calor disponible y procesable de los GE es de 1386,37 kW<sub>th</sub>.

## 4.2. EVALUACIÓN TECNOLÓGICA

La primera evaluación requiere del conocimiento de la cantidad de calor en MW<sub>th</sub> y el nivel de temperatura al que los GE son evacuados. Se parte de una potencia de calor en los GE entre 1 MW<sub>th</sub> y 10 MW<sub>th</sub> a una temperatura de 358,89 °C.

En la Figura 4-4 se orienta la tecnología aplicable.



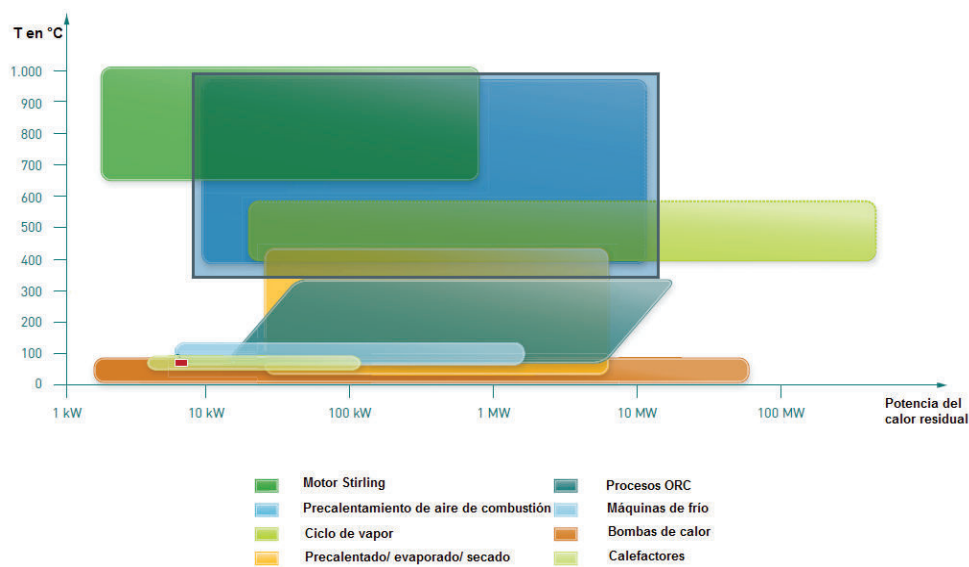


Figura 4-4: Tipos de tecnología aplicables según su potencia y el nivel de temperatura.

Fuente: [6]

La Figura 4-4 muestra que el nivel de temperatura y la potencia del calor en el que se encuentra el calor residual de los GE puestos a disposición por la termoeléctrica Quevedo II encuentran utilidad tanto para fines térmicos como para fines de generación de electricidad. La utilización del calor residual para bombas de calor y para refrigeración se considera inapropiada ya a que estos procesos requieren niveles de temperatura más bajos que el que ofrece el calor residual.

La generación de calor se subdivide en cuatro segmentos: procesos internos de calor, el uso de calor como “calor de proceso”, el uso de calor para externos y la inyección de calor en bombas de calor [6]. De la misma manera la generación de electricidad es subdividida en tres segmentos: en un ORC, en un RC, en un motor Stirling [6]. La generación de frío es tomada como una unidad donde se contemplan las máquinas de absorción y las máquinas de adsorción [11].

La Tabla 4-5 muestra estas tecnologías en la parte superior y una serie de criterios en la parte lateral que deben responderse. Los criterios de selección son la fuente de calor residual, el sumidero de calor residual y aspectos legales y económicos.

Cada tecnología responde a los criterios impuestos de distinta manera. Estas respuestas son ponderadas con valores y son descritas en la Tabla 4-4 [6].

La Tabla 4-6 describe los resultados de la evaluación tecnológica basada en la Tabla 4-5.

*Tabla 4-4: Ponderación para la aplicación de las tecnologías evaluadas en la matriz de evaluación*

---

|    |                                                                |
|----|----------------------------------------------------------------|
| ++ | Tecnología es muy apta                                         |
| +  | En la mayoría de casos esta tecnología es aplicable            |
| 0  | Bajo criterios de limitación esta tecnología es aplicable      |
| -  | Factor crítico, la aplicación de la tecnología es poco posible |
| -- | Aplicación imposible                                           |

---

Tabla 4-5: Matriz de decisión para la aplicación de tecnologías para la recuperación de calor residual

| Criterios | Calor                                                                                                                                       |                                                                                                               |                                                                       |                                                                                  | Generación de electricidad     |                |                   | Generación de frío                                               |
|-----------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|----------------|-------------------|------------------------------------------------------------------|
|           | A) Procesos internos de recuperación de calor (Precalentamiento del aire de combustión, el precalentamiento de coadyuvantes de elaboración) | B) Uso para calor de proceso (Para otros procesos con los requisitos de baja temperatura o de la calefacción) | C) Uso de calor por externos (entrega a terceros p.e. redes de calor) | D) Bombas de calor (elevación del nivel de temperatura para usos de calefacción) | E) Proceso de Rankine de vapor | F) Proceso ORC | G) Motor Stirling | H) Máquinas de sorción para la generación de frío (ad/absorción) |

**Criterios técnicos de la fuente de calor residual**

|                                                              |    |    |    |    |    |    |    |    |
|--------------------------------------------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| 1. Nivel medio de temperatura de la fuente de calor residual | -- | -- | -- | ++ | -- | -- | -- | -- |
| hasta 50 °C                                                  | 0  | +  | 0  | 0  | -- | 0  | -- | +  |
| 50 °C hasta 150 °C                                           | +  | +  | +  | -  | +  | ++ | -- | 0  |
| 150 °C hasta 500 °C                                          | ++ | +  | +  | -- | ++ | +  | +  | 0  |
| más de 500 °C                                                |    |    |    |    |    |    |    |    |
| 2. Nivel medio de potencia de la fuente de calor residual    | -  | -  | -- | 0  | -- | -- | -  | -  |
| hasta 10 kW                                                  | +  | +  | -  | ++ | 0  | 0  | +  | +  |
| 10 kW <sub>th</sub> hasta 100 kW <sub>th</sub>               | ++ | ++ | +  | +  | +  | +  | +  | +  |
| 100 kW <sub>th</sub> hasta 1 MW <sub>th</sub>                | ++ | +  | ++ | 0  | ++ | ++ | -- | 0  |
| 1 MW <sub>th</sub> hasta 10 MW <sub>th</sub>                 | ++ | +  | ++ | -  | ++ | ++ | -- | -- |
| más de 10 MW <sub>th</sub>                                   |    |    |    |    |    |    |    |    |
| 3. Estado de la fuente de calor residual                     | +  | 0  | 0  | -  | 0  | -  | +  | 0  |
| Gaseoso                                                      | +  | +  | +  | +  | +  | +  | +  | +  |
| Líquido                                                      |    |    |    |    |    |    |    |    |

4. ¿El calor residual contiene suciedades o impurezas?

De ser el caso instalar filtros o separadores

| A)                                                                               | B)                                                           | C)                                  | D) | E)              | F) | G)                          | H) |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|-------------------------------------|----|-----------------|----|-----------------------------|----|
|                                                                                  | 5. El calor residual fluye de manera continua o discontinua? |                                     |    |                 |    |                             |    |
| Continua                                                                         | 0                                                            | +                                   | +  | +               | +  | +                           | +  |
| Discontinua                                                                      | 0                                                            | -                                   | -  | -               | -  | -                           | -  |
| 6. Tiempo de disponibilidad del calor residual (horas al año)                    |                                                              |                                     |    |                 |    |                             |    |
| hasta 2000                                                                       | +                                                            | -                                   | -  | --              | -- | --                          | -  |
| 2000 hasta 4000                                                                  | ++                                                           | 0                                   | +  | -               | -  | -                           | +  |
| 4000 hasta 6000                                                                  | ++                                                           | +                                   | ++ | +               | +  | +                           | ++ |
| más de 6000                                                                      | ++                                                           | ++                                  | ++ | ++              | ++ | ++                          | ++ |
| <b>Criterios técnicos del sumidero de calor residual</b>                         |                                                              |                                     |    |                 |    |                             |    |
| 7. ¿Existe necesidad de frío, calor o electricidad?                              |                                                              |                                     |    |                 |    |                             |    |
| Frío                                                                             | 0                                                            | 0                                   | 0  | 0               | 0  | 0                           | ++ |
| Calor                                                                            | ++                                                           | ++                                  | ++ | 0               | 0  | 0                           | 0  |
| Electricidad                                                                     | 0                                                            | 0                                   | 0  | ++              | ++ | ++                          | 0  |
| 8. Necesidad de energía (frío, calor, electricidad) en horas al año              |                                                              |                                     |    |                 |    |                             |    |
| hasta 1000                                                                       | 0                                                            | 0                                   | -  | --              | -- | --                          | -- |
| 1000 hasta 2000                                                                  | +                                                            | +                                   | +  | --              | -- | --                          | -- |
| 2000 hasta 4000                                                                  | ++                                                           | ++                                  | ++ | +               | 0  | -                           | +  |
| más de 4000                                                                      | ++                                                           | ++                                  | ++ | ++              | ++ | ++                          | ++ |
| 9. ¿La potencia requerida es mayor a la potencia de calor residual?              |                                                              |                                     |    |                 |    |                             |    |
| irrelevante (0)                                                                  |                                                              | calentador adicional necesario (-)  |    | irrelevante (0) |    | Enfriador adicional (-)     |    |
| 10. Convergencia temporal entre la generación del calor residual y el demandante |                                                              |                                     |    |                 |    |                             |    |
| normalmente dado (0)                                                             |                                                              | si no, bancos de almacenamiento (-) |    | irrelevante (0) |    | Incorporación de bancos (-) |    |

Tabla 4-6: Resultados de la matriz de decisión para la aplicación de tecnologías para la recuperación de calor residual

| Criterios      | Calor                                                                                                                                                 |                                                                                                                      |                                                                          |                                                                                         | Generación de electricidad            |                       |                          |                                                                         | Generación de frío |
|----------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|-----------------------|--------------------------|-------------------------------------------------------------------------|--------------------|
|                | <b>A) Procesos internos de recuperación de calor</b><br>(Precalentamiento del aire de combustión, el precalentamiento de coadyuvantes de elaboración) | <b>B) Uso para calor de proceso</b> (Para otros procesos con los requisitos de baja temperatura o de la calefacción) | <b>C) Uso de calor externos</b> (entrega a terceros p.e. redes de calor) | <b>D) Bombas de calor</b> (elevación del nivel de temperatura para usos de calefacción) | <b>E) Proceso de Rankine de vapor</b> | <b>F) Proceso ORC</b> | <b>G) Motor Stirling</b> | <b>H) Máquinas de sorción para la generación de frío (ad/absorción)</b> |                    |
| Cantidad de ++ | 3                                                                                                                                                     | 2                                                                                                                    | 3                                                                        | 2                                                                                       | 4                                     | 5                     | 3                        | 2                                                                       |                    |
| Cantidad de +  | 2                                                                                                                                                     | 3                                                                                                                    | 2                                                                        | 1                                                                                       | 1                                     | 1                     | 2                        | 1                                                                       |                    |
| Cantidad de 0  | 2                                                                                                                                                     | 2                                                                                                                    | 2                                                                        | 2                                                                                       | 1                                     |                       |                          | 4                                                                       |                    |
| Cantidad de -  |                                                                                                                                                       |                                                                                                                      |                                                                          | 2                                                                                       |                                       | 1                     |                          |                                                                         |                    |
| Cantidad de -- |                                                                                                                                                       |                                                                                                                      |                                                                          |                                                                                         |                                       |                       | 2                        |                                                                         |                    |
| <b>TOTAL</b>   | <b>8+</b>                                                                                                                                             | <b>7+</b>                                                                                                            | <b>8+</b>                                                                | <b>3+</b>                                                                               | <b>9+</b>                             | <b>10+</b>            | <b>4+</b>                | <b>5+</b>                                                               |                    |

Para la evaluación de las respuestas de las tecnologías a los distintos criterios impuestos fueron sumados todos los “- -“ y “-“ y restados de la suma de todos los “++” y “+” encontrados en cada tecnología. La evaluación tecnológica tuvo como resultado que el uso apropiado de los GE en ese rango de temperatura justifica la instalación de un ciclo termodinámico para la generación de electricidad. Inicialmente un ciclo de generación tipo Joule o Brayton fue tomado en cuenta pero este requiere de temperaturas a un nivel notablemente mayor al que presentan los GE al ser evacuados del motor de combustión.

Las siguientes opciones que se evaluaron en la matriz de evaluación tecnológica fueron el ciclo Stirling, el RC y el ORC. El ciclo Stirling se descalificó porque la temperatura de los GE no es suficiente para alimentarlo. A primera vista el ORC resulta ser el óptimo para el aprovechamiento de calor residual de los motores bajo estudio. De todos modos, la inserción de un criterio adicional es decir, un fluido orgánico de bajo potencial de calentamiento global y de fácil accesibilidad en el país, bajo en costos de reposición y fácil disposición. Johannes Reiff determinó que el fluido orgánico óptimo que cumple con todos los requerimientos es el iso butano [40]. La temperatura crítica del iso butano (i- butano) es de 134,66 °C [41]. Este criterio obliga a que el ORC debe trabajar por debajo de esta temperatura. Bajo estas consideraciones se recomienda la combinación de un RC con un ORC como descrito en la Figura 4-5.

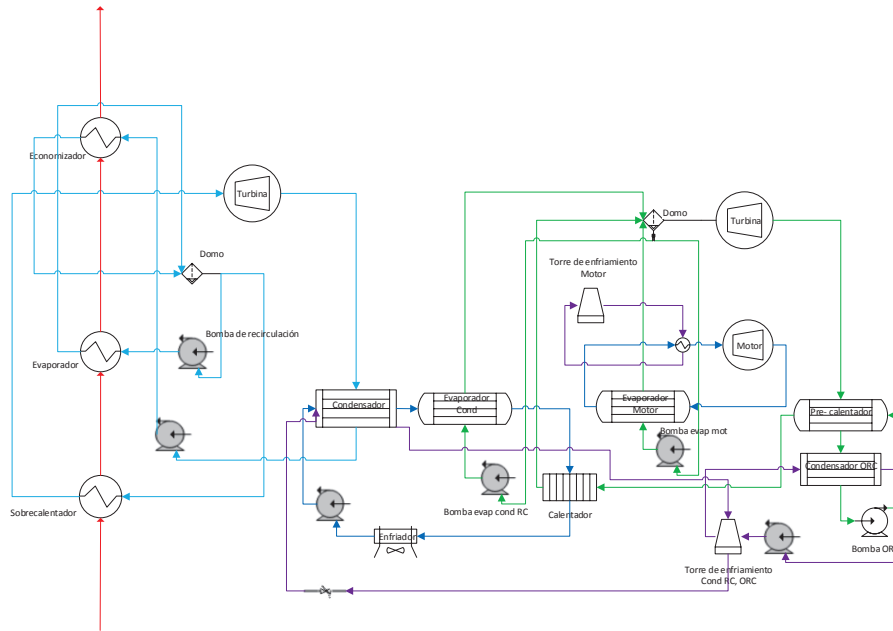


Figura 4-5: Diagrama de la planta propuesta, sin valores.

Rojo: Gases de escape

Azul: Ciclos con agua (RC y enfriamiento de motor)

Verde: Ciclo con iButano (ORC)

Lila: Ciclo de enfriamiento (Torre de enfriamiento)

Fuente: [38]

### 4.3. APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DEL RC

En la realidad no existe una máquina que trabaja con gases o fluidos como lo sugiere el ciclo de Carnot. Cuando se espera trabajar con fluidos que cambien de fase, sean orgánicos o agua, se suele aplicar el ciclo de Rankine. El ciclo de Rankine se ilustra en la Figura 4-6.

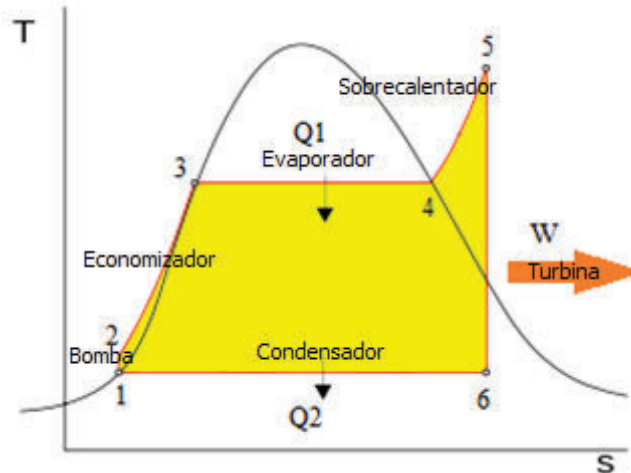


Figura 4-6: Ciclo Rankine con agua/ vapor de agua en un diagrama T-s (proceso isentrópico).

Fuente: [42].

La Figura 4-6 muestra las estaciones con las que se cuenta para el desarrollo de un Ciclo de Rankine. La campana, bajo la cual se desarrolla el RC es característica del refrigerante R718, agua. Las estaciones características del ciclo son:

- 1→2: Compresión isentrópica por la bomba de abastecimiento:

$$|P_{bomba}| = h_2 - h_1$$

- 2→3: Suministro de calor isobárico en Economizador:

$$|\dot{Q}_{sum}| = h_3 - h_2$$

- 3→4: Suministro de calor isobárico en Evaporador:

$$|\dot{Q}_{sum}| = h_4 - h_3$$

- 4→5: Suministro de calor isobárico en Sobrecalentador:

$$|\dot{Q}_{sum}| = h_5 - h_4$$

- 5→6: Expansión isentrópica en la turbina, entrega de trabajo:

$$|P_{turb}| = h_6 - h_5$$

- 6→1: Entrega de calor isobárica en el condensador:

$$|\dot{Q}_{sus}| = h_6 - h_1$$

Desde el punto 2 hasta el punto 5 el calor de los GE es transferido al agua por medio del HRSG. El HRSG reemplaza a la caldera como se la conoce en el RC



convencional. El HRSG se compone de tres secciones: Sobrecalentador, Evaporador y Economizador.

Para definir la eficiencia máxima de un RC según Carnot se debe tomar la temperatura de sobrecalentamiento, es decir la temperatura máxima en relación a la temperatura de condensación, la temperatura mínima del proceso.

La determinación de la temperatura y la presión máxima del sistema exige tomar en cuenta tres aspectos: la calidad del vapor debe ser de 99 % a la salida de la turbina para protegerla de erosión y se debe tener en cuenta el intervalo de seguridad para evitar que la temperatura de los GE bajen al punto de rocío del ácido sulfúrico. Para permitir una transferencia de calor óptima la diferencia de temperatura mínima entre los GE y el agua debe ser de al menos 10 °C, aquí es donde viene a cargar el Pinch Point. Tomando en cuenta esos tres aspectos, la presión máxima del sistema será de 1 MPa. La temperatura de saturación del agua, para esta presión, es de 179,9 °C. La entalpía máxima del ciclo de agua es de  $2946 \frac{kJ}{kg}$ , lo que corresponde a una temperatura de 251,9 °C.

Según la Ec. 12 la eficiencia máxima del ciclo Rankine, insertando la temperatura máxima del agua y su temperatura de condensación, según Carnot es descrita [10]:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad \text{Ec. 12}$$

Donde:

|           |                                    |
|-----------|------------------------------------|
| $\eta_C$  | Eficiencia de Carnot [ %]          |
| $T_{min}$ | Temperatura mínima en el ciclo [K] |
| $T_{max}$ | Temperatura máxima en el ciclo [K] |

Es decir:

$$\eta_{C,RC} = 1 - \frac{372,85 \text{ K}}{525,05 \text{ K}} \cdot 100 \% = 28,99 \%$$

De este modo es posible afirmar que la eficiencia máxima del ciclo puede llegar a ser del 28,99 %, según Carnot. Un ciclo real no puede llegar a superar este valor debido a que al menos el 71,01 % de la energía será evacuada al sumidero de baja temperatura.

En primera línea se asume un proceso isentrópico donde el trabajo entregado por la turbina no tiene pérdidas. Para este caso se calcula con la Ec. 13.

El rendimiento térmico se define como el trabajo útil en relación al calor suministrado [10]. En esta ecuación aún no se incluye el trabajo de las bombas.

$$\eta_{ideal} = \frac{|W|}{Q_{sum}} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_1} \quad \text{Ec. 13}$$

Donde:

|                |                        |
|----------------|------------------------|
| $\eta_{ideal}$ | Eficiencia [ %]        |
| W              | Trabajo obtenido [W]   |
| $Q_{sum}$      | Calor suministrado [W] |
| $h_{1,5,6}$    | Según Figura 4-5       |

Las entalpías a utilizarse para este cálculo son las descritas en la Tabla 4-7.

*Tabla 4-7: Entalpías de agua y vapor de agua según temperatura y presión en los segmentos del IC para el caso isentrópico (I) y para el caso real (R)*

|         | Temperatura<br>[°C] I | Presión<br>[kPa] I | Presión<br>[kPa] R,I | Entalpía<br>[kJ/kg] I | Entalpía<br>[kJ/kg] R | Entropía<br>[kJ/kgK] I | Entropía<br>[kJ/kgK] R |
|---------|-----------------------|--------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| Punto 1 | 99,7                  | 100,44             | 100,44               | 417,9                 | 417,9                 | 1,304                  | 1,304                  |
| Punto 2 | 99,8                  | 1000               | 1000                 | 418,9                 | 420                   | 1,304                  | 1,304                  |
| Punto 3 | 179,9                 | 1000               | 1000                 | 762,8                 | 762,8                 | 2,139                  | 2,139                  |
| Punto 4 | 179,9                 | 1000               | 1000                 | 2777,7                | 2777,7                | 6,586                  | 6,586                  |
| Punto 5 | 251,9                 | 1000               | 1000                 | 2946                  | 2946                  | 6,931                  | 6,931                  |
| Punto 6 | 99,7                  | 100,44             | 100,44               | 2516,1                | 2645,07               | 6,931                  | 7,277                  |

Se tiene que:

$$\eta_{ideal,RC} = \frac{(2946 - 2516,1) \frac{kJ}{kg}}{(2946 - 417,9) \frac{kJ}{kg}} = 17 \%$$

La eficiencia ideal para este ciclo es de 17 %. Esto significa una diferencia de 11,98 % entre el ciclo de Carnot y el ciclo Rankine isentrópico.

El aprovechamiento del calor residual se puede ver esquematizado en la Figura 4-7.

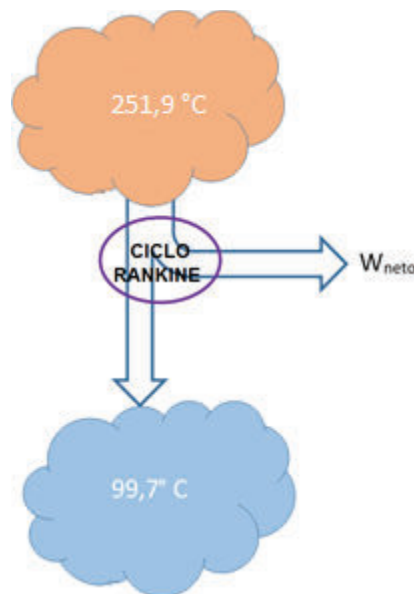


Figura 4-7: Niveles de temperatura y entrega de trabajo para el ciclo Rankine analizado.

Fuente: [38]

En el caso de la compresión real, la entropía no queda con el mismo valor con una presión mayor sino también la entropía varía con la aplicación de la eficiencia de las bombas. De la misma manera la entropía cambia en la expansión real, tomando en cuenta la eficiencia de la turbina, esto se trata en capítulo 4.3.1.8.

#### 4.3.1. EL RECUPERADOR DE CALOR

Por medio del recuperador, el HRSG, se recupera la energía de los GE y se transfieren a un fluido de trabajo. En el caso del RC el calor de los GE es transferido al agua. Una vez calentado el agua y generado vapor sobrecalentado, el fluido pasa por una turbina donde genera trabajo mecánico para la producción de energía eléctrica.

### 4.3.1.1. Análisis termodinámico

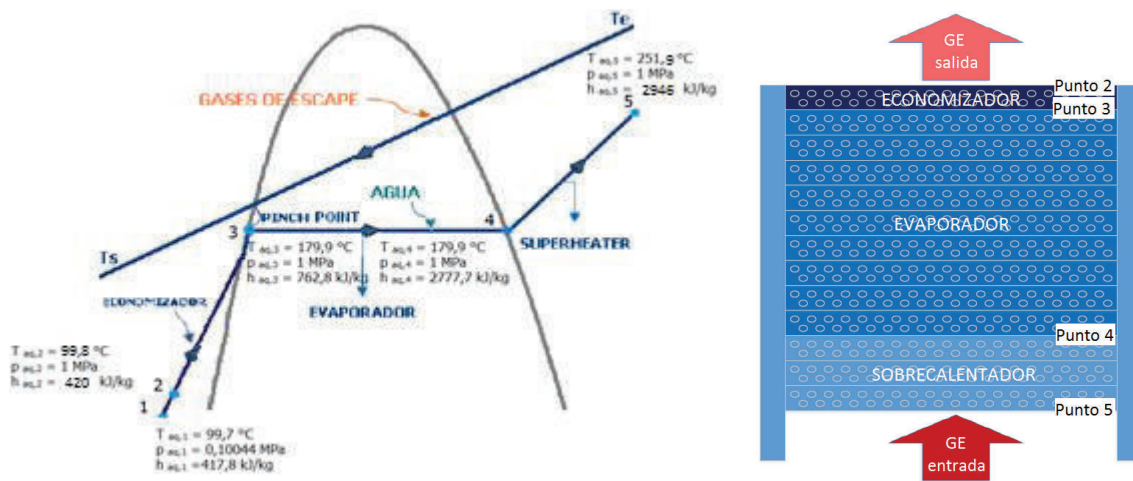


Figura 4-8: Izquierda: Etapas del ciclo Rankine (1-5) esquematizadas en la curva del agua en un diagrama T-s. Caracterización del pinch point. Línea de temperatura de los GE.

Derecha: Esquema del HRSG y las etapas por donde pasan los GE transfiriendo su calor al agua

Fuente: [29].

El HRSG se compone de tres secciones, un economizador (eco), un evaporador (evap) y un sobrecalentador (SC). En la Figura 4-8 se encuentran esquematizados los puntos por los que pasará el fluido durante la entrega de energía de los GE.

#### Sobrecalentador:

El agua en fase de vapor saturado ingresa al SC. En el SC el vapor saturado recibe calor para ser convertido en vapor sobrecalentado. Este proceso es llamado 4-5.

#### Evaporador:

En el evaporador el agua será calentada para alcanzar su cambio de fase líquido saturado hasta su fase de vapor saturado. Este proceso será llamado 3-4.

#### Economizador:

El economizador es la primera sección del IC. En esta sección el agua será calentada hasta su punto de ebullición. Este proceso es llamado 2-3.

La Figura 4-8 muestra que los GE transfieren su calor a los distintos subprocesos del IC. La temperatura del agua, sea en fase líquida o de vapor, siempre será menor a la temperatura de los GE al finalizar cada sección (SC, evap, eco).

Si se observa la línea de transferencia de calor desde los GE, entonces la primera sección será el SC, pasando por el evaporador y finalizando con la sección del economizador.

La diferencia de temperatura entre los GE y la temperatura de cambio de fase de agua debe mantener un intervalo de seguridad de al menos 10 °C. Esta limitación es llamada Pinch Point (PP). En la Figura 4-8 se ve este punto en la parte izquierda donde se encuentra ilustrado el final del proceso 2-3. La consideración del PP es primaria para asegurar que los niveles de temperatura de los GE no caigan por debajo de la temperatura de condensación del ácido sulfúrico al terminar el proceso en el economizador y por otra parte es un hito que delimita la temperatura máxima que puede alcanzar el vapor de agua en la continuación del proceso.

El análisis energético de los GE realizado en subsección 4.1.2.3.2 estableció que el calor útil era de 1386,37 kW<sub>th</sub>. El análisis energético del IC tomará este dato como característica inicial.

La Figura 4-8 muestra que se asume una disminución de temperatura de los GE lineal. Para el cálculo de la transferencia de calor en cada proceso se aplicó la Ec. 8. El balance térmico entre dos fluidos debe registrar que el calor rechazado por “fluido uno” debe ser transferido a “fluido dos”, tomando en cuenta la eficiencia de un IC, en este caso 90% [43]. Aplicando esto al HRSG, significa que el calor que los GE rechazan en cada sección del IC es recibido en un 90% [44] por el agua que circula en el RC. Por medio de la Ec. 14 se calcula el calor que puede recibir el agua:

$$Q_{aq,max} = Q_{GE,max} \cdot \eta_{HRSG} \quad \text{Ec. 14}$$

Insertando los valores se obtiene el calor que puede recibir el agua en el HRSG:

$$Q_{aq,max} = 1386,37 \text{ kW} \cdot 90\% = 1247,7 \text{ kW}$$

La cantidad de calor que el agua recibirá está relacionada con su flujo másico. El flujo másico del vapor de agua que es evacuado del SC, o, el que ingresa a la turbina, será establecido en subsección 4.3.1.2.

El proceso de generación de vapor requiere de la instalación de un domo para la separación del líquido del vapor saturado. El flujo total del agua en estado líquido pasará por el economizador. De esta manera toda el agua, líquida, es elevada de temperatura hasta su punto de saturación.

#### 4.3.1.2. Flujo másico del agua/ vapor de agua en el ciclo de Rankine

El conocimiento de la potencia útil de los GE y las entalpías del agua/vapor de agua antes de entrar al HRSG y después de salir del mismo permite calcular el flujo másico en el ciclo de agua, en el RC. Para esto se utilizará la Ec. 11:

$$\dot{m}_{aq,vapor,RC} = \frac{1247,7 \text{ kW}}{(2946 - 420) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = \frac{1247,7 \text{ kW}}{2526 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,494 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico del agua a través del economizador, el sobrecalentador y la turbina es de  $0,494 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ .

#### 4.3.1.3. Transferencia de calor en las secciones del HRSG

El flujo másico del agua/ vapor de agua no va a variar a lo largo del economizador y del sobrecalentador. El agua entra en la primera sección del HRSG, el economizador, con una entalpía de  $420 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ , tomado en cuenta la eficiencia de la bomba, y sale de la última sección, el SC, con una entalpía de  $2946 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ . Debido a que el aumento de presión en la bomba, antes de ingresar al HRSG, no es de manera isentrópica, la entropía aumenta, por consecuencia también su entalpía. Con esto la diferencia de entalpía entre el punto 2 y el punto 5 es menor que en el caso isentrópico. En el caso de un aumento de presión isentrópico la entalpía en el punto 2 sería de  $418,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ . Para el caso de una compresión real la entalpía sube

por  $1,1 \frac{kJ}{kg}$  a  $420 \frac{kJ}{kg}$ . La eficiencia aplicada para las bombas se trata en capítulo 4.3.1.7.5. La energía térmica debe ser suministrada por parte de los GE y asimilada por el agua/ vapor de agua, tomando en cuenta la eficiencia del IC. Para los GE se determina un valor medio de  $c_p$ . Este valor se calcula promediando el  $c_p$  de los GE a la salida del economizador ( $c_{p,s,eco,165^{\circ}C} = 1,0818 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ ) y el  $c_p$  de los GE a la entrada del sobrecalentador ( $c_{p,e,SC,358,89^{\circ}C} = 1,1369 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ ). El valor medio resulta  $\bar{c}_{p,GE} = 1,10935 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ . Aplicando la Ec. 11 se pueden calcular los flujos térmicos en cada sección.

### **Sobrecalentador:**

En este caso se considera que la temperatura de entrada de los GE en el SC es de  $358,89^{\circ}C$ . También se considera que la temperatura del vapor de agua, al salir del evaporador, es la temperatura de entrada al SC. La presión del vapor de agua, es de 1 MPa. La temperatura de saturación para esta presión es de  $179,9^{\circ}C$ , con una calidad de vapor de 100% y una entalpía de  $2777,7 \frac{kJ}{kg}$ . Para que la temperatura del vapor de agua sea elevada a  $251,9^{\circ}C$ , de manera isobárica, es necesario calcular el flujo de calor desde los GE al agua, aplicando Ec. 11. El calor que debe asimilar el agua es:

$$\dot{Q}_{aq,SC} = 0,494 \frac{kg}{s} \cdot (2946 - 2777,7) \frac{kJ}{kg} = 83,1 kW$$

Los GE ponen a disposición  $92,37 kW_{th}$  para, tomando en cuenta la eficiencia del IC, sobrecalentar el agua con  $83,1 kW_{th}$ . El agua requiere de una transferencia de calor de  $83,1 kW_{th}$  para pasar del estado de vapor saturado a vapor sobrecalentado, con  $251,9^{\circ}C$ , manteniendo el mismo nivel de presión.

Esta sección requiere del cálculo de la temperatura de salida de los GE del SC. El cálculo se realiza aplicando la Ec. 8.

Los GE deben cumplir con el requerimiento de calor para sobrecalentar el agua:

$$92,31 \text{ kW} = 6,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,10935 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (358,89 \text{ °C} - T_{GE,SC,s})$$

$$T_{GE,SC,s} = 358,89 \text{ °C} - \frac{92,37 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(6,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,10935 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)} = 346 \text{ °C}$$

La temperatura de los GE a la salida del SC es de 346 °C.

### Evaporador:

En este caso se considera que la temperatura de entrada de los GE en el evaporador es la temperatura de salida del SC.

Se considera que el agua en esta sección del HRSG realiza un cambio de estado, de líquido saturado a vapor saturado, más no cambia de temperatura. La presión del agua, sea en estado líquido o en estado de vapor, es de 1 MPa. La temperatura del agua, al entrar al evaporador y al abandonar el evaporador, siempre se mantiene al mismo nivel, 179,9 °C.

Para que el estado del agua pase del líquido al vapor, es necesario calcular el flujo de calor desde los GE al agua, aplicando Ec. 11. El calor que el agua debe asimilar es:

$$\dot{Q}_{aq,evap} = 0,494 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (2777,7 - 762,8) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 995,3 \text{ kW}$$

Los GE ponen a disposición 1105,85 kW<sub>th</sub> para, tomando en cuenta la eficiencia del IC, evaporar el agua con 995,3 kW<sub>th</sub>. El agua requiere de una transferencia de calor de 995,3 kW<sub>th</sub> para pasar del estado líquido saturado a vapor saturado.

Con esto es posible calcular la temperatura de salida de los GE del evaporador aplicando la Ec. 8. Los GE deben cumplir con el requerimiento de calor para la evaporación del agua. Por esto se afirma que:

$$1105,86 \text{ kW} = 6,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,10935 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (346 \text{ °C} - T_{GE,evap,s})$$



$$T_{GE,evap,s} = 346 \text{ °C} - \frac{1105,86 \frac{kJ}{s}}{\left(6,45 \frac{kg}{s} \cdot 1,10935 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)} = 191,3 \text{ °C}$$

La temperatura de los GE a la salida del evaporador es de 191,3 °C.

### **Economizador:**

La temperatura que deben alcanzar los GE al salir del economizador no debe caer por debajo de los 165 °C. La temperatura del agua que entra en el economizador es de 99,7 °C y su presión es de 1 MPa. El agua que es calentada en el economizador llega hasta su punto de saturación donde aún no se ha generado vapor ( $x=0$ ), estos son 179,9 °C. El calor que el agua debe asimilar de los GE es:

$$\dot{Q}_{aq,eco} = 0,494 \frac{kg}{s} \cdot (762,8 - 420) \frac{kJ}{kg} = 169,3 \text{ kW}$$

Los GE ponen a disposición 188,14 kW<sub>th</sub> para, tomando en cuenta la eficiencia del IC, evaporar el agua con 169,3 kW<sub>th</sub>. El agua requiere de una transferencia de potencia de 169,3 kW<sub>th</sub> para pasar del estado líquido en la región comprimida a líquido saturado ( $x=0$ ).

Con esto es posible calcular la temperatura de salida de los GE del economizador aplicando la Ec. 8. Los GE deben cumplir con el requerimiento de calor para la evaporación del agua. Por esto se afirma que:

$$188,14 \text{ kW} = 6,45 \frac{kg}{s} \cdot 1,10935 \frac{kJ}{kg \cdot K} (191,3 \text{ °C} - T_{GE,eco,s})$$

$$T_{GE,eco,s} = 191,3 \text{ °C} - \frac{188,14 \frac{kJ}{s}}{\left(6,45 \frac{kg}{s} \cdot 1,10935 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)} \text{ °C} = 165 \text{ °C}$$

La temperatura de los GE a la salida del economizador es de 165 °C. Esta era una condición marco para evitar daños por corrosión en los ductos que conducen los GE.

La Tabla 4-8 muestra los niveles de temperatura de entrada y de salida de cada una de las secciones del HRSG para cada uno de los fluidos (GE, agua/vapor de agua).

Tabla 4-8: Temperaturas de entrada y salida de las distintas secciones del HRSG y calor transferido

| Intercambiador de calor | GE                             |                               | Calor proporcionado por los GE<br>[kW <sub>th</sub> ] | Agua/ Vapor de agua            |                               | Calor recibido por el agua<br>[kW <sub>th</sub> ] |
|-------------------------|--------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|---------------------------------------------------|
|                         | Temperatura de entrada<br>[°C] | Temperatura de salida<br>[°C] |                                                       | Temperatura de entrada<br>[°C] | Temperatura de salida<br>[°C] |                                                   |
| Sobrecalentador         | 358,89                         | 346                           | 92,37                                                 | 179,9                          | 251,9                         | 83,13                                             |
| Evaporador              | 346                            | 191,3                         | 1105,85                                               | 179,9                          | 179,9                         | 995,27                                            |
| Economizador            | 191,3                          | 165                           | 188,14                                                | 99,8                           | 179,9                         | 169,33                                            |
| Calor total transferido |                                |                               | 1386,37                                               |                                |                               | 1247,73                                           |

En este punto se puede comparar la temperatura de salida de los GE del evaporador (191,3 °C) con la temperatura de entrada del agua en el evaporador (179,9 °C).

El nivel de temperatura de los GE cumple con los dos requerimientos establecidos en anterioridad. Los GE cumplen con el PP en la entrada del economizador:

$$191,3 \text{ °C} - 179,9 \text{ °C} = 11,4 \text{ °C}$$

Y con eso:

$$11,4 \text{ °C} > PP \geq 10 \text{ °C}$$

Además cumplen con la condición de que a la salida del economizador se mantuviera un intervalo de seguridad mayor a 15 °C. Manteniendo este intervalo se asegura que no haya formación de H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>.

La transferencia de calor se viabiliza por medio de dos fluidos y un IC con geometría específica, como descrito en subsección 4.3.1.7.

La convección forzada es un proceso que posibilita la transferencia de calor entre dos fluidos. En este caso se describe la transferencia de calor de los GE hacia el agua para generar vapor. La transferencia de calor sucede porque los GE ceden su energía térmica a una tubería. Dentro de esta tubería se encuentra el agua a evaporar.

Por medio del proceso de conducción de calor, la energía proveniente de los GE es transferida a través de la pared exterior de la tubería hacia la pared interior de la tubería. Desde la pared interior de la tubería se transfiere el calor al agua. Este último proceso se llama convección forzada. La convección se da porque el fluido contenido dentro de la tubería se encuentra en movimiento. En este caso es una bomba la que circula el fluido. La Figura 4-9 muestra las condiciones del HRSG desde el lado de los GE y el agua que va por dentro de los tubos.

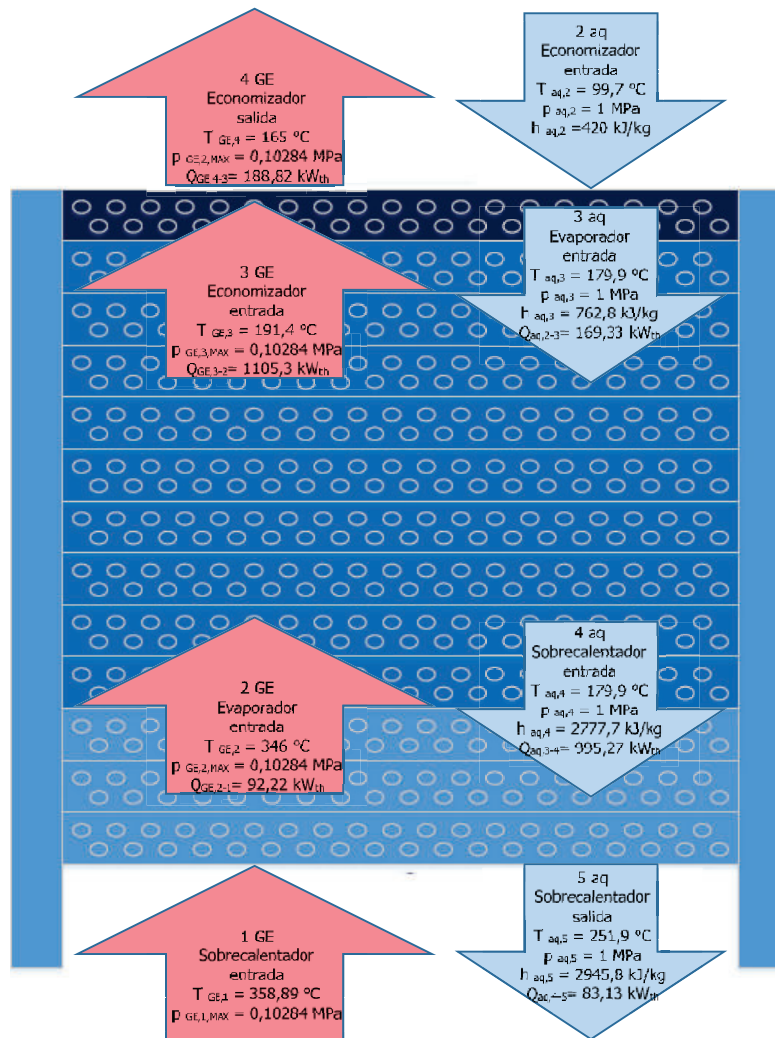


Figura 4-9: Transferencia de calor en el HRSG. Las flechas rojas muestran las etapas referentes a los GE. Las flechas azules muestran las etapas referentes al agua.

Fuente: [29].

#### 4.3.1.4. Cálculo hidráulico del HRSG

El dimensionamiento del HRSG, por donde pasarán los GE, depende principalmente de la velocidad de los GE al pasar por el intercambiador. La velocidad depende del diámetro hidráulico y del flujo másico. Para la determinación del diámetro hidráulico es necesario considerar que el número de Reynolds (Re) se encuentre en el área que describe un flujo turbulento ( $Re > 2400$ ) [45] y, además que el resultado final del coeficiente global de transferencia de calor (U) se encuentre entre 25 y 50  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$  [46], que es el rango de valores para una transferencia de calor para un IC de tubos aleteados con el agua pasando por el tubo y el gas en flujo cruzado. El análisis hidráulico será realizado tomando en cuenta estos datos marco.

El diámetro hidráulico para un ducto en forma cuadrada es la longitud de uno de sus lados [47]. El diámetro hidráulico del HRSG es de 2,5 m. A través de este ducto cuadrado, con un diámetro hidráulico de 2,5 m pasarán los GE hasta ser liberados a la atmósfera después del economizador. El área de intercambio de calor se encuentra dentro del ducto por donde pasan los GE. Figura 4-10 muestra un esquema con vista superior sobre el ducto con el HRSG por dentro.

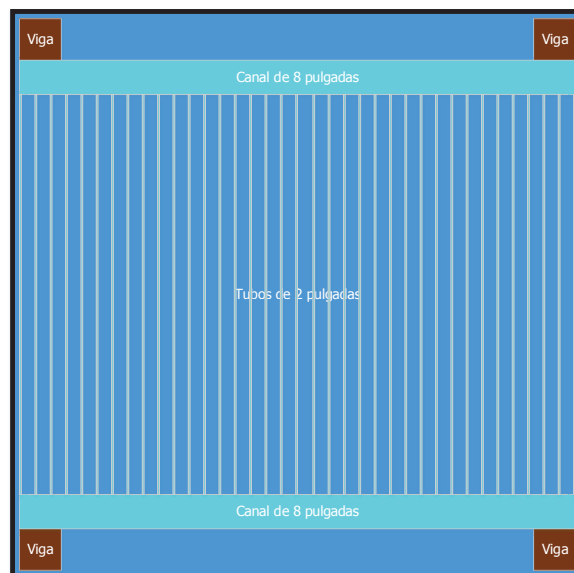


Figura 4-10: Esquema del HRSG visto desde arriba.

Negro: ducto para los GE. Azul claro: estructura del IC. Marrón: vigas de acero

Fuente: [38]

La densidad puede variar con respecto a la presión y el máximo de contrapresión que permite el sistema, en este caso no debe superar los 2400 Pa [9]. Es importante considerar la contrapresión porque, si el ducto es muy largo o los GE llegan a enfriarse mucho durante su paso por el ducto, pueden acumularse dentro de él y obstaculizar el paso de los GE que se generan en el motor.

Para calcular la densidad de los GE a distintas temperaturas es necesario determinar la constante específica de los GE. La constante específica de los GE se calcula por medio de la división de la constante universal de gases por el peso molar de los GE que se puede ver en la Tabla 4-9.

Tabla 4-9: Composición y determinación de la constante específica de los GE

| COMPONENTE                   | [Vol.- %] | Masa molar en GE |
|------------------------------|-----------|------------------|
| CO2, Combustible             | 11,85     | 5,21             |
| SO2, Combustible             | 0,08      | 0,027            |
| H2O, Combustible             | 8,98      | 1,62             |
| N2, Aire húmedo combustión   | 74,85     | 20,97            |
| O2, Aire húmedo combustión   | 3,30      | 1,06             |
| H2OAire húmedo combustión    | 0,94      | 0,28             |
| Constante universal de Gases | 8,3145    | J/(mol*K)        |
| Peso molar de los GE         | 0,029     | kg/mol           |
| Constante específica de GE   | 285,18    | J/(kg*K)         |

La constante específica de los GE se calcula aplicando la Ec. 15

$$R_{GE} = \frac{R_{Univ}}{M_{GE}} \quad \text{Ec. 15}$$

Donde:

|            |                                                |                                        |
|------------|------------------------------------------------|----------------------------------------|
| $R_{GE}$   | Constante específica para los GE               | $\left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$  |
| $R_{Univ}$ | Constante universal para gases ideales: 8,3145 | $\left[ \frac{J}{mol \cdot K} \right]$ |
| $M_{GE}$   | Peso molar de los GE                           | $\left[ \frac{kg}{mol} \right]$        |

Insertando los valores se obtiene:

$$R_{GE} = \frac{8,3145 \frac{J}{mol \cdot K}}{0,0292 \frac{kg}{mol}} = 285,07 \frac{J}{kg \cdot K}$$

La constante de gas específica para los GE es  $285,07 \frac{J}{kg \cdot K}$ .

La máxima densidad de los GE se determina aplicando la Ec. 16

$$\rho_{max,GE} = \frac{p_{amb} + p_{contra,max}}{T_{max,GE} \cdot R_{GE}} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde:

|                  |                                               |                                       |
|------------------|-----------------------------------------------|---------------------------------------|
| $R_{GE}$         | Constante específica para los GE              | $\left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$ |
| $\rho_{max,GE}$  | Densidad máxima de los GE                     | $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$       |
| $p_{amb}$        | Presión ambiental                             | [Pa]                                  |
| $p_{contra,max}$ | Máximo de contra presión que soporta el motor | [Pa]                                  |
| $T_{max,GE}$     | Temperatura máxima de los GE                  | [K]                                   |

Insertando los valores se obtiene:

$$\rho_{max,GE,358,89^\circ C} = \frac{(100440 + 2400) Pa}{(273,15 K + 358,89^\circ C) \cdot 285,07 \frac{kJ}{kg \cdot K}} = 0,571 \frac{kg}{m^3}$$

La densidad de los GE, a  $358,89^\circ C$ , es  $0,571 \frac{kg}{m^3}$ .

$$\rho_{max,GE,165^\circ C} = \frac{(100440 + 2400) Pa}{(273,15 K + 165^\circ C) \cdot 285,07 \frac{kJ}{kg \cdot K}} = 0,823 \frac{kg}{m^3}$$

La densidad de los GE, a  $165^\circ C$ , es  $0,823 \frac{kg}{m^3}$ .

Para los cálculos siguientes se genera un promedio entre las densidades de los GE a las temperaturas características de entrada y salida de las distintas secciones del HRSG. El promedio de densidad es  $\bar{\rho}_{max,GE} = 0,688 \frac{kg}{m^3}$ .

Con la densidad calculada y el flujo másico de los GE determinado en 4.1.1.2 es posible obtener el caudal de los GE aplicando la Ec. 17:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\bar{\rho}} \quad \text{Ec. 17}$$

Donde:

$\dot{V}$  Caudal de los GE a través de un tubo  $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$

$\dot{m}$  Flujo másico de los GE  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$

$\bar{\rho}$  Densidad promedio de los GE  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$

Insertando los valores:

$$\dot{V}_{GE,HRSG,RC} = \frac{6,45 \frac{kg}{s}}{0,688 \frac{kg}{m^3}} = 9,364 \frac{m^3}{s}$$

El caudal de los GE es de  $9,364 \frac{m^3}{s}$ .

Aplicando la Ec. 18, se determina la velocidad de los GE:

$$v = \frac{\dot{V}}{A} \quad \text{Ec. 18}$$

Donde:

$v$  Velocidad de los GE  $\left[ \frac{m}{s} \right]$

$\dot{V}$  Caudal de los GE  $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$

A Área transversal del HRSG [m<sup>2</sup>]

Insertando los valores:

$$v_{GE,HRSG,RC} = \frac{9,364 \frac{m^3}{s}}{6,25 m^2} = 1,5 \frac{m}{s}$$

La velocidad de los GE al pasar por el HRSG es de  $1,5 \frac{m}{s}$ .

Conociendo la velocidad de los GE dentro del ducto y el diámetro hidráulico del ducto, queda por determinar la viscosidad cinemática promediada de los GE entre las temperaturas de entrada al sobrecalentador y de salida del economizador [37]

$$(v_{358,89^\circ C} = 0,0000496 \frac{m^2}{s}, v_{165^\circ C} = 0,0000267 \frac{m^2}{s}), \bar{v}_{358,89^\circ C; 165^\circ C} = 0,00003843 \frac{m^2}{s},$$

para calcular el número de Reynolds. Es necesario que este valor este claramente por encima de los 2400, para ser considerado un flujo turbulento y claramente por encima de los 20000 para ser considerado un flujo turbulento desarrollado. La aplicación de la Ec. 19 permite determinar el número de Reynolds

$$Re = \frac{v \cdot D_H}{\nu} \quad \text{Ec. 19}$$

Donde:

$v$  Velocidad del fluido  $\left[ \frac{m}{s} \right]$

$D_H$  Diámetro hidráulico del HRSG [m]

$\nu$  Viscosidad cinemática del fluido  $\left[ \frac{m^2}{s} \right]$

Insertando los valores se obtiene:

$$Re = \frac{1,5 \frac{m}{s} \cdot 2,5 m}{0,00003843 \frac{m^2}{s}} = 97\,469$$



El número de Reynolds para los GE dentro del ducto es de 97 475.

El número de Reynolds está claramente por encima de los 2000, también está claramente por encima de los 20 000. El hecho que Re sobrepase estos valores indica que se trata de un flujo turbulento desarrollado de los GE dentro del ducto donde se encuentra el HRSG.

#### 4.3.1.5. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) requiere del conocimiento del coeficiente de convección de los GE ( $h_f$ ), esto implica el conocimiento de las propiedades físicas del HRSG como el número de Reynolds y todo lo que implica su cálculo, pero también de las propiedades térmicas de los GE, la composición del combustible y los flujos de entrada al proceso de combustión.

Para el cálculo de la composición de los GE había que incluir las propiedades del aire utilizado para la combustión de la Tabla 4-2. La ecuación base para la determinación del coeficiente universal de transferencia de calor se describe de la siguiente manera [46]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_d}} \quad \text{Ec. 20}$$

Donde:

$h_f$  Coeficiente de convección del fluido exterior del tubo  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

$h_d$  Coeficiente de convección del fluido al interior del tubo  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

$L$  Espesor de la tubería [m]

$k$  Conductividad térmica del material de la tubería  $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$

En el caso de un IC para la transferencia de calor entre un gas y un líquido, la película controladora es el gas. Esto se puede afirmar porque  $\frac{1}{h_f}$  es mucho más grande que  $\frac{L}{k} + \frac{1}{h_d}$ . Con esto también se puede aproximar que:

$$U = h_f$$

$h_f$  se calcula para cada sección del HRSG.

La Ec. 21 describe el cálculo de  $h_f$  [46].

$$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad \text{Ec. 21}$$

Donde:

$Nu$  Número de Nusselt

$\lambda$  Conductividad térmica del fluido  $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$

$L$  Longitud de la tubería [m]

Así como lo indica la Ec. 22, el cálculo del número de Nusselt implica el cálculo del número de Reynolds ( $Re$ ) y el número de Prandtl ( $Pr$ ), según la correlación de Thonon (Constantes en Anexos) [48]:

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 22}$$

Donde:

$Re$  Número de Reynolds

$Pr$  Número de Prandtl

$c$  y  $n$  Constantes

El número de Prandtl se calcula como indica la Ec. 23 [49]:

$$Pr = \frac{\bar{c}_p \cdot \bar{\mu}}{\bar{\lambda}} \quad \text{Ec. 23}$$

Donde:

|                 |                                        |                                        |
|-----------------|----------------------------------------|----------------------------------------|
| $c_p$           | Capacidad calórica media del fluido    | $\left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$ |
| $\bar{\mu}$     | Viscosidad dinámica media del fluido   | $\left[ \frac{N \cdot s}{m^2} \right]$ |
| $\bar{\lambda}$ | Conductividad térmica media del fluido | $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$   |

La determinación de la masa molar de los GE, además de ser necesaria para el cálculo, la densidad de los GE permite el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U) (Ec. 36), [46].

La Tabla 4-9 describe la composición de los GE y la constante específica de los GE. Los GE están conformados por aproximadamente 80 % de O<sub>2</sub> y N<sub>2</sub> y 20 % de productos de combustión, entre ellos CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O y otros. Las propiedades de los GE son precisadas por medio de la composición del combustible utilizado y el aire transferido para la combustión. La Tabla 4-1 en subsección 4.1.1.1 muestra la composición del combustible.

La Tabla 4-10 muestra los valores termodinámicos y termo físicos promediados de calor específico ( $c_p$ ), conductividad térmica ( $\lambda$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ) y viscosidad dinámica ( $\mu$ ), entre las temperaturas de entrada y salida de las secciones del HRSG para los GE.

*Tabla 4-10: Valores termodinámicos y termo físicos de los GE*

|                 | $C_{p\text{promedio}}$<br>[J/(kg*K)] | $\lambda_{\text{promedio}}$<br>[W/(m*K)] | $\nu_{\text{promedio}}$<br>[m <sup>2</sup> /s] | $\eta_{\text{promedio}}$<br>[kg/(m*s)] |
|-----------------|--------------------------------------|------------------------------------------|------------------------------------------------|----------------------------------------|
| Sobrecalentador | 1135                                 | 0,0443                                   | 0,00004875                                     | 0,00002815                             |
| Evaporador      | 1111                                 | 0,03965                                  | 0,0000387                                      | 0,0000255                              |
| Economizador    | 1085,35                              | 0,0341                                   | 0,0000281                                      | 0,0000226                              |

Para poder determinar el flujo del agua dentro de los tubos del HRSG es necesario realizar los cálculos análogamente como se ha venido realizando con los GE. Paralelamente al valor de Reynolds se calcula el número de Prandtl según la Ec. 23. Con Reynolds y Prandtl se determina el número de Nusselt según la Ec. 22.

Finalmente, considerando un tubo de 2 pulgadas y cédula 40, es decir 60,3 mm de diámetro externo, se fija el coeficiente global de transferencia de calor U para el HRSG [50]. En la Tabla 4-11 se pueden ver los resultados para cada uno de estos valores.

Tabla 4-11: Valores para la transferencia de calor hacia los tubos que contienen el agua

|                 | Re     | Pr     | Nu    | U [W/m <sup>2</sup> K] |
|-----------------|--------|--------|-------|------------------------|
| Sobrecalentador | 4423,6 | 0,721  | 49,22 | 24,65                  |
| Evaporador      | 4728,8 | 0,725  | 51,42 | 23,05                  |
| Economizador    | 5532,8 | 0,7198 | 55,53 | 21,41                  |

Los números descritos en la Tabla 4-11 hace referencia al flujo de los GE alrededor de los tubos que conducen el agua. Se puede ver que en este caso se trata de un flujo turbulento más no completamente desarrollado.

#### 4.3.1.6. Superficies de transferencia de calor

Las superficies de transferencia de calor deben ser definidas para cada una de las secciones del HRSG. El cálculo inicia con la determinación de la temperatura media logarítmica ( $\Delta T_{m,log}$ ) [51] aplicando los resultados referentes a la temperatura visualizadas en la Tabla 4-8 y con la Ec. 24 [46]:

$$\Delta T_{m,log} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad \text{Ec. 24}$$

Donde:

- T<sub>1</sub> Temperatura de entrada del fluido a enfriarse [K]
- T<sub>2</sub> Temperatura de salida del fluido a enfriarse [K]
- t<sub>1</sub> Temperatura de entrada del fluido a calentarse [K]
- t<sub>2</sub> Temperatura de salida del fluido a calentarse [K]

Las superficies de transferencia de calor se fijaron con los resultados obtenidos para U en la Tabla 4-11. La Tabla 4-12 muestra los resultados obtenidos.

Tabla 4-12: Temperatura media logarítmica y áreas de transferencia de calor en las distintas secciones del HRSG

| $\Delta T_{log}$ | Superficies de transferencia de calor |
|------------------|---------------------------------------|
|------------------|---------------------------------------|

|                 | [K]   | [m <sup>2</sup> ] |
|-----------------|-------|-------------------|
| Sobrecalentador | 134,4 | 27,6              |
| Evaporador      | 57,8  | 822,4             |
| Economizador    | 30,9  | 281,9             |

Las superficies de transferencia de calor fueron sobredimensionadas en un 10 % para posibilitar un margen de seguridad por variaciones ambientales y técnicas.

#### 4.3.1.7. Propuesta de diseño del HRSG

Un intercambiador como descrito se puede construir en Ecuador [52]. El intercambiador presentado a continuación se ajusta a las capacidades de construcción a nivel local.

La Figura 4-11 muestra el esquema del posicionamiento de los tubos en el panel.



*Figura 4-11: Posicionamiento de tubos en un panel del IC.*

*Fuente: [38]*

Para el mayor aprovechamiento energético es necesario que el panel de tubos cumpla con una condición geométrica establecida. La Figura 4-12 muestra las condiciones de posicionamiento de los tubos en el panel.

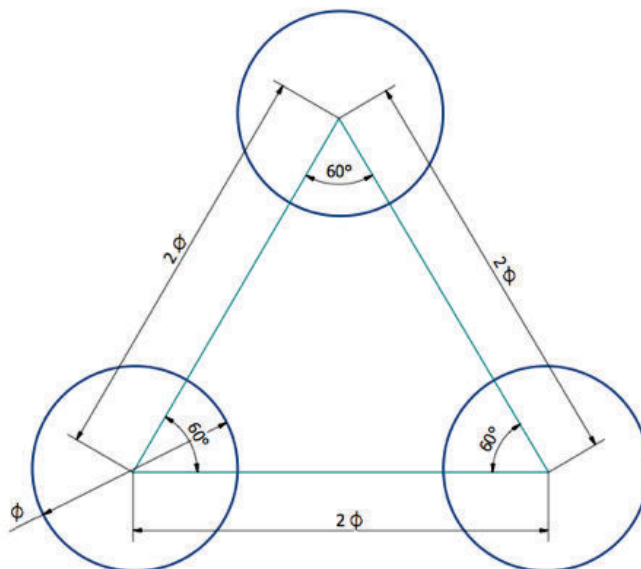


Figura 4-12: Condiciones de posicionamiento de tubos en un panel del IC.

Fuente: [38]

#### 4.3.1.7.1. Determinación de la tubería

Según la norma DIN 2391, un tubo con un diámetro nominal de 2 pulgadas (60,3 mm, diámetro externo) y un espesor de pared de 3,91 mm, es decir de cédula 40, permite una presión de operación máxima de aproximadamente 15 MPa [53]. Del mismo modo el tubo a utilizarse para los canales, que tendrá un diámetro de 8 pulgadas y cédula 40, resiste una presión de trabajo de aproximadamente 8,5 MPa [53].

#### 4.3.1.7.2. Diseño preliminar de un panel de tubos

Este panel de tubos tiene un largo de 2,25 m y ancho de 2,5 m. En los extremos de los tubos se colocan dos canales. Estos canales son semicirculares con un diámetro de 8 pulgadas. Los canales direccionan el agua o el vapor desde o hacia los tubos transversales. La cantidad máxima de tubos en un panel es de 37 tubos en 2 filas de 19 y 18 tubos.

Un panel es sujetado por dos guías. Las guías están ancladas a 4 vigas en los extremos del caldero. La Figura 4-13 muestra de manera esquemática la sujeción de los paneles en la estructura. Las vigas tienen un ancho de 150 mm y tienen una forma cuadrada. La imagen muestra vigas de acero con forma I.

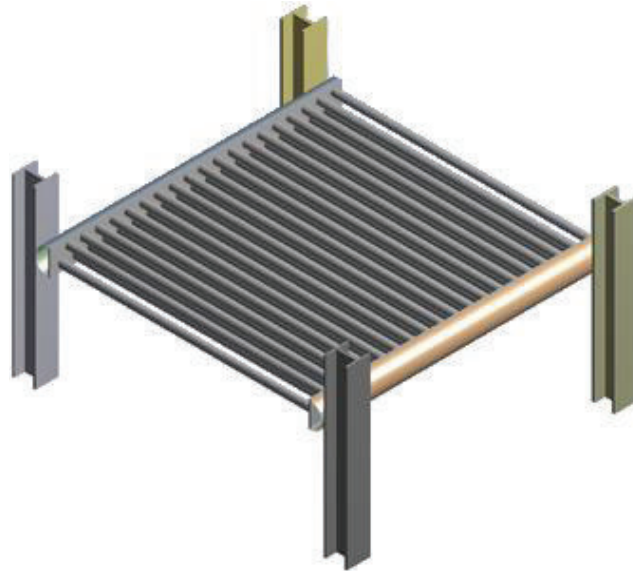


Figura 4-13: Esquema de posicionamiento de un panel con la estructura de sujeción.

Fuente: [38]

Cada panel va a estar en contacto directo con el flujo de los GE. El área total de transferencia de calor total de cada panel se determina por medio de la suma del área de los 37 tubos y el área de los dos canales semicirculares.

$$A_{canal} = \pi \cdot 0,22 \text{ m} \cdot 2,50 \text{ m} = 1,72 \text{ m}^2$$

El área de transferencia de calor de los 2 canales es de  $1,72 \text{ m}^2$ .

$$A_{37 \text{ tubos}} = \pi \cdot 0,06 \text{ m} \cdot 2,25 \text{ m} \cdot 37 = 15,77 \text{ m}^2$$

El área de transferencia de calor de los 37 tubos es de  $15,77 \text{ m}^2$ .

$$A_{total,panel} = 15,77 \text{ m}^2 + 1,72 \text{ m}^2 = 17,63 \text{ m}^2$$

El área total para la transferencia de calor de un panel de tubos es de  $17,63 \text{ m}^2$ .

La división del área de transferencia necesaria en cada sección del HRSG por el área que ofrece cada tubo y cada panel de tubos con canales permite determinar la cantidad de tubos necesarios y la cantidad de paneles. Las guías con las que los paneles serán sujetos tienen un grosor de 10 mm. Una guía es sumada al espesor de cada panel para determinar la altura de cada sección y la altura total de HRSG. La Tabla 4-13 muestra los resultados para cada sección y el total.

Tabla 4-13: Cantidad de tubos y paneles para la transferencia de calor en las distintas secciones del HRSG

|                 | Tubos | Paneles |
|-----------------|-------|---------|
| Sobrecalentador | 58    | 2       |
| Evaporador      | 1741  | 47      |
| Economizador    | 597   | 16      |
| TOTAL           | 2397  | 65      |

Debido a que el área calculada para cada sección difiere de un número cerrado de tubos y también de un número cerrado de paneles se redondearon la cantidad de paneles a un número cerrado. Este error puede generar diferencias de hasta 19 tubos por panel.

#### 4.3.1.7.3. Caída de presión en el HRSG

La caída de presión se repite en cada panel. Debido a que las condiciones del fluido cambian a lo largo del HRSG, se repetirá este cálculo para cada sección. La suma de la caída de presiones por sección permite conocer la caída total de presión en la tubería de agua/vapor de agua del HRSG.

Para la determinación de la caída de presión por accesorios se determina el valor zeta ( $\zeta$ ) [37]. En el caso de que el diámetro de la tubería cambie abruptamente a ser más grande se aplica la Ec. 25. Para el cálculo de  $\zeta$  se utiliza el diámetro interno del tubo de 2 pulgadas que entra en el tubo de 8 pulgadas:

$$\zeta_1 = \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right)^2 \quad \text{Ec. 25}$$

Donde:

$\zeta_1$  Valor zeta con referencia al diámetro  $d_1$

$d_1$  Diámetro interno del tubo de 2 pulgadas [mm]

$d_2$  Diámetro interno del tubo 8 pulgadas [mm]

$$\zeta = \left(1 - \left(\frac{0,05248 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}}\right)^2\right)^2 = 0,87043$$

En el caso de que el diámetro de la tubería cambie abruptamente a ser más pequeño se aplica Ec. 26:



$$\zeta_2 = \left( 0,707 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2} \right)^2$$

Donde:

- $\zeta_1$  Valor zeta con referencia al diámetro  $d_2$   
 $d_2$  Diámetro interno del tubo de 8 pulgadas [mm]  
 $d_1$  Diámetro interno del tubo 2 pulgadas [mm]

La Figura 4-14 muestra el cambio de diámetro grande a pequeño. Este es un “accesorio” por el cual se aplica el valor zeta para determinar la pérdida de presión que este genera.

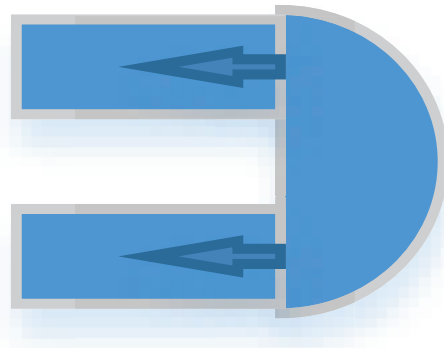


Figura 4-14: Esquema de cambio de diámetro de tubos que conducen el fluido. Las flechas indican la dirección en la que se mueve el fluido

Fuente: [38]

Para el cálculo de  $\zeta$  se utiliza el diámetro interno del tubo de 8 pulgadas que desemboca en el tubo de 2 pulgadas:

$$\zeta = 0,707 \cdot \sqrt{\left(1 - \left(\frac{0,0525 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}}\right)^2\right)^2} = 0,47$$

En este caso se promedia la densidad del fluido [41] a la entrada y salida de la sección. Las velocidades dentro del canal y dentro de la tubería del HRSG se calculan con la Ec. 18. La Tabla 4-14 muestra las densidades del agua a las temperaturas que van a operar las distintas secciones del HRSG y las velocidades

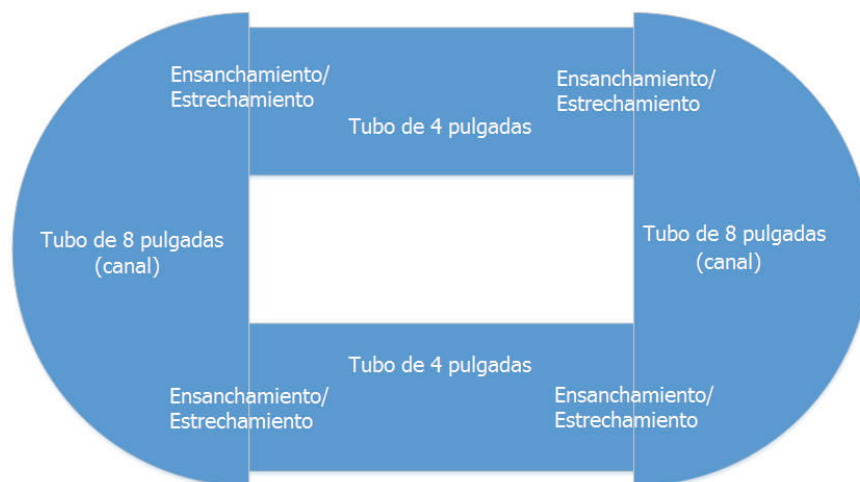
del fluido en los tubos que se calcularon para determinar después la caída de presión en cada sección.

*Tabla 4-14: Densidad del agua/vapor de agua y velocidad del fluido en tubos de 2 y de 8 pulgadas para las distintas secciones del HRSG*

|                 | Promedio<br>densidad/<br>sección<br>[kg/m <sup>3</sup> ] | Velocidad del<br>fluido en 1 Tubo<br>de 2 pulgadas<br>[m/s] | Velocidad del<br>fluido en 1 Tubo<br>de 8 pulgadas<br>[m/s] |
|-----------------|----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|
| Sobrecalentador | 4,713                                                    | 48,5                                                        | 3,25                                                        |
| Evaporador      | 710,7                                                    | 1,6                                                         | 0,11                                                        |
| Economizador    | 923,055                                                  | 0,25                                                        | 0,017                                                       |

La caída de presión de cada panel implica la multiplicación de la caída de presión en cada tubo por la cantidad de tubos y la suma de la pérdida de presión por accesorios y canales para cada sección. Es importante mencionar la sección a la que pertenece el panel porque la caída de presión se determina con la densidad del fluido.

La Figura 4-15 muestra los componentes de cada panel. La cantidad de paneles por sección se encuentran descritas en Tabla 4-13:



*Figura 4-15: Esquema de los componentes contemplados para el cálculo de pérdidas de presión en un panel de IC*

*Fuente: [38]*

La aplicación de la Ec. 27 permite el cálculo de la pérdida de presión en los accesorios como ensanchamientos, estrechamientos y codos de 180 °.

$$\Delta p_{\zeta} = \frac{\zeta \cdot \rho \cdot v^2}{2} \quad \text{Ec. 27}$$

Donde:

|                    |                                     |                               |
|--------------------|-------------------------------------|-------------------------------|
| $\Delta p_{\zeta}$ | Pérdida de presión por el accesorio | [Pa]                          |
| $\zeta$            | Valor zeta del accesorio            |                               |
| $\rho$             | Densidad del fluido                 | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |
| $d_1$              | Velocidad del fluido                | $\left[\frac{m}{s}\right]$    |

Los resultados son descritos en la Tabla 4-15.

*Tabla 4-15: Pérdidas de presión en los elementos de los paneles para las distintas secciones del HRSG en Pascal y su equivalente en metros*

|                 | Pérdidas de presión [Pa]                               |       |       |       |         |       | Sección [m] |
|-----------------|--------------------------------------------------------|-------|-------|-------|---------|-------|-------------|
|                 | Ensanchamientos/<br>Estrechamientos/<br>Codos de 180 ° | Tubos | Canal | Panel | Sección |       |             |
| Sobrecalentador | 433                                                    | 199   | 12,55 | 644   | 1.288   | 0,13  |             |
| Evaporador      | 208                                                    | 35    | 2,21  | 246   | 11.539  | 1,14  |             |
| Economizador    | 3                                                      | 1     | 0,09  | 4     | 72      | 0,007 |             |
| TOTAL [Pa]      | 644                                                    | 235   | 14,85 | 894   | 12.899  | 1,27  |             |
| TOTAL [m]       | 0,06                                                   | 0,02  | 0,00  | 0,09  | 1,27    |       |             |

El HRSG se encuentra posicionado sobre el suelo. Las dos bombas, el domo y la turbina también se encuentran sobre el suelo. Se debe determinar las alturas a la que debe ser bombeado el fluido de trabajo (agua) para calcular la potencia que deben tener estas bombas. La Tabla 4-16 muestra un esquema de cómo se encuentran posicionados estos elementos.

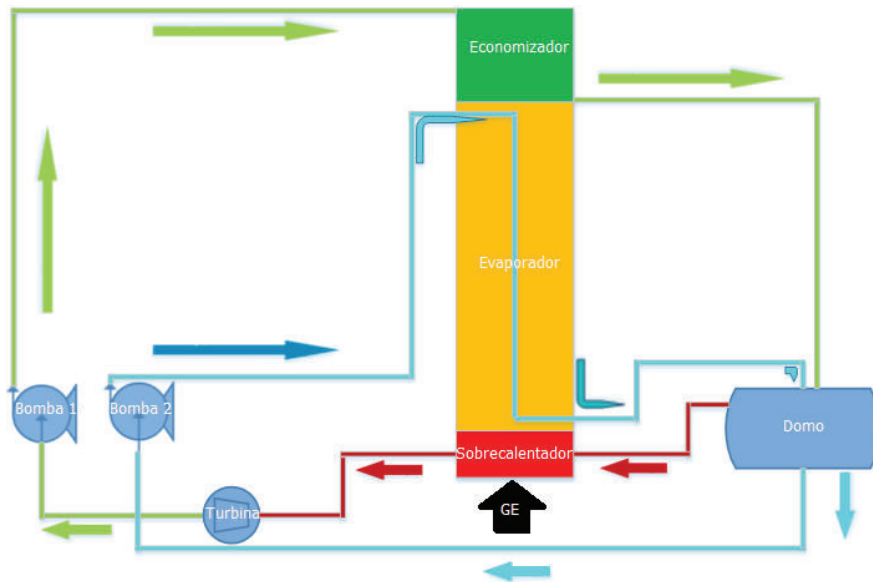


Figura 4-16: Esquema de los circuitos de bombeo del RC

Fuente: [38]

La altura de las secciones y la altura total del HRSG se puede ver en la Tabla 4-16.

Tabla 4-16: Alturas de las distintas secciones del HRSG

|                     | Altura de sección | Altura inicio de sección en relación al suelo | Altura final de sección en relación al suelo | Altura total del HRSG |
|---------------------|-------------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------------|
| Sobrecalentador [m] | 0,53              | 0                                             | 0,53                                         |                       |
| Evaporador [m]      | 10,8              | 0,53                                          | 11,33                                        |                       |
| Economizador [m]    | 3,7               | 11,34                                         | 15,04                                        | 15,04                 |

#### 4.3.1.7.4. Potencia de la bomba del economizador del HRSG

La bomba encargada de circular el fluido de trabajo por el economizador abastece al sistema con las pérdidas de presión en el economizador, supera la altura máxima del economizador y genera la presión necesaria para que el agua del economizador llegue a 179,9 °C, al estado de líquido saturado con calidad 0 ( $x=0$ ): La aplicación de la Ec. 28 permite el cálculo de la presión que tiene que poner a disposición la bomba 1.

$$p_{bomba\ 1} = p_{operación\ 1} + p_{altura\ 1} + \Delta p_{pérdidas\ 1} \quad \text{Ec. 28}$$

La presión de operación de la bomba 1 es 1 MPa. La altura que tiene que superar la bomba 1 para el economizador es determinada por medio de la altura total del

HRSG (ver Tabla 4-16). Las pérdidas de presión por accesorios y tubería se determinó en la Tabla 4-15.

Las presiones calculadas en Pascal (Pa) también pueden ser expresadas en metros de columna de agua (m), donde 10 metros de columna de agua equivalen a 98.063,8 Pa [54]. Con la suma de la presión de operación expresada en metros, el valor de la altura (en metros) necesaria para alcanzar al economizador (en relación a la bomba 1), las pérdidas de presión por accesorios y tubos del economizador expresadas en metros y un margen de seguridad del 10 %, se obtiene la altura total que debe superar esta bomba que es la presión con la que esta debe abastecer al sistema:

$$H_{bomba\ 1} = (H_{operación\ 1} + H_{altura\ 1} + H_{\Delta p\ 1}) \cdot \text{Márgen de seguridad} \quad \text{Ec. 29}$$

Insertando los valores, en metros, para la presión de operación, la altura del economizador y las pérdidas por accesorios (según Tabla 4-15) se obtiene:

$$H_{bomba\ 1} = (101,97\ m + 15,04\ m + 0,0071\ m) \cdot 1,1 = 128,72\ m$$

Convirtiendo la altura calculada en presión se obtiene:

$$p_{bomba\ 1} = 9\ 806,38\ \frac{Pa}{m} \cdot 128,72\ m = 1,262\ MPa$$

Aplicando la Ec. 30 se puede calcular la potencia que debe tener la bomba para circular el fluido a través del economizador [37]:

$$P_{eje,bomba\ 1} = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H}{\eta} \quad \text{Ec. 30}$$

Donde:

|                    |                                    |                                               |
|--------------------|------------------------------------|-----------------------------------------------|
| $P_{eje,bomba\ 1}$ | Potencia en el eje                 | $\left[ W = \frac{kg \cdot m^2}{s^3} \right]$ |
| $\rho$             | Densidad del fluido a ser bombeado | $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$               |
| $g$                | Gravitación, en Ecuador            | $\frac{m}{s^2}$                               |
|                    | 9,78                               |                                               |

|           |                                     |                                |
|-----------|-------------------------------------|--------------------------------|
| $\dot{V}$ | Caudal                              | $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$ |
| $H$       | Altura a la que se bombea el fluido | $[m]$                          |

Para la densidad se toma la densidad del fluido a 100,1 °C con 1 MPa (presión de operación),  $\rho_{100,1\text{ °C}} = 958,7 \frac{kg}{m^3}$ .

Insertando los valores:

$$P_{eje,bomba\ 1} = \frac{922,91 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,78 \frac{m}{s^2} \cdot 0,000535 \frac{m^3}{s} \cdot 128,72\ m}{0,6} = 1076,43\ W$$

La división de la potencia en el eje de la bomba con la eficiencia de un motor eléctrico, como indicado en la Ec. 31:

$$P_{mot,bomba\ 1} = \frac{P_{eje}}{\eta_{mot,bomba}} \quad \text{Ec. 31}$$

Donde:

|                    |                                            |                                               |
|--------------------|--------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| $P_{mot}$          | Potencia del motor                         | $\left[ W = \frac{kg \cdot m^2}{s^3} \right]$ |
| $P_{eje}$          | Potencia en el eje                         | $\left[ W = \frac{kg \cdot m^2}{s^3} \right]$ |
| $\eta_{mot,bomba}$ | Eficiencia del motor eléctrico de la bomba | $[\%]$                                        |

Se obtiene como resultado la potencia total que debe tener esta bomba. En este caso la eficiencia de un motor eléctrico se fijó en 80 %:

$$P_{mot,bomba\ 1} = \frac{1076,43\ W}{80\ \%} = 1345,5\ W$$

La potencia total que debe tener la bomba para circular el fluido por el economizador, superar la altura del mismo, abastecer las pérdidas de presión más el intervalo de seguridad del 10 % es de 1345,5 W<sub>el</sub>.

#### 4.3.1.7.5. Potencia de la bomba para recircular el fluido del evaporador y abastecimiento de presión para el sobrecalentador

La bomba encargada de recircular el líquido por el evaporador debe poder abastecer al sistema con la presión de operación, las pérdidas de presión y superar la altura máxima del evaporador. La ecuación aplicada es análoga a Ec. 28:

$$p_{bomba\ 2} = p_{operación\ 2} + p_{altura\ 2} + \Delta p_{pérdidas\ 2} \quad \text{Ec. 32}$$

La altura a superarse por la bomba se determina por medio de la altura desde el suelo hasta la altura total del evaporador en el HRSG. La presión de operación del sistema es de 1 MPa.

Con la suma de la presión de operación de este circuito, del valor de la altura necesaria para alcanzar al evaporador y las pérdidas de presión expresadas en metros y un margen de seguridad del 10 %, se obtiene la altura total que debe superar esta bomba que es la presión con la que esta debe abastecer al sistema. La ecuación que se aplica en este caso es análoga a Ec. 29:

$$H_{bomba\ 2} = (H_{operación\ 2} + H_{altura\ 2} + H_{\Delta p\ 2}) \cdot \text{Márgen de seguridad} \quad \text{Ec. 33}$$

En este punto se debe recordar la Figura 4-16. La bomba 2 recircula el fluido de trabajo a través del evaporador y del SC. Aunque la bomba 2 no se encuentra en contacto con el vapor saturado generado en el evaporador ni con el vapor sobrecalentado del SC, esta debe proporcionar la presión necesaria para estos dos circuitos. Con referencia a la Figura 4-20, donde se explica la importancia de que el fluido que circula por la tubería no debe contener más del 20 % de burbujas, se toma un flujo másico cinco veces mayor al calculado en 4.3.1.2. El nuevo flujo másico, después del evaporador, se compone en un 20% de vapor saturado y en un 80 % de líquido saturado. Antes del evaporador y después del domo se coloca la bomba que circula el 100 % del fluido en forma líquida. Este será el flujo másico el cual deberá ser abastecido con la presión de operación, las alturas de las dos secciones en relación a la bomba y las pérdidas de presión por

accesorios de ambos circuitos (evap, SC). El 20 % del flujo másico ya es puesto a presión de operación por medio de bomba 1, el 80 % faltante debe ser puesto a 1 MPa por parte de bomba 2.

Con esto:

$$H_{\text{operación } 2} = H_{\text{operación, evap}} + H_{\text{operación, SC}}$$

$$H_{\text{altura } 2} = H_{\text{altura, evap}} + H_{\text{altura, SC}}$$

$$H_{\Delta p 2} = H_{\Delta p, \text{evap}} + H_{\Delta p, \text{SC}}$$

Los valores para  $H_{\text{altura } 2}$  fueron determinados en Tabla 4-16. Los valores para  $H_{\Delta p 2}$  fueron determinados en Tabla 4-15 Insertando los valores para cada segmento de la Ec. 33 se obtiene:

$$H_{\text{operación } 2} = 101,97 \text{ m} \cdot 80\% = 81,58 \text{ m}$$

$$H_{\text{altura } 2} = 0,53 \text{ m} + 10,8 \text{ m} = 11,33 \text{ m}$$

$$H_{\Delta p 2} = 1,14 \text{ m} + 0,13 \text{ m} = 1,27 \text{ m}$$

Con esto, aplicando Ec. 33, se obtiene:

$$H_{\text{bomba } 2} = (81,58 + 11,33 + 1,27) \text{ m} \cdot 1,1 = 103,59 \text{ m}$$

Para el cálculo aplicando la se toman valores promediados referentes a la densidad. Para el cálculo se aplica la Ec. 30 En el caso del evaporador se toma la densidad de entrada al evaporador, para un líquido en estado de saturación y a una presión de 1 MPa,  $\rho_{179,9 \text{ } ^\circ\text{C, liq}} = 887,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ .

$$P_{\text{eje, bomba } 2} = \frac{\left( 887,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,78 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,00347 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 103,59 \text{ m} \right)}{60 \%} = 5,21 \text{ kW}$$

La división de la potencia en el eje de la bomba con la eficiencia de un motor eléctrico tiene como resultado la potencia total que debe tener esta bomba. En este caso la eficiencia de un motor eléctrico se fijó en 80 %:



$$P_{mot,bomba\ 2} = \frac{5,21\ kW}{80\ \%} = 6,5\ kW$$

La potencia total que debe tener la bomba para circular el fluido por el evaporador y el SC, superar la altura de los mismos, abastecer las pérdidas de presión y mantener la presión del sistema a 1 MPa para el 80 % del fluido es de 6,5 kW<sub>el</sub>.

Finalmente se sumará la potencia de las dos bombas para determinar cuál es la potencia requerida para impulsar el sistema:

$$P_{total,bombasHRSG} = P_{mot,bomba\ 1} + P_{mot,bomba\ 2} = (1,35 + 6,5)\ kW = 7,85\ kW$$

Todo el sistema de recuperación de calor en el RC requiere de una potencia de 7,85 kW<sub>el</sub> en bombas.

#### 4.3.1.8. Análisis del RC para el aprovechamiento energético de los GE

La generación del vapor para el ciclo RC depende de la cantidad de calor disponible. El flujo másico y las temperaturas de entrada y salida del agua en cada sección del HRSG se determinaron partiendo de la energía contenida en los GE.

El agua ingresa al economizador del HRSG con una entalpía de 420 kJ/kg. Al salir del SC el agua tiene una entalpía de 2946 kJ/kg. La diferencia de entalpía entre la entrada y salida del HRSG es igual al calor rechazado por los GE, tomando en cuenta la eficiencia del IC. La entalpía del agua, al entrar en la turbina, es la misma que la entalpía al abandonar el SC. La eficiencia de una turbina que pueda manejar este tipo de flujos másicos es de 70 % [55]. Esta eficiencia será tomada para los siguientes cálculos.

Debido a que en primera línea se contempla un sistema isentrópico la diferencia de entropías es igual a cero, la diferencia de entalpía [10] es determinada con la Ec. 34:

$$\Phi_{turb,RC} = (h_5 - h_6) \quad \text{Ec. 34}$$

Donde:

|                  |                                                                   |                                |
|------------------|-------------------------------------------------------------------|--------------------------------|
| $\phi_{turb,RC}$ | Máxima diferencia de entalpía en proceso de expansión isentrópica | $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$ |
| $h_5$            | Entalpía a la entrada de la turbina                               | $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$ |
| $h_6$            | Entalpía a la salida de la turbina                                | $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$ |

Insertando los valores de la Tabla 4-7 se obtiene:

$$\phi_{turb,RC} = (2946 - 2516,1) \frac{kJ}{kg} = 429,9 \frac{kJ}{kg}$$

Una expansión isentrópica, con una temperatura inicial de 251,9 °C y una presión inicial de 1 MPa a una temperatura final de 99,7 °C y presión ambiental de 0,10044 MPa, tiene una entalpía de 2516,1  $\frac{kJ}{kg}$  con una calidad del 93 %.

El trabajo útil teórico, isentrópico, generado por el vapor que ingresa a la turbina se obtiene multiplicando el flujo másico del vapor con la diferencia de entalpía, según la Ec. 35 [37]:

$$W_{\acute{u}til} = \dot{m} \cdot \phi \quad \text{Ec. 35}$$

Donde:

|                    |                         |                                |
|--------------------|-------------------------|--------------------------------|
| $W_{\acute{u}til}$ | Máximo trabajo útil     | $[kW_{el}]$                    |
| $\dot{m}$          | Flujo másico del fluido | $\left[ \frac{kg}{s} \right]$  |
| $\phi$             | Diferencia de entalpía  | $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$ |

Cuando se ingresan los valores se obtiene:

$$P_{max,turb} = 0,494 \frac{kg}{s} \cdot 429,7 \frac{kJ}{kg} = 212,35 kW$$

Considerando la eficiencia de la turbina es posible determinar el trabajo real que puede generar el vapor de agua al finalizar su paso por la turbina:

$$P_{real,turb} = 70 \% \cdot 0,494 \frac{kg}{s} \cdot 429,7 \frac{kJ}{kg} = 148,65 kW$$

La expansión real significa la pérdida de 63,7 kW<sub>el</sub>. En la expansión real la entalpía final termina en  $2645 \frac{kJ}{kg}$ , a presión ambiental y una calidad del 99 %.

La presión mínima del RC es la presión ambiental. En Quevedo esta es de 100,44 kPa. La temperatura de condensación del agua a esa presión es de 99,7 °C.

El calor a ser desplazado en el condensador es transferido a agua. La temperatura de entrada del agua a ser condensada, la del RC, será la del vapor saturado que sale de la turbina con 99,7 °C. Con la Ec. 11 se calcula la cantidad de calor a ser desplazada por el condensador:

$$\dot{Q}_{cond,RC} = (2645 - 417,9) \frac{kJ}{kg} \cdot 0,494 \frac{kg}{s} = 1100,12 kW$$

La temperatura del fluido, al salir del condensador se mantiene igual pero habiendo entregado 1100,12 kW<sub>th</sub>. Aquí también se considera una eficiencia del condensador del 90 %. Por el otro lado del condensador, el agua que recibe ese calor, entrará a una temperatura de 65 °C y saldrá del condensador con una temperatura de 90 °C. Su flujo másico es determinado utilizando la Ec. 8 donde  $\dot{m}$  es aislado. El valor de  $c_p$  es promediado entre el  $c_{p,90\text{ °C}} = 4,205 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  y  $c_{p,65\text{ °C}} = 4,187 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ ,  $\bar{c}_p = 4,196 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  La temperatura está definida y el calor a asimilarse es el mismo que el entregado por parte del vapor de agua/ agua del RC:

$$\dot{m}_{cond, vap} = \frac{1100,12 kW}{\left(4,196 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (90 - 65\text{ °C})\right)} = 10,49 \frac{kg}{s}$$

El flujo másico del agua para condensar el vapor en el condensador es de  $10,49 \frac{kg}{s}$ .

El agua es circulada por el ciclo a través de una bomba de circulación, llamada bomba RC. Esta bomba aumenta la presión del fluido de 100,44 kPa a la presión

de operación, es decir 1 MPa. Al aumentar la presión del fluido, en forma real, la entalpía del mismo aumenta de  $h_1= 417,8 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  a  $h_2=420 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ . Esta es la entalpía que debe tener el fluido para ingresar al HRSG.

El ciclo esquematizado en un diagrama T-s (Figura 4-17) muestra las 6 estaciones del calentamiento del agua, su paso a vapor y las temperaturas de los GE.

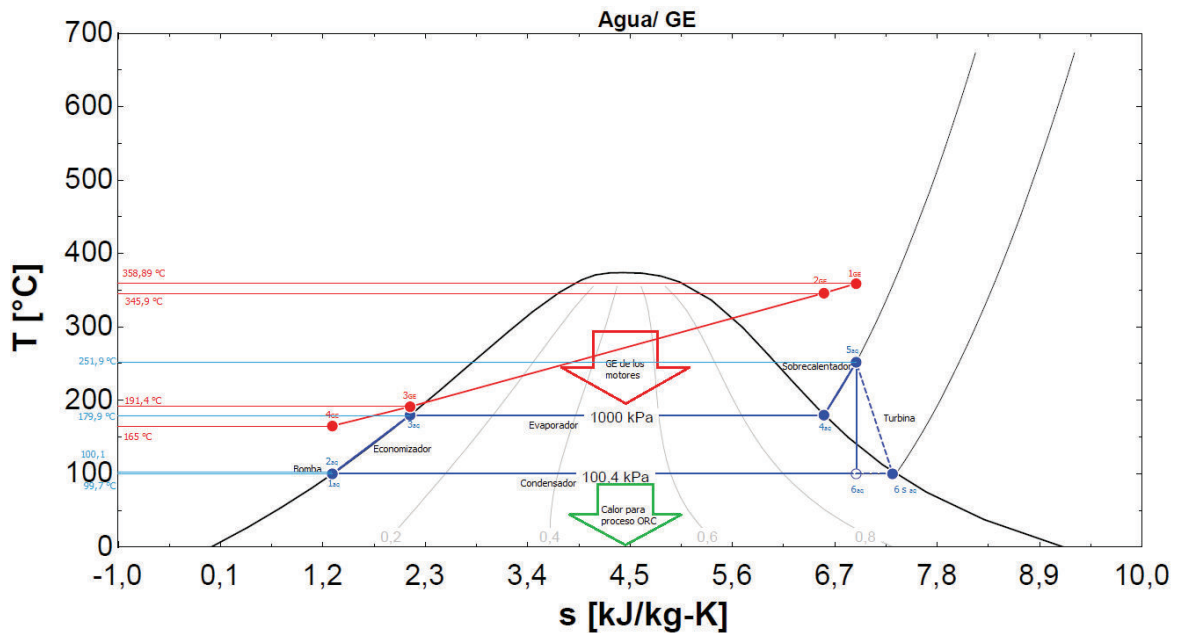


Figura 4-17: Diagrama T-s del proceso de transferencia de calor de los GE al agua. Flecha roja: energía térmica entregada por parte de los GE. Flecha verde: Energía térmica entregada en el condensador del RC

Fuente: [56].

El ciclo completo de vapor de agua y los GE es esquematizado en la Figura 4-18.

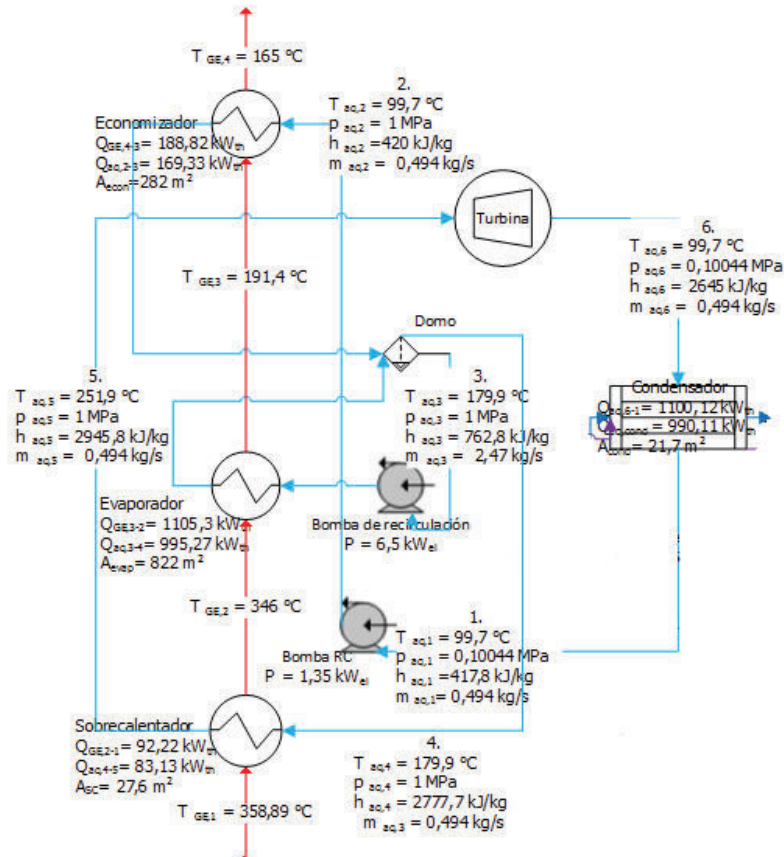


Figura 4-18: Esquema del proceso donde pasan los GE y el ciclo del agua/vapor de agua.

Fuente: [38].

El agua que sale del economizador ingresa a la sección de líquido en el domo. Al salir de la sección de líquido del domo el agua ingresa en el evaporador. Tomando en cuenta el flujo másico que debe entrar a la turbina, es decir,  $0,494 \frac{kg}{s}$  de vapor, se deduce el flujo másico que ingresa al evaporador. El flujo másico de la turbina representa el 20 % del flujo másico total del circuito:

$$\dot{m}_{100\%,RC} = \frac{0,494 \frac{kg}{s}}{20\%} = 2,47 \frac{kg}{s}$$

Este resultado indica que el flujo total, es decir, el 100 %, es de  $2,47 \frac{kg}{s}$  y el flujo másico para la turbina representa el 20 %, es decir,  $0,494 \frac{kg}{s}$ . El flujo másico a través del SC es del 20%. El flujo másico a través del evaporador es del 100 %. El flujo másico a través del economizador es del 20 %. Mientras el 100 % del flujo

másico pasa por el evaporador, el 20 % pasa de estado líquido a estado de vapor. El 80 % restante se mantiene en estado líquido. Estas dos fases son separadas en el domo. Mientras el 80% del flujo se separa del 20 % del vapor generado en el evaporador, este mismo 80 % de fase líquida que abandonó el evaporador se une con el 20 % del flujo másico que llega del economizador (ver Figura 4-16).

El coeficiente de transferencia de calor disminuye a medida que la cantidad de vapor aumenta en el fluido y en la tubería por la cual este pasa. Debido a este fenómeno se trata de mantener la tubería del evaporador mayormente llena de líquido y poca participación de vapor. La Figura 4-19 muestra el flujo de calor necesario para subir la temperatura de un fluido con calidad 0 % hasta calidad 100 % de vapor.

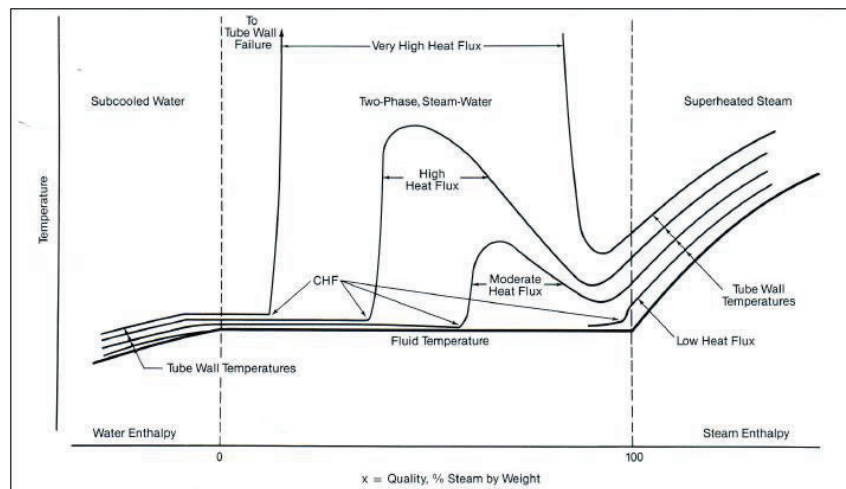


Figura 4-19: Cantidad de calor requerido para transferencia según cantidad de fluido en una tubería. Fuente: [57]

La Figura 4-19 muestra que, mientras más alta la temperatura de las paredes de los tubos, el flujo de calor crítico (CHF) empieza a partir de una calidad del fluido menor a 10 %. Mientras menor la temperatura de la pared del tubo el CHF se desplaza hasta una calidad del fluido del 100 %. Para este estudio se optó por una calidad de la mezcla del 20 % de vapor en el evaporador [29].

La Figura 4-20 muestra la saturación de burbujas en una tubería. La saturación de burbujas en la tubería determina el flujo de calor crítico.

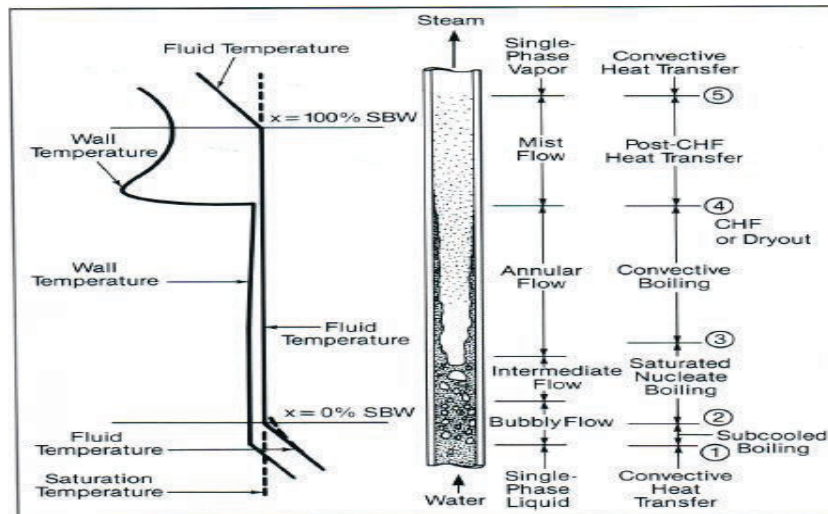


Figura 4-20: Saturación de burbujas en una tubería.

Fuente: [57]

En el domo se llevará a cabo la separación del líquido del vapor. El vapor saturado será llevado al SC para que su temperatura sea elevada a la temperatura requerida por el sistema. El vapor sobrecalentado es evacuado del SC e ingresa a la turbina donde es expandido. Al salir de la turbina, el vapor, con una calidad del 99 %, ingresa a un condensador donde su entalpia es disminuida y con eso la calidad del vapor a 0 %. La temperatura no disminuye en este proceso y queda a 99,7 °C. El fluido que asimila la energía del vapor del RC, en el condensador es agua que, por su parte, entrará a 65 °C y evacuará el condensador a una temperatura de 90 °C

4.3.1.8.1. El coeficiente de transferencia de calor para el condensador

El condensador del RC es un IC de carcasa y tubos. Para su dimensionamiento se requiere determinar el coeficiente de transferencia de calor [58]. En el caso de un condensador de carcasa y tubos donde vapor de agua es condensado por medio de agua líquida se aplica un coeficiente de transferencia de calor que se encuentra entre  $2270 \frac{W}{m^2 \cdot K}$  y  $3410 \frac{W}{m^2 \cdot K}$  [58]. Para el cálculo de este condensador se tomará el valor promedio  $2840 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ . Debido a que el medio condensante es la película controladora, es decir el agua que sale de la turbina, en una primera aproximación es posible despreciar el coeficiente de transferencia de calor del fluido líquido y las

características de transferencia de calor del tubo de la Ec. 20. Con esto es posible determinar el área de transferencia de calor que debe tener el IC de coraza y tubos para condensar el flujo másico del vapor de agua proveniente de la turbina. El área de transferencia de calor para el IC se determina por medio de la Ec. 36 [46].

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{m,log}} \quad \text{Ec. 36}$$

Donde:

Q Calor transferido [W]

U Coeficiente global de transferencia de calor  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

A Área de transferencia de calor [m<sup>2</sup>]

$\Delta T_{m,log}$  Diferencia media logarítmica de [K]  
temperaturas

La diferencia media logarítmica de temperatura se determina con la Ec. 24.

Tomando los valores de temperatura de entrada y salida del vapor a condensar y las temperaturas de entrada y salida del agua líquida que se lleva el calor, se determina una diferencia media logarítmica de temperatura de 19,6 °C. La cantidad de calor a ser desplazada es, como tratado en capítulo 4.3.1.8, 1100,12 kW<sub>th</sub>. Si se toma en cuenta una eficiencia del condensador del 90 %, efectivamente se transferirán 990,11 kW<sub>th</sub>.

Aislado el área (A) en la Ec. 36 se puede determinar el área que debe tener el condensador. Con esta área es posible dimensionar un IC de coraza y tubos. Por razones de seguridad se multiplica el valor calculado del área para el condensador por 1,1 para que este sea 10 % más grande.

$$A = \left( \frac{1100,12 \text{ kW}}{2,84 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 19,6 \text{ }^\circ\text{C}} \right) \cdot 1,1 = 21,7 \text{ m}^2$$



El área de transferencia de calor que debe tener el condensador para transferir 1100,12 kW<sub>th</sub> es de 21,7 m<sup>2</sup>.

Para el caso en que el sistema ORC no se encuentre conectado al condensador una torre de enfriamiento estará conectada al sistema RC. Tomando el área de transferencia de calor del condensador (21,7 m<sup>2</sup>), el coeficiente global de transferencia de calor (2,84  $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$ ) y la temperatura de entrada del agua de la torre de enfriamiento (19,5 °C) y tomando una temperatura de salida del agua para condensar el vapor del sistema RC de 23 °C se puede calcular el flujo másico del agua para condensar, aplicando la Ec. 8 y el área necesaria del condensador, aplicando la Ec. 36.

El flujo másico debe ser, con un c<sub>p</sub> promedio de 4,184  $\frac{kJ}{kg \cdot K}$ :

$$\dot{m} = \frac{1100,12 \frac{kJ}{s}}{4,184 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (19,5 - 23)^\circ C} = 75,2 \frac{kg}{s}$$

El flujo másico del agua de la torre de enfriamiento para condensar el vapor del RC debe ser de 75,2  $\frac{kg}{s}$ .

El área del condensador:

$$A = \left( \frac{1100,12 kW}{2,84 \frac{kW}{m^2 \cdot K} \cdot 78,4^\circ C} \right) \cdot 1,1 = 5,4 m^2$$

El área de transferencia de calor es de 5,4 m<sup>2</sup>.

#### 4.3.1.8.2. Dimensionamiento del domo

Un domo de separación vapor-líquido es un recipiente en el que se alimenta una mezcla de líquido y vapor (o un líquido intermitente) y donde el líquido se separa por gravedad, cae al fondo del recipiente (sedimentación) y es retirado. El vapor viaja a una velocidad de diseño (teórica) que minimiza el arrastre de cualquier gotita de líquido en el vapor a medida que sale de la parte superior del recipiente.

El tamaño de un tambor separador vapor-líquido debe ser dictado por el caudal previsto de vapor y líquido del proceso. La metodología de dimensionamiento implementada aquí implica el uso de correlaciones para los factores de velocidad máxima del vapor, la ecuación de Souders & Brown, junto con la capacidad de flujo líquido. El dimensionamiento requiere que cada 5 minutos se evapore el volumen de agua que se encuentra entre el nivel normal de la substancia (NSL) y el nivel bajo de la substancia (LSL) [59]. La relación entre el alto del domo y el diámetro del domo es de 4/3. La Figura 4-21 muestra un esquema del domo.

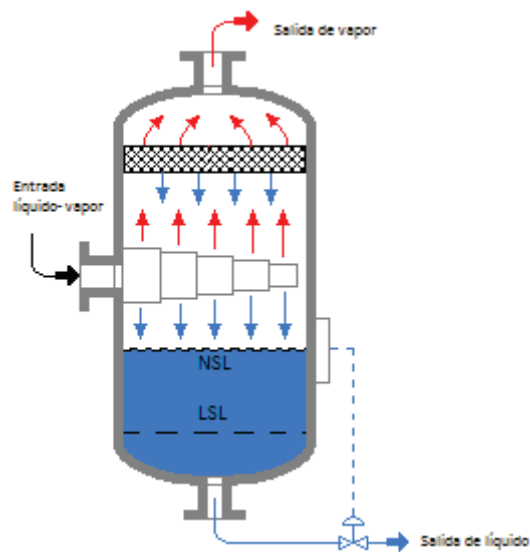


Figura 4-21: Características marco del domo a emplearse para la separación de vapor del fluido.

Fuente: [60]

La velocidad máxima permitida para el vapor se calcula con la Ec. 37:

$$v_{vap,max} = k \cdot \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v}} \quad \text{Ec. 37}$$

Donde:

|               |                                          |                               |
|---------------|------------------------------------------|-------------------------------|
| $v_{vap,max}$ | Velocidad máxima permitida para el vapor | $\left[\frac{m}{s}\right]$    |
| $\rho_l$      | Densidad del líquido                     | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |
| $\rho_v$      | Densidad del vapor                       | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |

k Factor de velocidad  $[\frac{m}{s}]$

El factor de velocidad (k) inicia con  $0,107 \frac{m}{s}$  desde 0 hasta 7 bar. A partir de 7 bar el valor aumenta por 0,003 por cada 7 bar. En el caso de del sistema RC, donde la presión es de 1 MPa, 10 bar, el factor de velocidad es de  $0,1113 \frac{m}{s}$ . El fluido de entrada se compone de 2 flujos, aquel proveniente del economizador, con una densidad de  $958,7 \frac{kg}{m^3}$ , que es la densidad a una temperatura de  $100,1 \text{ }^\circ\text{C}$  (considerando una bomba real) y una presión de 1 MPa. El flujo másico del economizador es de  $0,494 \frac{kg}{s}$ . La densidad del flujo líquido proveniente del evaporador es de  $887,13 \frac{kg}{m^3}$ , que es la densidad del agua a  $179,9 \text{ }^\circ\text{C}$  y una presión de 1 MPa. Para determinar la densidad del líquido se pondera la participación del flujo proveniente del economizador (20 %) y la participación del flujo proveniente del evaporador (80 %). La participación del vapor no se toma en cuenta en este promedio. La densidad promedio para el flujo de entrada líquido es de  $\bar{\rho}_l = 901,41 \frac{kg}{m^3}$ . La densidad del vapor contenido en el flujo másico proveniente del evaporador es de  $5,147 \frac{kg}{m^3}$ , que es la densidad del vapor a  $179,9 \text{ }^\circ\text{C}$  y 1 MPa.

Insertando los valores se obtiene:

$$v_{vap,max} = 0,1113 \frac{m}{s} \cdot \sqrt{\frac{901,41 \frac{kg}{m^3} - 5,147 \frac{kg}{m^3}}{5,147 \frac{kg}{m^3}}} = 1,468 \frac{m}{s}$$

La velocidad máxima permitida para el vapor es de  $1,468 \frac{m}{s}$ .

Entonces A, el área de la sección transversal del domo se describe con la Ec. 38

$$A_{domo} = \frac{\dot{V}_{vap}}{v_{vap,max}} \quad \text{Ec. 38}$$

Donde:

|                 |                                          |                               |
|-----------------|------------------------------------------|-------------------------------|
| $v_{vap,max}$   | Velocidad máxima permitida para el vapor | $\left[\frac{m}{s}\right]$    |
| $A_{domo}$      | Área de desvaporización                  | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |
| $\dot{V}_{vap}$ | Caudal del vapor                         | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |

El caudal del vapor se determina por medio de su participación (20 %) en el flujo másico total proveniente del evaporador,  $2,47 \frac{kg}{s}$  dividido para su densidad de  $5,147 \frac{kg}{m^3}$ . El caudal del vapor es de  $0,096 \frac{m^3}{s}$ .

Insertando los valores se obtiene:

$$A_{domo} = \frac{0,096 \frac{m^3}{s}}{1,468 \frac{m}{s}} = 0,065 m^2$$

El área transversal del domo tiene que ser de  $0,065 m^2$ . Con esto se deduce que el diámetro interno del domo debe ser de  $0,29 m$ . tomando en cuenta la relación de tamaño de 4 de alto a 3 de diámetro, el alto deberá ser de  $0,39 m$ . Con estos valores se puede determinar el volumen mínimo que debe tener el domo (LSL),  $0,025 m^3$ . Tomando en cuenta que el LSL es aproximadamente  $1/9$  del total del volumen del domo, se puede determinar que el volumen total del domo es de  $0,23 m^3$ .

#### 4.3.2. POTENCIAL NO UTILIZADO

La energía no utilizada se describe considerando el contenido energético en los GE y restando de él aquellas fracciones que no pudieron ser utilizadas. El contenido total de energía en los GE, así como descrito en subsección 4.1.2.2 es de  $2359,57 kW_{th}$ . Como descrito en las secciones anteriores, donde fue calculada la generación energética del sistema, es posible ver que de la potencia puesta a disposición por los GE en un inicio, solo  $1386,37 kW_{th}$  son de utilidad para la generación de electricidad. El potencial de los GE fue destruido en distintas partes del sistema.

La consideración de la temperatura de rocío del ácido sulfúrico en los GE ya conlleva a una pérdida significativa:

$$\Delta\phi_{\tau,GE} = (2359,57 - 1386,37)kW = 973,2 kW$$

El hecho de que no se haya podido enfriar los GE a temperatura ambiental sino a 165 °C tiene como consecuencia una pérdida de una potencia de 973,2 kW<sub>th</sub>.

El HRSG, por su parte también destruye potencial útil. La aplicación de una eficiencia del 90 % para la transferencia del calor de los GE al agua significa que de los 1386,37 kW<sub>th</sub> que los GE ponen a disposición efectivamente 1247,73 kW<sub>th</sub> son receptados por el agua.

$$\Delta\phi_{HRSG} = (1386,37 - 1247,73)kW = 138,64 kW$$

El resultado muestra que en el HRSG se pierden 138,64 kW<sub>th</sub> debido a que este tiene una eficiencia del 90 %.

Después del HRSG, se encuentran otros dos equipos en el sistema que contribuyen con la destrucción de potencia útil. Primero se encuentra la turbina donde, inicialmente se supuso una generación energética isentrópica. El cálculo teórico permitió determinar que idealmente era posible obtener 212,35 kW<sub>el</sub> de los 1386,37 kW<sub>th</sub>, en una expansión isentrópica. La aplicación de los equipos, que tienen una eficiencia, genera pérdidas entrópicas de 63,7 kW<sub>el</sub>. Esto se debe a una eficiencia del 70 %:

$$\Delta\phi_{turb,RC} = (212,35 - 148,64)kW = 63,7 kW$$

En caso de no conectarse el ORC y se desplazase el calor a través de un condensador alimentado con agua fría de una torre de enfriamiento este sería el calor latente para cambiar el estado del fluido de vapor saturado a líquido saturado:

$$\Delta\phi_{cond,RC} = (2645,01 - 417,9) \frac{kJ}{kg} \cdot 0,494 \frac{kg}{s} = 1100,12kW$$

En la Figura 4-22 se describe la destrucción de potencia útil en el sistema RC sin el ORC conectado posteriormente.

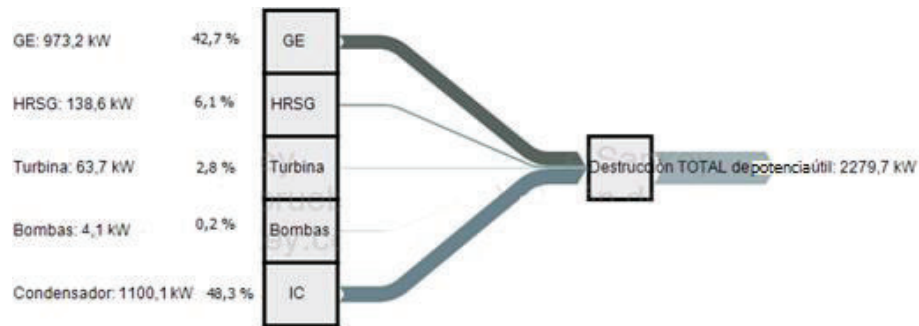


Figura 4-22: Destrucción de potencia útil en el sistema RC sin la aplicación del ORC.

Fuente: [38]

La destrucción de potencia útil en el RC es menor cuando se conecta un sistema de recuperación de calor al IC para alimentar a un sistema ORC.

#### 4.3.3. EQUIPOS

El equipo medular para la transferencia de calor es el HRSG que se compone de tres secciones. La construcción de calderas y tanques de presión en un rango entre 1 y 2 MPa es posible en el Ecuador. El sistema calculado en este estudio tiene una presión de operación de 1 MPa y con eso se encuentra dentro de las posibilidades de construcción local [52].

Las tuberías del sistema se pueden adquirir en establecimientos locales.

La turbina es un equipo que requiere de alta tecnología para su elaboración. Hasta el momento no hay una manufactura de turbinas en el país. Por esta razón se recomienda adquirir la turbina de una manufactura exterior. Existen algunas marcas de alto reconocimiento como MTU, Siemens, M+M, entre otros.

Al igual que el recuperador de calor, el condensador puede ser elaborado por manufactureras nacionales.

En el Ecuador no se dispone de una manufacturera de bombas de recirculación. Normalmente las bombas de este tipo son importadas y pueden ser adquiridas por proveedores locales.

Para la fabricación de bombas y turbinas es posible solicitar construcciones especiales a constructores medianos y pequeños. Los constructores grandes normalmente tienen productos estandarizados.

Las velocidades de operación de las turbinas y de los generadores normalmente son establecidas por los fabricantes.

En conclusión una gran parte del proyecto puede ser construido en el país. Esto significa un valor agregado al desarrollo de la tecnología nacional y su aporte al cambio de la matriz productiva.

#### 4.3.4. COSTOS

Los costos del sistema, tomando en cuenta la revisión bibliográfica realizada [61], [62], se estimaron en 1823  $\$/kW_{el}$ . Este costo específico significa que el sistema completo RC tiene un costo de USD 271.000. En la Tabla 4-17 se encuentran los costos desglosados y atribuidos a los distintos componentes del sistema, el evaporador de agua, las bombas de recirculación y el domo, la turbina, el condensador y la bomba de alimentación, los sistemas de control y los trabajos de ingeniería.

*Tabla 4-17: Costos de los componentes para la realización del RC*

| Equipo                                                                                        | Costo [USD]      |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|
| Recuperador de calor y generador de vapor + domo + tuberías+ bomba de recirculación para HRSG | 101.000,0        |
| Turbina de vapor de 149 $kW_{el}$                                                             | 46.000,0         |
| Condensador+ bomba de alimentación                                                            | 37.000,0         |
| Sistemas de control                                                                           | 32.000,0         |
| Ingeniería y trabajos civiles                                                                 | 55.000,0         |
| <b>TOTAL</b>                                                                                  | <b>271.000,0</b> |

#### 4.4. EL CICLO RANKINE ORGÁNICO

El recuperador de calor en el sistema ORC, que va conectado a continuación del sistema de aprovechamiento de calor de los GE y ciclo de vapor de agua, aprovecha el calor residual del agua de enfriamiento del motor y el calor evacuado por el condensador del RC.

El cálculo del ORC inicia con las fuentes de calor para la generación de vapor. Debido a que se habla de calor a bajas temperaturas se debe escoger un fluido apto para ser evaporado a estas temperaturas, como fue descrito en subsección 3.1.2.2.1. Las fuentes de energía consideradas para este ciclo son el calor rechazado por el proceso de condensación en el RC y el agua de enfriamiento del motor.

La función de enfriamiento del motor se alcanza cuando el agua de la chaqueta de enfriamiento entra a una temperatura de 39 °C y después del proceso de transferencia de calor abandone el ciclo de enfriamiento a 79 °C. El agua de enfriamiento debe volver a ser enfriada a una temperatura de 39 °C para volver a ingresar al sistema de enfriamiento del motor.

El agua que recibe el calor durante el proceso de condensación en el condensador entra a una temperatura de 65 °C y sale a una temperatura de 90 °C. Este calor será utilizado para impulsar un nuevo ciclo. Este ciclo volverá a ser un ciclo Rankine pero con otro fluido de trabajo, un fluido de trabajo orgánico, por lo cual se lo llamará ORC.

La Figura 4-23 muestra la propuesta inicial para la recuperación de calor de la energía rechazada en el proceso de condensación del RC y la energía rechazada por el enfriamiento de los grupos electrógenos



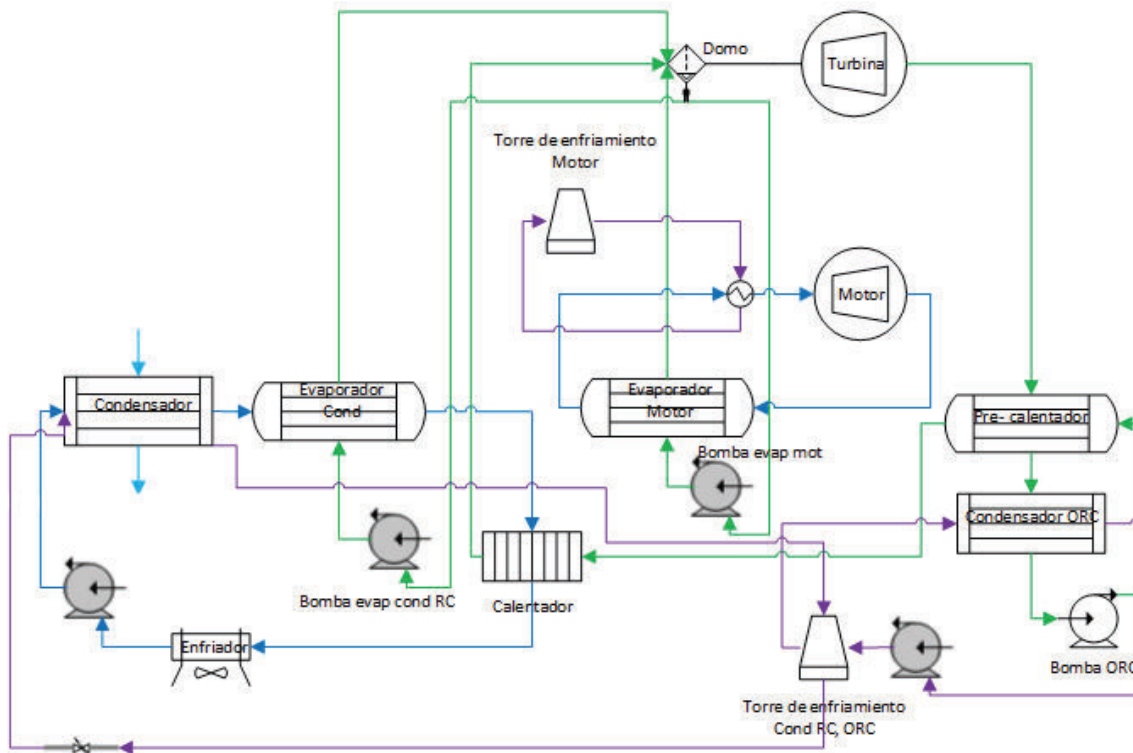


Figura 4-23: Diagrama de la planta ORC propuesta, sin valores.

Azul: Ciclos con agua (RC y enfriamiento de motor, torre de enfriamiento ORC)

Verde: Ciclo con iButano (ORC)

Lila: Ciclo de enfriamiento (Torre de enfriamiento RC)

Fuente: [38]

#### 4.4.1. FLUIDO ORGÁNICO ISO- BUTANO

La máxima temperatura del agua de enfriamiento del motor es de 79 °C y la máxima temperatura del agua para condensar el vapor en el condensador es de 90 °C. En este caso la temperatura mandataria es la del agua que enfría el motor. Para la generación de vapor se requiere de un fluido que encuentre su punto de evaporación a bajas temperaturas. A diferencia del agua, las sustancias orgánicas, como descritas en subsección 3.1.2.2.1, requieren de poca energía para ser evaporadas. Es decir, que cambie de estado líquido saturado a estado de vapor saturado.

El i- butano es una sustancia orgánica, también conocida como R600a. El i- butano puede ser evaporado a bajas temperaturas, especialmente en el rango

contemplado. La temperatura crítica del i- butano es de 134,7 °C y su presión crítica es de 36,3 bar. Su GWP, con 3 [63], es bajo en comparación a muchos otros fluidos orgánicos y refrigerantes. No es peligroso para el agua. En caso de su deposición su reciclaje o re- utilización no representa dificultades.

Debido a que el i- butano es altamente inflamable y en caso de exposición a altas temperaturas puede explotar, es necesario preparar un plan de manejo de emergencias, un plan de manejo contra incendios y condiciones especiales en el posicionamiento de los componentes que trabajan con este fluido. Además es una exigencia realizar pruebas y controles regulares para determinar la seguridad de los componentes.

#### **4.4.2. APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DEL ORC**

Al finalizar el ORC se dispone de un condensador conectado a una torre de enfriamiento para condensar el vapor del i- butano. También se toma en cuenta la temperatura de bulbo húmeda, con una humedad relativa de 77,9 % para Quevedo, de 19,5 °C, que es la temperatura mínima a la que puede llegar la torre de enfriamiento. La temperatura mínima a la que se puede bajar el i- butano es 20 °C.

Debido a que el i- butano es un fluido retrógrado, seco, no es necesario sobrecalentarlo. Después de que el fluido haya sido evaporado en el evaporador y se encuentre en estado de vapor saturado ingresa directamente en la turbina.

La Figura 4-24 muestra el ciclo en un diagrama T-s.

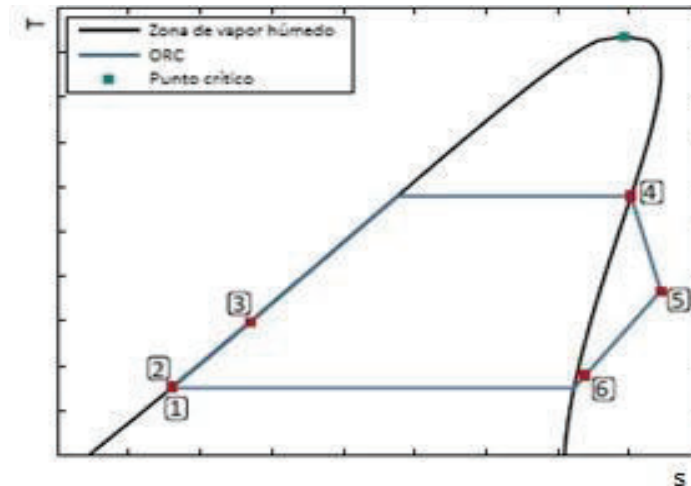


Figura 4-24: El ciclo Rankine con un fluido orgánico. El diagrama T-s muestra la curva de un fluido seco. Los puntos (1-6) muestran las etapas por las que pasa el fluido.

Fuente: [15].

La Figura 4-24 muestra las estaciones con las que se cuenta para el desarrollo de un Ciclo de Rankine con fluido orgánico. La campana, bajo la cual se desarrolla el ORC es característica del refrigerante R600a, iso Butano. Las estaciones características del ciclo son:

- 1→2: Compresión por la bomba de abastecimiento:

$$|P_{bomba}| = h_2 - h_1$$

- 2→3: Suministro de calor isobárico en recuperador de calor:

$$|\dot{Q}_{sum}| = h_3 - h_2$$

- 3→4: Suministro de calor isobárico en evaporador:

$$|\dot{Q}_{sum}| = h_4 - h_3$$

- 4→5: Expansión en la turbina, entrega de trabajo

$$|P_{turb}| = h_5 - h_4$$

- 5→6: Entrega de calor isobárica en el recuperador:

$$|\dot{Q}_{sus}| = h_6 - h_5$$

- 6→1: Entrega de calor isobárica en el condensador:

$$|\dot{Q}_{sus}| = h_1 - h_6$$

Aplicando la Ec. 12 se calcula la eficiencia de Carnot. La temperatura más alta del proceso es la temperatura de evaporación del i- butano, la temperatura más baja es la de condensación del i- butano. La eficiencia de Carnot tiene como resultado:

$$\eta_{C,ORC} = 1 - \frac{293,15 \text{ K}}{333,15 \text{ K}} \cdot 100 \% = 12 \%$$

Este intervalo de temperatura y presión es abarcado por un ORC con i- butano.

Las entalpías a utilizarse para este cálculo son las descritas en la Tabla 4-18.

*Tabla 4-18: Entalpías de i- butano y vapor de i- butano según temperatura y presión para el caso isentrópico (I) y para el caso real (R)*

|         | Temperatura<br>[°C] I | Temperatura<br>[°C] R | Presión<br>[kPa] I | Presión<br>[kPa] R | Entalpía<br>[kJ/kg] I | Entalpía<br>[kJ/kg] R | Entropía<br>[kJ/kgK] I | Entropía<br>[kJ/kgK] R |
|---------|-----------------------|-----------------------|--------------------|--------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| Punto 1 | 20                    | 20                    | 302                | 302                | 247,3                 | 247,3                 | 1,166                  | 1,166                  |
| Punto 2 | 20,3                  | 20,7                  | 868,4              | 868,4              | 248,3                 | 249,3                 | 1,166                  | 1,17                   |
| Punto 3 | 25,5                  | 25,5                  | 868,4              | 868,4              | 260,9                 | 260,9                 | 1,209                  | 1,209                  |
| Punto 4 | 60                    | 60                    | 868,4              | 868,4              | 349,7                 | 349,7                 | 1,49                   | 1,49                   |
| Punto 5 | 60                    | 60                    | 868,4              | 868,4              | 634,2                 | 634,2                 | 2,344                  | 2,344                  |
| Punto 6 | 26,1                  | 33,1                  | 302                | 302                | 592,7                 | 605,3                 | 2,344                  | 2,386                  |
| Punto 7 | 20                    | 27                    | 302                | 302                | 581,9                 | 594,3                 | 2,307                  | 2,349                  |
| Punto 8 |                       | 20                    |                    | 302                |                       | 581,9                 |                        | 2,307                  |

Se puede asumir una entrega de trabajo isentrópica para el ORC en el caso de que toda la energía disponible del fluido de trabajo (i- butano/ vapor de i- butano) pueda ser aprovechada por completo por la turbina.

Se calcula con la Ec. 13:

$$\eta_{ideal,ORC} = \frac{(634,2 - 592,7) \frac{kJ}{kg}}{(634,2 - 248,3) \frac{kJ}{kg}} = 10,75 \%$$

La eficiencia ideal para este ciclo es de 10,75 %. Esto significa una diferencia de 1,25 % entre el ciclo de Carnot y el ciclo ideal.

Debido a las características termodinámicas del ORC esta diferencia es irre recuperable. El aprovechamiento del calor residual se puede ver esquematizado en la Figura 4-25.

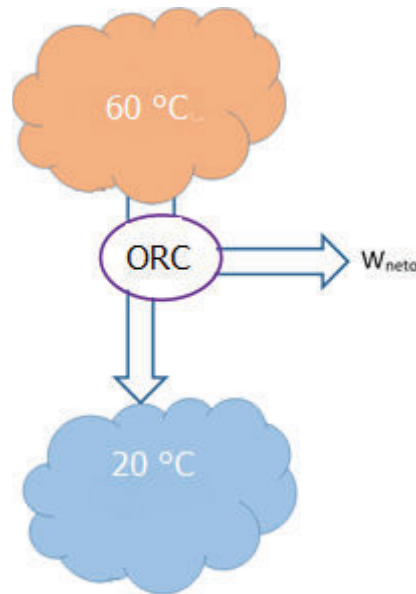


Figura 4-25: Niveles de temperatura y entrega de trabajo para el ciclo Rankine orgánico analizado.

Fuente: [38]

#### 4.4.3. ENERGÍA PARA EL I- BUTANO

La evaluación energética se realiza mediante la aplicación de la Ec. 34. El agua condensante, al pasar por los IC, no genera ningún tipo de trabajo. El agua va a mantener durante todo el proceso de transferencia de calor su estado líquido.

##### 4.4.3.1. Agua de enfriamiento del motor

El calor disponible del agua de enfriamiento del motor se calcula con la Ec. 39

$$\Phi = \bar{c}_p (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. 39}$$

El agua para el enfriamiento del motor tiene una diferencia de temperatura de  $\Delta T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ . La diferencia de temperatura genera una diferencia de entalpía que permite determinar el calor del agua de enfriamiento del motor. Para el agua se determina un valor medio de  $c_p$ . Este valor se calcula promediando el  $c_p$  del agua a la salida del motor ( $c_{p,e, \text{aq}, \text{mot}, 79 \text{ }^\circ\text{C}} = 4,1947 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ ) y el  $c_p$  del agua a la entrada del motor ( $c_{p,s, \text{aq}, \text{mot}, 39 \text{ }^\circ\text{C}} = 4,1786 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ ). El valor medio resulta  $\bar{c}_{p, \text{aq}, \text{mot}} = 4,1867 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ .

$$\Phi_{\text{aq}, \text{mot}} = 4,187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot (79 - 39) \text{ }^\circ\text{C} = 167,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor del agua de enfriamiento del motor es de  $167,47 \frac{kJ}{kg}$ .

Aplicando la Ec. 8 e insertando los valores correspondientes se obtiene:

$$\dot{Q}_{aq,mot,79-39} = 13,65 \frac{kg}{s} \cdot 167,47 \frac{kJ}{kg} \text{ } ^\circ C = 2285,25 \frac{kJ}{s}$$

El agua de enfriamiento del motor puede poner  $2285,25 \text{ kW}_{th}$  a disposición para evaporar el i-butano. Debido a que el sistema ORC va a tener una temperatura de operación de  $60 \text{ } ^\circ C$  a  $868,4 \text{ kPa}$ , no es posible aprovechar todo el calor que el agua de enfriamiento del motor pone a disposición. Este valor se calcula promediando el  $c_p$  del agua a la entrada del IC ( $c_{p,e,aq,mot,79 \text{ } ^\circ C} = 4,1947 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ ) y el  $c_p$  del agua a la salida del IC ( $c_{p,s,aq,mot,65 \text{ } ^\circ C} = 4,185 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ ). El valor medio resulta

$$\bar{c}_{p,aq,mot,ORC} = 4,1898 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Por esto:

$$\phi_{aq,mot,ORC} = 4,1898 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (79 - 65) \text{ } ^\circ C = 58,66 \frac{kJ}{kg}$$

Se debe tomar en cuenta que el flujo másico del agua de enfriamiento del motor es de  $13,65 \frac{kg}{s}$  [5], lo que corresponde a  $50 \frac{m^3}{h}$ .

Con eso:

$$\dot{Q}_{aq,mot} = 13,65 \frac{kg}{s} \cdot 58,66 \frac{kJ}{kg} \text{ } ^\circ C = 800,45 \frac{kJ}{s}$$

El agua de enfriamiento del motor puede transferir  $800,45 \text{ kW}_{th}$  hasta llegar a una temperatura de  $65 \text{ } ^\circ C$ . Se debe tomar en cuenta la eficiencia del IC con  $90 \%$ . El i-butano va a recibir el  $90 \%$ , es decir,  $720,4 \text{ kW}_{th}$ .

#### 4.4.3.2. Agua del condensador RC

El agua, con la función de condensar el vapor del RC, recibió el calor y tiene una temperatura de  $90 \text{ } ^\circ C$ . El agua debe entregar este calor para poder ser reutilizada y entrar al condensador con una temperatura de  $65 \text{ } ^\circ C$ . Aplicando la Ec. 8

Para el agua se determina un valor medio de  $c_p$ . Este valor se calcula promediando el  $c_p$  del agua a la entrada del IC ( $c_{p,e,IC,RC,90\text{ }^\circ\text{C}} = 4,205 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ ) y el  $c_p$  del agua a la salida del IC ( $c_{p,s,IC,RC,65\text{ }^\circ\text{C}} = 4,185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ ). El valor medio resulta

$$\bar{c}_{p,aq,IC,RC} = 4,195 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$\Phi_{aq,con,RC} = 4,195 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot (90 - 65) \text{ }^\circ\text{C} = 104,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El agua para condensar el vapor dispone de una diferencia de entalpía (según la Ec. 39) de 104,88 kJ/kg.

La división de la potencia disponible por parte del agua de condensación (subsección 4.3.1.8) por la diferencia de entalpías tiene como resultado el flujo másico del agua para condensar el vapor del RC:

$$\dot{m}_{cond,RC} = \frac{1100,12 \text{ kW}}{104,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 10,49 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico de del agua para condensar el vapor del RC debe ser de 10,49 kg/s. Efectivamente no van a ser absorbidos 1100,12 kW<sub>th</sub> por parte del i-butano sino el 90%, esta es la eficiencia del IC. En este punto es importante mencionar al IC adicional llamado “Enfriador”. El enfriador asegura que el calor restante de la transferencia de calor en el evaporador y calentador pueda ser desplazado y el agua para condensar el vapor del RC llegue a la entrada del condensador con 65 °C. El enfriador disipará el calor al ambiente. El enfriador se trata en 4.4.4.1.

La potencia disponible para impulsar un ORC con i- butano es la suma de la potencia disponible del agua de enfriamiento del motor y el agua de condensación del RC. Del lado del agua se suma:

$$\dot{Q}_{total,aq,ORC} = \dot{Q}_{aq,mot} + \dot{Q}_{cond,RC} \quad \text{Ec. 40}$$

Insertando los valores se obtiene:

$$\dot{Q}_{total,aq,ORC} = 800,45 \text{ kW} + 1100,12 \text{ kW} = 1900,6 \text{ kW}$$

El calor que los distintos ciclos de agua pueden entregar al ciclo del i-butano es de 1900,6 kW<sub>th</sub>.

Desde el lado del i- butano, considerando la eficiencia del IC (90%), se suma:

$$\dot{Q}_{total,iBut,ORC} = 720,4 \text{ kW} + 990,11 \text{ kW} = 1710,5 \text{ kW}$$

El calor que impulsa el ciclo ORC tiene una potencia de 1710,5 kW<sub>th</sub>.

#### **4.4.4. LOS RECUPERADORES DE CALOR DEL ORC**

En este sistema se encontrarán tres sistemas de recuperación de calor. Dos de ellos tienen la función de evaporar distintos flujos másicos de i- butano. El objetivo del tercer intercambiador es de recuperar el calor del fluido evacuado de la turbina y elevar la temperatura del i- butano.

##### **4.4.4.1. Análisis termodinámico**

La cantidad de energía disponible representa el inicio del análisis termodinámico. El flujo másico del i- butano se determinará de acuerdo a esta energía.

El agua de enfriamiento del motor y el agua para la condensación del RC tienen distintas temperaturas. Para aprovechar la mayor cantidad de energía los dos fluidos pasan por distintos IC. El agua de enfriamiento del motor sale del mismo e ingresa al evaporador con una temperatura de 79 °C. Una vez entregado el calor es evacuado del intercambiador a 65 °C, pasa por un IC de una torre de enfriamiento e ingresa al motor a 39 °C. El agua del condensador del RC transfiere su energía en dos etapas: en la primera etapa una parte de la energía será transferida a una fracción de i- butano. En la segunda etapa el calor restante del agua para la condensación es transferido al flujo total de i- butano para calentarlo.

El calor receptado por parte del i- butano es el 90 % del calor puesto a disposición por parte del agua. Para asegurar esta condición se aplicará la Ec. 11 y la Ec. 8.

##### **Evaporador con agua de motor**

La temperatura del agua que enfría el motor tiene una temperatura de 79 °C y se encuentra a presión ambiental (100,44 kPa). Al salir del evaporador tiene 65 °C y



mantiene la presión de inicio. El calor restante es disipado por medio de una torre de enfriamiento. El i- butano se encuentra en estado líquido y tiene una temperatura de entrada al evaporador de 60 °C. Esta temperatura se mantiene hasta la salida del evaporador pero el estado cambia de líquido a vapor. La presión del i- butano a la entrada como a la salida del evaporador es de 868,4 kPa. Tomando en cuenta la eficiencia del IC, del calor total que pone a disposición el agua para enfriar el motor (800,45 kW<sub>th</sub>), el 90 % van a ser recibidos por el i- Butano (720,4 kW<sub>th</sub>). De este modo se calcula el flujo másico del i- butano (según la Ec. 11):

$$\dot{Q}_{aq,evap,mot} = \dot{m}_{iBut,evap,mot} \cdot (h_{iBut,evap,mot,s} - h_{iBut,evap,mot,e})$$

$$\dot{m}_{iBut,evap,mot} = \frac{800,45 \frac{kJ}{s}}{(634,2 - 349,7) \frac{kJ}{kg}} = 2,81 \frac{kg}{s}$$

El i- butano debe tener un flujo másico de  $2,81 \frac{kg}{s}$  para absorber los 800,45 kW<sub>th</sub> de calor que pone a disposición el agua de enfriamiento del motor, de los cuales 720,4 kW<sub>th</sub> efectivamente son transferidos al i- Butano. Debido a las condiciones que presta un fluido en estado gaseoso (según subsección 4.3.1.8) es apropiado aumentar su flujo por un múltiplo de 5, es decir, el flujo másico del i- butano por el evaporador con agua del motor debe ser de  $14,07 \frac{kg}{s}$ .

### **Evaporador con agua del condensador del RC**

En este caso se considera que la temperatura de entrada del agua proveniente del condensador es de 90 °C. El agua entra al IC para transferir su calor al i- butano y ser evacuado del mismo a 76,1 °C. Por su parte el i- butano pasa de estado líquido a vapor, manteniendo la misma temperatura, 60 °C, y a una presión constante de 868,4 kPa. Aplicando la Ec. 11 es posible determinar la cantidad de calor a entregarse en el evaporador por parte del agua del condensador del RC:

Considerando que:

$$\dot{Q}_{aq,evap,cond} = \dot{m}_{aq,evap,cond} \cdot (h_e - h_s) = 10,49 \frac{kg}{s} \cdot (377 - 318,8) \frac{kJ}{kg} = 610,36 kW$$

La diferencia de entalpía del agua es absorbida por el i- butano, considerando una eficiencia del IC del 90 %:

$$\dot{Q}_{iBut,vap} = \dot{m}_{iBut,evap,cond} \cdot (h_{iBut,evap,cond,e} - h_{iBut,evap,cond,s})$$

$$\dot{m}_{iBut,evap,cond} = \frac{610,36 \frac{kJ}{s}}{(634,2 - 349,7) \frac{kJ}{kg}} = 2,15 \frac{kg}{s}$$

El i- butano debe tener un flujo másico de  $2,15 \frac{kg}{s}$  en forma gaseosa para poder receptor los  $610,36 kW_{th}$  de calor, que es una parte de la potencia, que pone a disposición el agua del condensador. Con este flujo másico del i- butano efectivamente se transferirán  $549,3 kW_{th}$ . Debido a las condiciones que presta un fluido en estado gaseoso (según subsección 4.3.1.8) es apropiado aumentar su flujo por un múltiplo de 5, es decir, el flujo másico de i- butano por el evaporador con agua del condensador debe ser de  $10,7 \frac{kg}{s}$ .

El flujo total de vapor es la suma de  $\dot{m}_{iBut,evap,cond}$  y  $\dot{m}_{iBut,evap,mot}$  esto se describe en Ec. 41.

$$\dot{m}_{iBut,20\%} = \dot{m}_{iBut,evap,cond,20\%} + \dot{m}_{iBut,evap,mot,20\%} \quad \text{Ec. 41}$$

Insertando los valores se obtiene:

$$\dot{m}_{iBut,20\%} = 2,81 \frac{kg}{s} + 2,15 \frac{kg}{s} = 4,96 \frac{kg}{s}$$

El flujo másico del vapor de i-butano es de  $4,96 \frac{kg}{s}$

### Calentador

El calor restante del agua del condensador se utiliza para calentar el i- butano líquido. Con esto la temperatura del agua baja de  $76,1 ^\circ C$  a  $65 ^\circ C$ . El calor restante del agua a ser transferido; evaluado según la Ec. 42.

$$\dot{Q}_{aq,cal} = \dot{Q}_{aq,cond} - \dot{Q}_{aq,evap} \quad \text{Ec. 42}$$

Insertando los valores se obtiene:

$$\dot{Q}_{aq,cal} = (1100,12 - 610,36)kW = 489,76 kW$$

Debido a que el 90 % del calor del agua debe ser absorbido por el i- butano se afirma:

$$\dot{Q}_{iBut,cal} = \eta_{cal} \cdot \dot{Q}_{aq,cal}$$

Insertando los valores se obtiene:

$$\dot{Q}_{iBut,cal} = 0,9 \cdot 489,76 kW = 440,78 kW$$

El calor máximo que puede ser transferido al i- butano es 440,78 kW<sub>th</sub>. Por su parte la temperatura de salida del calentador del i- butano es conocida. La temperatura debe ser la misma que la temperatura de operación del sistema de i- butano, 60 °C. La temperatura de entrada del i-butano al calentador debe ser de 25,5 °C.

Con esto también se puede afirmar que:

$$\dot{Q}_{iBut,cal,real} = \dot{m}_{iBut,cal} \cdot (h_{iBut,cal,e} - h_{iBut,cal,s})$$

El calor que el i-butano puede recibir es desconocido, por lo tanto es aislado en este segmento de la Ec. 11:

$$\dot{Q}_{iBut,cal,real} = 4,96 \frac{kg}{s} \cdot (349,7 - 260,9) \frac{kJ}{kg} = 440,35 kW$$

La potencia térmica que el i-butano recibe del agua es 440,35 kW<sub>th</sub>. Con esto, aproximadamente 0,43 kW<sub>th</sub> no son aprovechados y no fueron recibidos por parte del i- butano.

$$\dot{Q}_{aq,rest,enfria} = \frac{(440,78 - 440,35)kW}{0,9} = 0,48 kW$$

De los 489,76 kW<sub>th</sub> que el agua del condensador del RC ponía a disposición 0,48 kW<sub>th</sub> no fueron transferidos al i- butano. Estos se disipan al ambiente.

$$\dot{Q}_{aq,transferido\ real} = (489,76 - 0,48) kW = 489,28 kW$$

El agua transfirió 489,28 kW<sub>th</sub>.

Para calcular la temperatura del agua a la salida del calentador se debe aislar la entalpía de salida aplicando la Ec. 11

$$h_{aq,s,cal} = \left( 318,8 \frac{kJ}{kg} - \frac{489,28 kW}{10,49 \frac{kg}{s}} \right) = 272,15 \frac{kJ}{kg}$$

La entalpía de salida del agua del calentador es de 272,15  $\frac{kJ}{kg}$ , a presión ambiental esto corresponde a una temperatura de 65 °C. 0,48 kW<sub>th</sub> se pierden al ambiente que no pudieron ser aprovechados en este circuito.

La Tabla 4-19 muestra las temperaturas y el calor transferido en los IC.

*Tabla 4-19: Temperaturas de entrada y salida del agua y del i- butano de los IC del ORC y cantidad de calor trasferido*

| Intercambiador de calor                 | Agua                        |                            | Calor entregado por el agua [kW <sub>th</sub> ] | iButano                     |                            | Calor recibido por el i but [kW <sub>th</sub> ] |
|-----------------------------------------|-----------------------------|----------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------------|----------------------------|-------------------------------------------------|
|                                         | Temperatura de entrada [°C] | Temperatura de salida [°C] |                                                 | Temperatura de entrada [°C] | Temperatura de salida [°C] |                                                 |
| Intercambiador con agua del motor       | 79,00                       | 65,00                      | 800,45                                          | 60,00                       | 60,00                      | 720,40                                          |
| Intercambiador con agua del condensador | 90,00                       | 76,10                      | 610,36                                          | 60,00                       | 60,00                      | 549,33                                          |
| Calentador                              | 76,10                       | 65,00                      | 489,28                                          | 25,50                       | 60,00                      | 440,35                                          |
| Enfriador                               | 65,00                       | 65,00                      | 0,48                                            |                             |                            | 0,43                                            |
| Potencial total transferida             |                             |                            | 1.900,57                                        |                             |                            | 1.710,51                                        |

El flujo másico de vapor de i- butano a través de cada IC se resume en la Tabla 4-20.

Tabla 4-20: Flujos másicos de vapor de *i*-butano a través de los IC

| Intercambiador                          | Flujo másico de <i>i</i> Butano [kg/s] (20 %) | Flujo másico de <i>i</i> Butano [kg/s] (100 %) |
|-----------------------------------------|-----------------------------------------------|------------------------------------------------|
| Intercambiador con agua del motor       | 2,81                                          | 14,07                                          |
| Intercambiador con agua del condensador | 2,15                                          | 10,7                                           |
| Calentador                              | 4,96                                          | 24,8                                           |

El flujo másico total de *i*-butano en forma gaseosa es de  $4,96 \frac{kg}{s}$ . Para determinar el flujo de *i*-butano que debe fluir por los evaporadores es necesario tomar en consideración el análisis efectuado en subsección 4.3.1.8. El flujo másico debe ser cinco veces mayor al flujo másico de vapor para asegurar que la tubería está ocupada en un 80 % de líquido y en un 20 % de vapor.

El flujo másico total que abandona los dos evaporadores es de  $24,8 \frac{kg}{s}$ .

Para calentar  $4,96 \frac{kg}{s}$  de *i*-butano se requieren de  $440,35 \text{ kW}_{th}$  de potencia. El agua del condensador del RC en el calentador debe rechazar  $489,76 \text{ kW}_{th}$ . La temperatura del agua a la salida del calentador se encuentra en  $65^{\circ}\text{C}$ . Para disipar el calor faltante que no fue transferido al *i*-butano se instala un enfriador. El enfriador es un IC que trabaja con agua del condensador del RC y aire para que el calor restante que el sistema no puede absorber sea rechazado al ambiente.

#### 4.4.4.2. Transferencia de calor

A diferencia de los GE que proporcionan la energía para el RC, en este caso se cuenta con fluidos de composición única. Los recuperadores de calor con placas planas son equipos robustos y requieren de poco espacio. Este tipo de IC se recomienda para esta aplicación (líquido/ líquido). La Figura 4-26 muestra el esquema de un IC de placas planas.



Figura 4-26: Esquema de un intercambiador de placas planas.

Fuente: [64]

La cantidad de calor a transferirse en los IC se determina por medio de la Ec. 36 [46]. La diferencia media logarítmica de temperatura se determina con la Ec. 24.

#### 4.4.4.3. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U), diferencia de temperatura media logarítmica ( $\Delta T_{m,\log}$ ) y áreas de transferencia de calor

En el caso de los dos evaporadores, el evaporador para aprovechar el agua de enfriamiento del motor y el evaporador con el agua del condensador del RC, existe una película controlante que es la del vapor de i- butano. Debido a que este se evapora en el evaporador su coeficiente de convección es muy pequeño y su valor inverso es grande. De igual manera el coeficiente de convección del agua líquida en ambos evaporadores tiene un coeficiente de convección muy grande lo que, invertido, termina siendo despreciable. Tomando la Ec. 20 para calcular el coeficiente global de transferencia de calor se puede establecer cuál expresión es despreciable y cuál sección de la ecuación es relevante para el cálculo. En este caso la sección que describe el entorno del tubo y las conductividad del tubo  $\left(\frac{1}{h_f} + \frac{L}{k}\right)$  es despreciable debido a que es muy pequeño en relación a  $\frac{1}{h_d}$ . Por esta razón es válido aproximar:

$$U = h_{d,evap1/2,ORC}$$

A diferencia de los evaporadores, en el calentador, ambos fluidos se encuentran en estado líquido. Debido a que por el IC de placas fluyen sustancias en estado líquido no es posible determinar una película controlante. Esto tiene como consecuencia que no se puede despreciar ninguna sección de la Ec. 20 para el cálculo de U. El coeficiente global de transferencia de calor, para agua en un intercambiador de placas planas, debe encontrarse entre 350 y 1200 W/m<sup>2</sup>K [46].

Partiendo de estos valores se calcula el coeficiente global de transferencia global para el IC para el calentamiento del i- butano antes de su ingreso a los evaporadores con agua del motor y agua para la condensación del vapor del RC. Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del calentador se requiere la determinación de Re (Ec. 19), Nu (Ec. 22) y Pr (Ec. 23). Para el cálculo del número de Nusselt se aplica la correlación de Thonon [48]. Los valores

termofísicos del agua y del i-butano aplicados para el cálculo se muestran en la Tabla 4-21.

Tabla 4-21: Características térmicas y físicas del agua e i-butano en el calentador

|      | Temp<br>[°C] | $\lambda$ [W/mK] | $\nu$ [m <sup>2</sup> /s] | $c_p$ [J/kg*K] | $\eta$ [Pa*s] | $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] |
|------|--------------|------------------|---------------------------|----------------|---------------|-----------------------------|
| Agua | 76,1         | 0,667550024      | 3,82242E-07               | 4192,376       | 0,000372378   | 974,19                      |
|      | 65           | 0,659017324      | 4,41855E-07               | 4185,169       | 0,000433268   | 980,565                     |
| iBut | 25,5         | 0,089075         | 2,7326E-07                | 2433,75        | 0,0001503     | 550,025                     |
|      | 60           | 0,0776           | 2,10066E-07               | 2706           | 0,0001056     | 502,7                       |

El IC de placas se determinó con las siguientes características: 330 placas, profundidad media de la placa es de 0,005 m, el ángulo Chevrón es de 60 °. El flujo másico a través de cada placa es la división del flujo másico total por la cantidad de placas.

Los valores marco para el IC de placas se muestran en la Tabla 4-22.

Tabla 4-22: Valores marco para el calentador

|      | Flujo<br>másico<br>[kg/s] | Caudal<br>[m <sup>3</sup> /s] | Velocidad<br>[m <sup>3</sup> /s] |
|------|---------------------------|-------------------------------|----------------------------------|
| Agua | 0,0318                    | 3,25E-05                      | 0,414                            |
| iBut | 0,0150                    | 2,85E-05                      | 0,363                            |

Los números adimensionales de Reynolds, Nusselt y Prandtl, desde el lado del agua, se muestran en la Tabla 4-23.

Tabla 4-23: Valores adimensionales  $Re$ ,  $Nu$ ,  $Pr$  para el calentador desde el lado del agua

|      | $Re$      | $Nu$  | $Pr$ |
|------|-----------|-------|------|
| Agua | 10.060,91 | 103,8 | 2,54 |
| iBut | 15.039,13 | 154,9 | 3,95 |

El grueso de las placas se determinó en 0,002 m y la conductividad térmica de las placas de cobre es de  $380 \frac{W}{m \cdot K}$  [37]. Aplicando la Ec. 20 se determina el coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador para el calentamiento del i-butano antes de los evaporadores:

$$U_{cal} = \frac{1}{\frac{1}{6886} \frac{W}{m^2 \cdot K} + \frac{0,002 m}{380} \frac{W}{m \cdot K} + \frac{1}{1290,69} \frac{W}{m^2 \cdot K}} = 1080,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Con la aplicación de la correlación de Dittus- Boelter [50] se pueden calcular los coeficientes de transferencia de calor para el calentador con agua del condensador del RC.

$$Nu_D = 0,0023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad \text{Ec. 43}$$

Para flujo turbulento, totalmente desarrollado,  $Re > 10.000$ ,  $0,6 < Pr < 160$ ,  $(L/D) > 10$ ,  $n = 0,4$ .

Para el caso del evaporador con agua de enfriamiento del motor se tomó un IC de tubos y coraza con tubos de diámetro interno de 0,02664 m, el equivalente al diámetro interno de un tubo de una pulgada. Para este IC se tomaron 810 tubos que conducen el flujo del i- butano,  $\dot{m}_{iBut, evap, mot} = 14,07 \frac{kg}{s}$ , y se encuentran perpendiculares al flujo del agua de enfriamiento del motor.

Para el caso del evaporador con agua del condensador del RC se tomó un IC de tubos y coraza con tubos de diámetro interno de 0,02664 mm, el equivalente al diámetro interno de un tubo de una pulgada. Para este IC se tomaron 600 tubos que conducen el flujo del i- butano,  $\dot{m}_{iBut, evap, cond} = 10,72 \frac{kg}{s}$ , y se encuentran perpendiculares al flujo del agua de enfriamiento del motor.

Los valores marco para los dos evaporadores se muestran en la Tabla 4-24.

Tabla 4-24: Valores marco para los evaporadores de i- butano

|                    | Flujo  |                     |                     |
|--------------------|--------|---------------------|---------------------|
|                    | másico | Caudal              | Velocidad           |
|                    | [kg/s] | [m <sup>3</sup> /s] | [m <sup>3</sup> /s] |
| Evap cond RC       | 0,0173 | 6,586E-05           | 0,1187              |
| Evap agua de motor | 0,0174 | 6,614E-05           | 0,1182              |

Los números adimensionales de Reynolds, Nusselt y Prandtl, desde el lado del i- butano, se muestran en la Tabla 4-25.



Tabla 4-25: Valores adimensionales  $Re$ ,  $Nu$ ,  $Pr$  para el calentador desde el lado del *i*-butano

|                    | $Re$      | $Nu$  | $Pr$ |
|--------------------|-----------|-------|------|
| Evap cond RC       | 10.639,37 | 64,41 | 3,67 |
| Evap agua de motor | 10.684,7  | 64,63 | 3,67 |

La Tabla 4-26 presenta los valores calculados para  $U$ , la temperatura media logarítmica, el área y el calor que debe ser transferido en el IC:

Tabla 4-26: El coeficiente global de transferencia de calor, la temperatura media logarítmica, el área de transferencia y la potencia de calor a transferirse para los tres IC principales del sistema

|                        | $U$<br>[kW/m <sup>2</sup> K] | $\Delta T_m$<br>log [K] | Area<br>[m <sup>2</sup> ] | Q<br>[kW] |
|------------------------|------------------------------|-------------------------|---------------------------|-----------|
| Evaporador Motor       | 0,12                         | 10,49                   | 700,85                    | 800,45    |
| Evaporador Condensador | 0,12                         | 22,52                   | 249,62                    | 610,36    |
| Calentador             | 1,08                         | 19,78                   | 25,20                     | 489,76    |

Las áreas calculadas fueron multiplicadas por 1,1, es decir que son 10 % más grandes de lo calculado inicialmente. Esto asegura que el intercambio de calor se lleve a cabo en estos IC, tomando en cuenta las variaciones de temperatura y presión ambiental.

#### 4.4.4.4. Generadores de vapor por medio de agua del motor y del condensador del RC

Los IC que permiten el aprovechamiento de energía proporcionada por el agua del motor y el agua del condensador del RC son tres: dos evaporadores y un calentador.

A parte de estos tres IC se cuenta con un IC que permite aprovechar una parte del calor que el *i*-butano debe rechazar para condensar. Este intercambiador lleva el nombre de pre-calentador.

El ciclo también tiene un domo que permite separar la fase gaseosa de la fase líquida del *i*-butano. El flujo másico del *i*-butano ( $4,96 \frac{kg}{s}$ ) evacua el calentador e ingresa a la sección donde se encuentra el líquido en el domo. Posteriormente el flujo másico total de *i*-butano líquido evacúa el domo hacia los evaporadores.

Como descrito en subsección 4.3.1.8, la cantidad de *i*-butano que entra a los evaporadores es cinco veces mayor a la cantidad de vapor que se va a generar.

El flujo másico total de i- butano, después de pasar por el evaporador, retorna al domo. Solo el 20 % de este flujo másico se encuentra en estado de vapor saturado. En el domo se separa el 80 % del flujo másico total en su fase líquida y el 20 % puede ingresar a la turbina. El 80% del flujo másico, líquido, que queda en el domo se suma al flujo másico en forma líquida proveniente del calentador. De esta manera se tiene el 100 % de flujo másico, líquido, que vuelve a los evaporadores.

La turbina va a trabajar con un flujo másico de vapor de i- butano de  $4,96 \frac{kg}{s}$ . La Figura 4-27 muestra el ciclo de evaporación y calentamiento del i-butano del Rankine orgánico, el ORC.

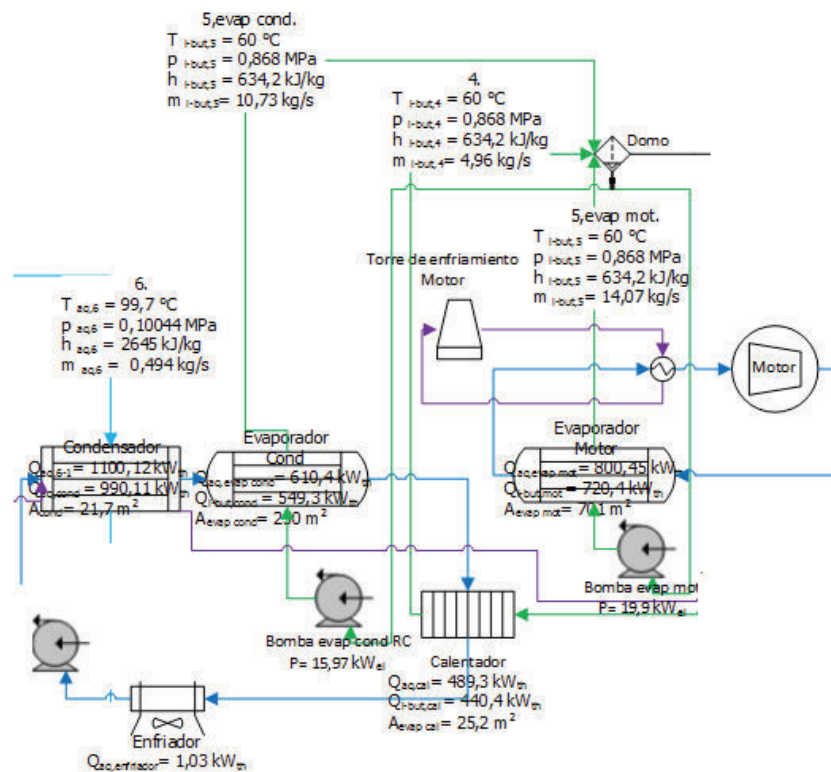


Figura 4-27: Sistema de evaporación del i- butano.

Fuente: [38]

El agua de enfriamiento del motor debe tener una temperatura de entrada al motor de  $39 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para garantizar esta condición es necesario instalar un IC adicional que está conectado a una torre de enfriamiento y baja la temperatura del agua de

enfriamiento del motor de los 65 °C, así como abandonó el evaporador, a las condiciones como lo requiere el motor. En este caso el sistema de enfriamiento del motor se encuentra instalado después del evaporador.

#### 4.4.4.5. Determinación del área de transferencia de los IC adicionales

Bajo los IC adicionales se comprenden: un pre- calentador, un condensador del fluido orgánico y un IC auxiliar (que es el condensador del RC).

De la misma manera como fueron determinados los coeficientes globales de transferencia de calor en subsección 4.4.4.3 se procederá para el cálculo de los mismos para los IC de calor adicionales. En este caso se deberá tomar en cuenta las nuevas características de los fluidos para este ciclo. Aplicando la Ec. 20 se calcula el coeficiente global de transferencia de calor. De igual manera se debe considerar que la fase gaseosa es la película controlante, por lo cual  $U = h_f$ . El coeficiente de transferencia de calor entre butano, como medio a condensarse, y agua, como medio condensador es  $560 \frac{W}{m^2 \cdot K}$  [58]. En la Tabla 4-27 se pueden ver los resultados de la determinación de la temperatura media logarítmica, el coeficiente global de transferencia de calor, el calor transferido y el área necesitada para la transferencia del calor puesto a disposición del fluido caliente en los IC.

*Tabla 4-27: Temperatura media logarítmica, coeficiente de transferencia de calor, áreas de transferencia de calor y calor transferido en los IC adicionales*

|                                             | U<br>[kW/m <sup>2</sup> *K] | $\Delta$<br>Tmlog<br>[K] | Área<br>[m <sup>2</sup> ] | Calor<br>transferido<br>[kW] |
|---------------------------------------------|-----------------------------|--------------------------|---------------------------|------------------------------|
| Pre-calentador                              | 0,05                        | 6,93                     | 157,29                    | 54,55                        |
| Condensador ORC                             | 0,56                        | 2,01                     | 1526,02                   | 1721,24                      |
| Intercambiador auxiliar<br>(condensador RC) | 2,84                        | 71,58                    | 21,72                     | 1100,12                      |

El IC auxiliar absorbe el calor del condensador del RC, en el caso de que el ORC se encuentre fuera de funcionamiento. Para este caso el medio condensador será el agua proveniente de una torre de enfriamiento. El agua proveniente de la torre de enfriamiento es de 19,5 °C y se elevará hasta los 33 °C. El flujo másico del

agua proveniente de la torre de enfriamiento para condensar el vapor de agua del RC, aprovechando el condensador y sus características iniciales, es de  $19,5 \frac{kg}{s}$ .

#### 4.4.4.6. Potencia de las bombas del ORC

El circuito ORC requiere de distintas bombas. Una bomba está a cargo de circular el agua para el condensador. Otra bomba está a cargo de circular el agua de enfriamiento del motor. En el ciclo con el fluido orgánico se requieren de tres bombas. Una para la circulación del i- butano a través del evaporador con agua del condensador. Otra para la circulación del i- butano a través del evaporador con agua del motor. Una última bomba para la circulación del i- butano a través del pre- calentador. Las bombas que circulan el agua del condensador y el agua del motor no deberán superar alturas específicas ni compensar altas pérdidas de presión.

Las bombas que circulan el i- butano que absorberá el calor proporcionado por el agua del motor y el agua del condensador deben mantener la presión del i- butano que viene del domo. En este caso 868,4 kPa. El cálculo de estas bombas debe considerar que el i- butano que pasa por los evaporadores cambiará de estado líquido a estado gaseoso. El caudal es 5 veces mayor debido al fenómeno explicado en subsección 4.3.1.8. Las propiedades del fluido son promediadas según su fracción en el caudal total. Las pérdidas de presión se determinaron con 20 kPa [65] para el IC de placas planas y para los intercambiadores de coraza y tubos. Esto es un equivalente a 2 m de columna de agua. El cálculo de la potencia total de estas bombas se desarrolla a continuación.

#### Bomba ORC

La bomba que abastece al sistema de la presión de operación, 868,4 kPa, es la que viene directamente después del condensador del i- butano. La potencia de esta bomba se calcula a continuación aplicando la Ec. 30. La presión que debe generar esta bomba, expresada en metros de columna de agua se determinará por medio de la aplicación de la Ec. 29. Además de las pérdidas de presión (2 metros de columna de agua) se asume una altura adicional de 2 metros de

columna de agua por los posicionamientos del pre- calentador y el domo en relación a la bomba para cada uno. La presión de operación de la bomba equivale a una altura de columna de agua de 88,5 metros.

$$H_{bomba,ORC} = (88,5 + (3 \cdot 2))m = 94,5 \text{ m}$$

La presión de la bomba del ORC expresada en metros de columna de agua es de 94,5 m, equivalentes a 0,927 MPa. La temperatura a la que entra el i- butano a la bomba es de 25,5 °C, por lo tanto, su densidad es de  $556,9 \frac{kg}{m^3}$ . El caudal del i- butano es de  $0,0089 \frac{m^3}{s}$ . La potencia en el eje de esta bomba se determina, manteniendo un margen de seguridad del 10 %:

$$P_{eje,ORC} = \frac{556,9 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,78 \frac{m}{s^2} \cdot 0,0089 \frac{m^3}{s} \cdot 94,5 \text{ m}}{0,6} \cdot 1,1 = 7,64 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia del motor eléctrico de la bomba se divide el resultado de la potencia en el eje de la bomba para la eficiencia del motor eléctrico, aplicando la Ec. 31:

$$P_{bomba,ORC} = \frac{7,64 \text{ W}}{0,8} = 9,55 \text{ kW}$$

La bomba que abastece de presión al ORC debe tener una potencia de 9,55 kW<sub>el</sub>.

### **Bomba con i- butano para evaporador con agua del motor**

La bomba para circular el i-butano que es evaporado en el evaporador con agua de enfriamiento del motor tiene que generar la presión de operación del sistema para el 80% del caudal total que fluye a través del mismo (considerando subsección 4.3.1.8). Aplicando la Ec. 29 se determina la altura en metros de columna de agua para posteriormente determinar su potencia por medio de la Ec. 30 y la Ec. 31. Para las pérdidas de presión en el IC para evaporar el i- butano así como para el IC que va conectado a la torre de enfriamiento se asumen 2 m de altura de columna de agua para cada uno. Además se asume una altura adicional

de 2 m por los posicionamientos de los elementos para cada IC en relación a la bomba. Insertando los valores en la Ec. 29 se obtiene:

$$H_{bomba, evap, mot} = ((88,5 \cdot 0,8) + (4 \cdot 2))m = 78,8 \text{ m}$$

La presión de la bomba del evaporador con agua del motor expresada en metros de columna de agua es de 78,8 m, equivalentes a 0,773 MPa. La temperatura a la que entra el i- butano a la bomba es de 60 °C, por lo tanto, su densidad es de  $502,7 \frac{kg}{m^3}$ . El flujo másico del i-butano es aquel mostrado en la Tabla 4-20 para el i-butano que fluye por el evaporador con agua de enfriamiento del motor,  $14,07 \frac{kg}{s}$ . Debido a que la presión para el 20 % del flujo másico del sistema ya fue generada por parte de la bomba ORC se toma como flujo másico para el cálculo de la potencia de la bomba el 80 % de  $14,07 \frac{kg}{s}$ ,  $11,25 \frac{kg}{s}$ . La potencia en el eje de esta bomba se determina, manteniendo un margen de seguridad del 10 %:

$$P_{eje, evap, mot} = \frac{502,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,78 \frac{m}{s^2} \cdot 0,0224 \frac{m^3}{s} \cdot 78,8 \text{ m}}{0,6} \cdot 1,1 = 15,9 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia del motor eléctrico de la bomba se divide el resultado de la potencia en el eje de la bomba para la eficiencia del motor eléctrico, aplicando la Ec. 31:

$$P_{bomba, evap, mot} = \frac{15,9 \text{ W}}{0,8} = 19,9 \text{ kW}$$

La bomba que abastece de presión al circuito del evaporador con agua de enfriamiento del motor debe tener una potencia de 19,9 kW<sub>el</sub>.

### **Bomba con i- butano para evaporador con agua del condensador del RC**

La bomba para circular el i-butano que es evaporado en el evaporador con agua del condensador del RC tiene que generar la presión de operación del sistema para el 80% del caudal total que fluye a través de este evaporador (considerando subsección 4.3.1.8). Aplicando la Ec. 29 se determina la altura en metros de columna de agua para posteriormente determinar su potencia por medio de la Ec.

30 y la Ec. 31. Para las pérdidas de presión en el IC para evaporar el i-butano así como para el calentador y el enfriador se asumen 2 m de altura de columna de agua para cada uno. Además se asume una altura adicional de 2 m por los posicionamientos de los elementos para cada IC en relación a la bomba.

Insertando los valores en la Ec. 29 se obtiene:

$$H_{bomba, evap, condRC} = ((88,5 \cdot 0,8) + (6 \cdot 2))m = 82,8 \text{ m}$$

La presión de la bomba del evaporador con agua del motor expresada en metros de columna de agua es de 82,8 m, equivalentes a 0,812 MPa. La temperatura a la que entra el i-butano a la bomba es de 60 °C, por lo tanto, su densidad es de  $502,7 \frac{kg}{m^3}$ . El flujo másico del i-butano es aquel mostrado en la Tabla 4-20 para el i-butano que fluye por el evaporador con agua del condensador del RC,  $10,7 \frac{kg}{s}$ . Debido a que la presión para el 20 % del flujo másico del sistema ya fue generada por parte de la bomba ORC se toma como flujo másico para el cálculo de la potencia de la bomba el 80 % de  $10,7 \frac{kg}{s}$ ,  $8,58 \frac{kg}{s}$ . La potencia en el eje de esta bomba se determina, manteniendo un margen de seguridad del 10 %:

$$P_{eje, evap, condRC} = \frac{502,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,78 \frac{m}{s^2} \cdot 0,017 \frac{m^3}{s} \cdot 82,8 \text{ m}}{0,6} \cdot 1,1 = 12,7 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia del motor eléctrico de la bomba se divide el resultado de la potencia en el eje de la bomba para la eficiencia del motor eléctrico, aplicando la Ec. 31:

$$P_{bomba, evap, condRC} = \frac{12,7 \text{ W}}{0,8} = 15,9 \text{ kW}$$

La bomba que abastece de presión al circuito del evaporador con agua del condensador del RC debe tener una potencia de 15,9 kW<sub>el</sub>.

La potencia para las tres bombas para circular el i-butano a través del ORC es la suma de las potencias de las bombas de cada sub circuito, así como descrito en la Ec. 44.

$$P_{ORC, evapmot, evapcondRC} = P_{bomba, ORC} + P_{bomba, evap, mot} + P_{bomba, evap, condRC} \quad \text{Ec. 44}$$

Aplicando los valores calculados se obtiene:

$$P_{ORC, evapmot, evapcondRC} = (9,55 + 19,9 + 15,9) \text{ kW} = 45,3 \text{ kW}$$

Las bombas del ORC requieren una potencia total de 45,35 kW<sub>el</sub> para generar la presión de operación para todos los flujos másicos del circuito ORC.

#### 4.4.5. APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR Y DEL CONDENSADOR DEL RC EN EL ORC

Debido a las características térmicas y físicas del i- butano este ciclo no requiere sobrecalentar el fluido.

La potencia térmica total que ofrecen los flujos másicos del agua de enfriamiento del motor y el agua del condensador del RC son, así como determinados en subsección 4.4.3.1 y 4.4.3.2, aplicando la Ec. 45:

$$\dot{Q}_{ORC, disponible} = \dot{Q}_{aq, mot, 79-39} + \dot{Q}_{cond, RC} \quad \text{Ec. 45}$$

Insertando los valores:

$$\dot{Q}_{ORC, disponible} = (2285,25 + 1100,12) \text{ kW} = 3385,37 \text{ kW}$$

Debido a que la temperatura de ingreso del agua al condensador para condensar el vapor en el RC fue determinada en 65 °C este es el punto de operación aplicado para el agua para el enfriamiento del motor. Con esto, la temperatura de operación del ORC no excede los 60 °C. Con estas condiciones se mantiene una diferencia media de temperatura de 10 °C en el evaporador con agua de enfriamiento del motor y mayor para el evaporador con agua del condensador del RC y para el calentador (Tabla 4-26).

La potencia térmica que realmente puede ser transferida del agua de enfriamiento del motor y del agua del condensador del RC al ORC es, así como determinados



en subsección 4.4.3.2,  $\dot{Q}_{total, aq, ORC} = 1900,6 \text{ kW}$ . De esta cantidad solo el 90 % realmente fue transferido al i- butano. El 10 % se perdió por la eficiencia de los IC. Con esto,  $\dot{Q}_{total, iBut, ORC} = 1710,5 \text{ kW}$ , es la cantidad que realmente fue adoptada por el i- butano.  $\dot{Q}_{total, aq, ORC}$  puede ser transferido cuando el flujo másico del i- butano es de  $4,96 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ .

El flujo másico del i- butano entra en su totalidad al calentador con una temperatura de  $25,5 \text{ }^\circ\text{C}$  y sale del mismo a la temperatura de evaporación con una presión de  $868,4 \text{ kPa}$ , es decir, a  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ . Durante su paso por el calentador con agua del motor el i- butano asimilará del agua  $440,35 \text{ kW}_{th}$ . Con un flujo másico del i- butano de  $4,95 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  el agua del condensador del RC transfirió  $489,27 \text{ kW}_{th}$ . El 10 % se perdió por la eficiencia del IC. El restante se disipa en el enfriador.

Una vez caliente, el i- butano entra al domo en forma líquida de donde pasa a los evaporadores, su presión y su temperatura se mantienen constantes pero pasa de estado líquido a estado gaseoso.

El flujo másico de i- butano, que pasa por el evaporador con agua del condensador del RC, debe ser de  $2,145 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  de vapor, es decir de  $10,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  de flujo líquido, con el cual absorberá  $549,3 \text{ kW}_{th}$ . El agua proporcionó  $610,4 \text{ kW}_{th}$ . El restante se perdió por la eficiencia del IC.

Así mismo, para el cambio de fase, el i- butano debe tener un flujo másico de  $2,81 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  de vapor, es decir de  $14,07 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  de flujo total, para su paso por el evaporador con agua de enfriamiento del motor, con el cual absorberá  $800,45 \text{ kW}$ , de los cuales efectivamente  $720,4 \text{ kW}_{th}$  son transferidos al i- butano.

El i- butano, al salir de los dos evaporadores, del que funciona con el agua de enfriamiento del motor y del que funciona con el agua para condensar el fluido del RC, ingresa directamente al domo donde se fracciona en la parte gaseosa y la parte líquida. El flujo másico total que entra al domo es de  $24,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ .

El 20 % del flujo másico total ( $4,96 \frac{kg}{s}$ ), en forma de vapor saturado, ingresa a la turbina con una entalpía de  $634,2 \frac{kJ}{kg}$  y abandona la turbina, considerando una expansión isentrópica, con una entalpía de  $592,7 \frac{kJ}{kg}$ . Cuando el i- butano ingresa la turbina tiene una temperatura de  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  y se encuentra como vapor saturado a presión de saturación ( $868,4 \text{ kPa}$ ). El i- butano, al abandonar la turbina, debe tener la presión de condensación,  $302 \text{ kPa}$  y una temperatura de  $26,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . En este caso el fluido se encuentra en la región sobrecalentada.

Tomando en cuenta una eficiencia del 70 % para turbinas en un margen de potencia como el descrito (entre  $100$  y  $200 \text{ kW}_{el}$  y con un flujo másico de  $4,95 \frac{kg}{s}$ ). La entalpía de salida es de  $605,2 \frac{kJ}{kg}$ . Lo que corresponde a una temperatura de  $33,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . En este caso el fluido se encuentra en la región sobrecalentada.

Por medio de la Ec. 34 se evalúa el máximo trabajo útil que puede ser obtenido por la entrega de potencia por parte del i- butano, en el caso de que la expansión fuese isentrópica.

$$\phi_{turb,ORC,isentróp} = (634,20 - 592,7) \frac{kJ}{kg} = 41,5 \frac{kJ}{kg}$$

Para el caso de la expansión isentrópica, el valor de la diferencia de entalpía entregada por el i- butano es de  $41,5 \frac{kJ}{kg}$ . La multiplicación de la entalpía entregada por parte de i- butano en la turbina con su flujo másico tiene como resultado la potencia máxima que puede entregar la turbina para una expansión isentrópica (según la Ec. 11):

$$P_{max,turb,ORC} = 41,5 \frac{kJ}{kg} \cdot 4,96 \frac{kg}{s} = 205,79 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia real que se obtiene de la turbina es necesario multiplicar la potencia máxima por la eficiencia de la turbina, en este caso 70 %:

$$P_{real,turb,ORC} = 70 \% \cdot 202,75 \frac{kJ}{s} = 144,06 \text{ kW}$$

La Figura 4-28 muestra en un diagrama T-s que el i- butano es evacuado de la turbina con una temperatura de 33,1 °C (Punto 6), esta temperatura es mayor a la temperatura de condensación de 20 °C. En una estación posterior es necesario disminuir la temperatura del i- butano, no solo para bajar su entalpía sino también para aprovechar su energía para pre-calentar el mismo i- butano que luego regresa al calentador. En el pre- calentador la temperatura del vapor de i- butano es reducida de 33,1 °C a 27 °C. El i- butano entra al condensador con 27 °C y presión de 302 kPa. En el condensador el vapor de i- butano es condensado de manera isobárica a 20 °C. Después de pasar por la bomba del ORC, el i- butano ingresa al pre- calentador para que su temperatura elevada de 20,7 °C a 25,5 °C, esa es la temperatura a la que el i- butano ingresa al calentador. La temperatura del i- butano aumenta en el proceso de aumento de presión de 20 °C a 20,7 °C.

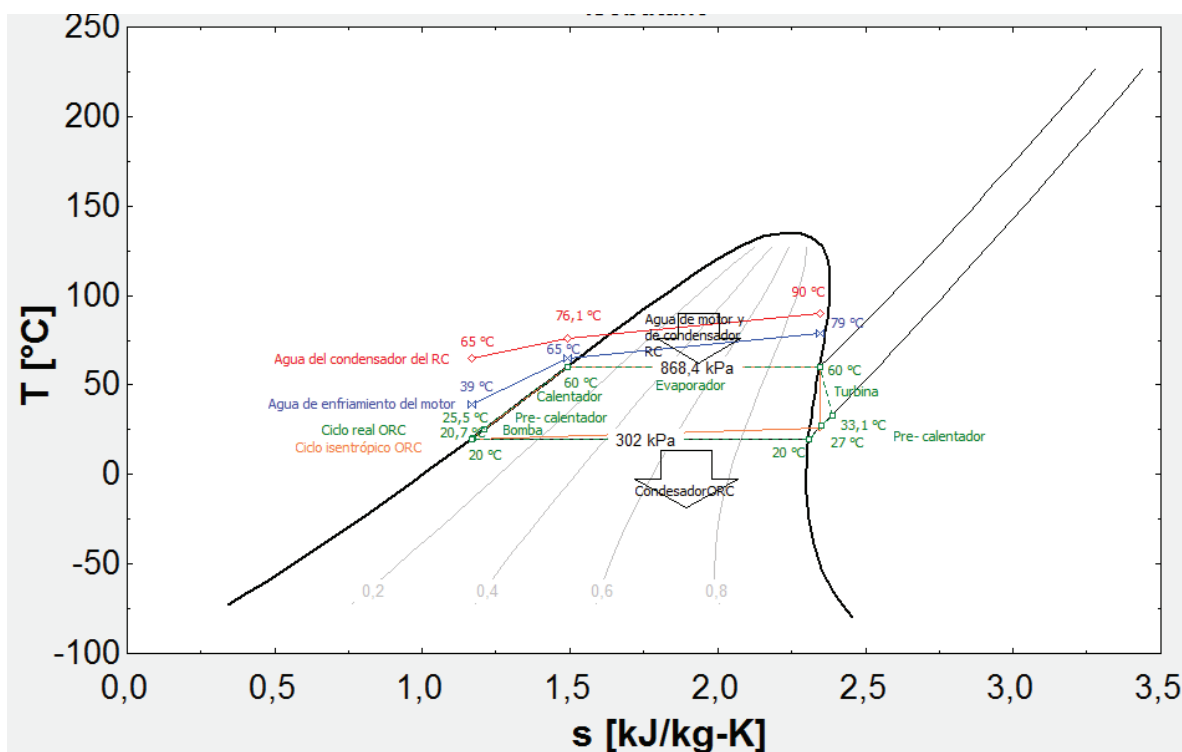


Figura 4-28: Diagrama T-s del proceso de transferencia de calor del agua del condensador del RC y del agua de enfriamiento del motor al i- butano. Entrega de trabajo en la turbina.

Fuente: [56].

El pre-calentador permite recuperar el calor que alberga el i- butano con 33,1 °C antes de ser condensado en un condensador. El esquema que muestra el camino

del i- butano al salir de la turbina y entrar en el pre-calentador para entregar el calor restante, así como al salir del mismo, entrar en el condensador y salir del mismo para entrar al pre-calentador como fluido a recibir calor, se encuentra en la Figura 4-29.

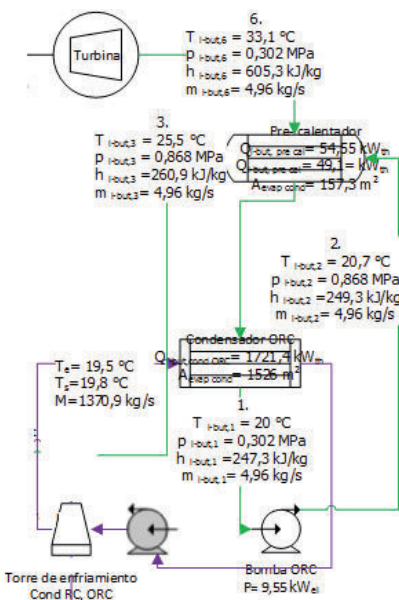


Figura 4-29: Esquema del proceso donde el i- butano sale de la turbina, entrega calor en el pre-calentador en el condensador y absorbe ese mismo calor como fluido condensado.

Fuente: [38]

La potencia transferible en el pre-calentador se determina con la Ec. 11:

$$\dot{Q}_{max,pre-calentador} = 4,96 \frac{kg}{s} \cdot (605,3 - 594,3) \frac{kJ}{kg} = 54,55 kW$$

Al salir de la turbina y entrar en el pre-calentador el i- butano tiene una temperatura de 33,1 °C, esto corresponde a una entalpía de 605,3  $\frac{kJ}{kg}$ . Cuando el i- butano es enfriado a 27 °C este tiene una entalpía de 594,3  $\frac{kJ}{kg}$ . La diferencia de entalpías multiplicada por el flujo másico que pasa por el pre-calentador tiene como resultado 54,55 kW<sub>th</sub>, esta es la cantidad de calor transferible en el pre-calentador. Considerando la eficiencia del IC del 90 %, efectivamente se transfieren 49,1 kW<sub>th</sub> al i- butano que se calienta. Esto permite que, por el un lado el i- butano disminuya su temperatura a 27 °C y por el otro lado aumente su

temperatura a 25,5 °C, que es la temperatura requerida para ingresar al calentador.

Después del pre-calentador el i- butano pasa al condensador donde cambia de vapor a líquido, rechazando el potencial restante para entrar en la bomba de circulación. Con la Ec. 11 se determina la potencia a ser rechazada por el fluido.

$$\dot{Q}_{cond,ORC} = 4,96 \frac{kg}{s} \cdot (594,3 - 247,2) \frac{kJ}{kg} = 1721,24 kW$$

Después de rechazar 1721,24 kW<sub>th</sub>, el i- butano retorna al pre-calentador para absorber el calor como descrito anteriormente.

El fluido para condensar el i- butano en el condensador conectado a la torre de enfriamiento es agua. El agua ingresa al condensador con una temperatura de 19,5 °C y lo abandonará a 19,8 °C. Por el otro lado del condensador, el i- butano que entrega ese calor, entrará a una temperatura de 27 °C y saldrá del condensador con una temperatura de 20 °C. Su flujo másico es determinado utilizando la Ec. 8 donde  $\dot{m}$  es aislado. Los valores de  $c_p$  son promediados, la temperatura está definida y el potencial a absorberse es la misma que la entregada por parte del vapor de agua/ agua del RC:

$$\dot{m}_{cond,ORC} = \frac{1721,24 kW}{4,185 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (19,8 - 19,5) ^\circ C} = 1370,9 \frac{kg}{s}$$

El flujo másico del agua para enfriar el vapor de i- butano en el condensador es de  $1370,9 \frac{kg}{s}$ .

#### 4.4.5.1. Dimensionamiento del domo

Un domo de separación vapor-líquido es un recipiente en el que se alimenta una mezcla de líquido y vapor (o un líquido intermitente) y donde el líquido se separa por gravedad, cae al fondo del recipiente (sedimentación) y es retirado. El vapor viaja a una velocidad de diseño (teórica) que minimiza el arrastre de cualquier gotita de líquido en el vapor a medida que sale de la parte superior del recipiente.

El tamaño de un domo separador vapor-liquido debe ser dictado por el caudal previsto de vapor y liquido del proceso. La metodología de dimensionamiento implementada aquí implica el uso de correlaciones para los factores de velocidad máxima del vapor, la ecuación de Souders & Brown, junto con la capacidad de flujo líquido. La Figura 4-21 muestra un esquema del domo. El dimensionamiento requiere que cada 5 minutos se evapore el volumen de agua que se encuentra entre el nivel normal de la substancia (NSL) y el nivel bajo de la substancia (LSL) [59]. La relación entre el alto del domo y el diámetro del domo es de 4/3. La Figura 4-21 muestra un esquema del domo.

La velocidad máxima permitida para el vapor se calcula con la Ec. 37. El factor de velocidad ( $k$ ) inicia con  $0,107 \frac{m}{s}$  desde 0 hasta 7 bar. A partir de 7 bar el valor aumenta por 0,003 por cada 7 bar. En el caso de del sistema ORC, donde la presión es de 0,868 MPa, 8,68 bar, el factor de velocidad es de  $0,1077 \frac{m}{s}$ . El fluido de entrada se compone de 2 flujos, ambos flujos tienen una densidad de  $502,7 \frac{kg}{m^3}$ , que es la densidad del i- butano a una temperatura de 60 °C y una presión de 0,868 MPa. El flujo másico del i- butano en el calentador es de  $4,96 \frac{kg}{s}$ . La densidad del vapor contenido en el flujo másico proveniente de los evaporadores es de  $22,43 \frac{kg}{m^3}$ , que es la densidad del vapor de i- butano a 60 °C y 0,868 MPa.

Insertando los valores se obtiene:

$$v_{vap,max} = 0,1077 \frac{m}{s} \cdot \sqrt{\frac{502,7 \frac{kg}{m^3} - 22,43 \frac{kg}{m^3}}{22,43 \frac{kg}{m^3}}} = 0,498 \frac{m}{s}$$

La velocidad máxima permitida para el vapor es de  $0,498 \frac{m}{s}$ .

Entonces A, el área de la sección transversal del domo, se describe con la Ec. 38. El caudal del vapor se determina por medio de su participación (20 %) en el flujo

másico total proveniente de los evaporadores,  $4,96 \frac{kg}{s}$  dividido para su densidad de  $22,43 \frac{kg}{m^3}$ . El caudal del vapor es de  $0,221 \frac{m^3}{s}$ .

Insertando los valores se obtiene:

$$A_{domo} = \frac{0,221 \frac{m^3}{s}}{0,498 \frac{m}{s}} = 0,4435 m^2$$

El área transversal del domo tiene que ser de  $0,4435 m^2$ . Con esto se deduce que el diámetro interno del domo debe ser de  $0,75 m$ . Tomando en cuenta la relación de tamaño de 4 de alto a 3 de diámetro, el alto deberá ser de  $1 m$ . Con estos valores se puede determinar el volumen mínimo que debe tener el domo (LSL),  $0,75 m^3$ . Tomando en cuenta que el LSL es aproximadamente  $1/9$  del total del volumen del domo, se puede determinar que el volumen total del domo es de  $6,8 m^3$ .

#### 4.4.6. DESTRUCCIÓN DE POTENCIA ÚTIL

Los destructores más importantes de potencia útil son las bombas que posibilitan el flujo del i- butano a través del sistema, la turbina que genera la energía mecánica para la generación de electricidad, los IC y, finalmente, el condensador que evacúa el calor restante del i- butano.

La turbina, isentrópicamente, generaría una potencia de  $205,79 kW$ . Contando con una eficiencia del  $70 \%$ , la potencia generada se reduce por  $61,74 kW_{el}$  a  $144 kW_{el}$ .

En el IC para evaporar el i- butano con agua de enfriamiento del motor, tomando en cuenta su eficiencia, se destruyen  $80 kW_{th}$ .

En el IC para evaporar el i- butano con agua del condensador del RC, tomando en cuenta su eficiencia, se destruyen  $61 kW_{th}$ .

En el calentador, tomando en cuenta su eficiencia, se destruyen  $49 kW_{th}$ .

En el pre- calentador, tomando en cuenta su eficiencia, se destruyen  $5,45 kW_{th}$ .

El enfriador disipa 0,48 kW<sub>th</sub> al ambiente. Este valor también cuenta en el balance de destrucción de potencia útil.

El calor que es disipado en el condensador del i- butano, al final del proceso, también se cuenta como potencia térmica útil no utilizada. En este sistema vienen a ser 1721,2 kW<sub>th</sub>.

La destrucción total de potencia útil en el ORC se muestra en la Tabla 4-28.

*Tabla 4-28: Destrucción de potencia útil en el proceso ORC*

| Destrucción de potencia útil | ORC [kW]    |
|------------------------------|-------------|
| Turbina                      | 61,74       |
| IC pre-calentador            | 5,45        |
| IC evap mot                  | 80,04       |
| IC evap cond                 | 61,04       |
| IC calentador                | 48,98       |
| Enfriador                    | 0,48        |
| Condensador ORC              | 1721,2      |
| <b>TOTAL</b>                 | <b>1979</b> |

Finalmente, después de que el calor haya pasado por el ORC, es posible determinar una destrucción de potencia útil de 1979 kW<sub>th</sub>.

El sistema recibió en total, según la Tabla 4-29, 1954,15 kW<sub>th</sub>.

*Tabla 4-29: Potencia insertada en el sistema ORC*

| Destrucción de potencia útil | ORC [kW]       |
|------------------------------|----------------|
| Pre-Calentador               | 54,55          |
| Calor                        | 1900,6         |
| <b>TOTAL</b>                 | <b>1954,15</b> |

Se encuentra una diferencia de 23,8 kW<sub>th</sub>. Esto significa una diferencia relativa de 1,2 %. Este error puede haberse generado por redondeos en y el uso de promedios de densidad de los fluidos.

En la Figura 4-30 se describe la destrucción de potencia útil en el sistema ORC.



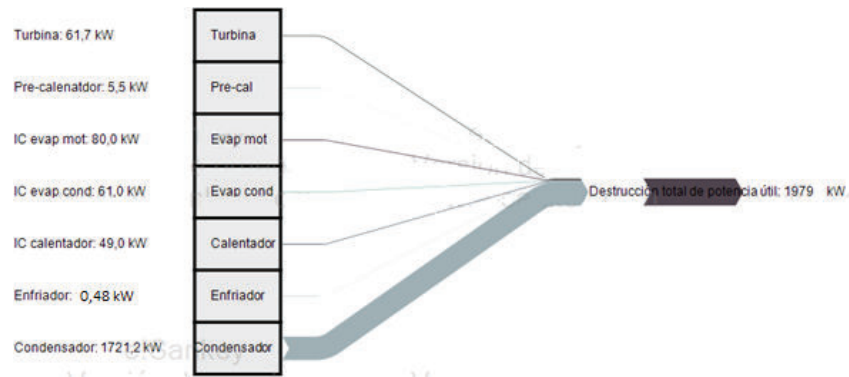


Figura 4-30: Destrucción de potencia útil en el sistema RC sin la aplicación del ORC.

Fuente: [38]

#### 4.4.7. EQUIPOS

Este ciclo cuenta con dos fuentes de calor: el agua para enfriar el motor de combustión y el agua para la condensación del vapor de agua del RC. Se espera que los equipos a utilizarse sean construidos mayoritariamente en el país.

El condensador del RC va a tener que poder trabajar con el agua para el calentamiento del ORC así como, en caso de que el ORC no se encuentre en funcionamiento, con el agua proveniente de la torre de enfriamiento.

Hasta ahora no se cuenta con una industria para la fabricación de IC de placas planas. Es por esto que este equipo se deberá comprar en el exterior.

La tubería para la conexión entre los equipos del ORC debe tener un espesor correspondiente a cédula 40. La tubería y los accesorios para la tubería se pueden adquirir en el país por medio de distribuidores locales.

El condensador se construirá en el Ecuador [52].

Las bombas de recirculación del domo al recuperador de calor y del condensador se adquieren con los proveedores de equipos de alimentación de agua a calderas.

La turbina es un equipo que requiere de alta tecnología para su elaboración. Hasta el momento no hay una manufactura de turbinas en el país. Por esta razón se recomienda adquirir la turbina de una manufactura exterior.

La torre de enfriamiento, en caso de que el ORC no se encuentre en funcionamiento, debe evacuar al menos  $1800 \text{ kW}_{\text{th}}$  de calor.

#### 4.4.8. COSTOS

Los costos del sistema, tomando en cuenta la revisión bibliográfica realizada [61], [62], se estimaron en  $2290 \text{ \$/kW}_{\text{el}}$ . Este costo específico significa que el sistema completo ORC tiene un costo de USD 330.000. En la Tabla 4-30 se encuentran los costos desglosados y atribuidos a los distintos componentes del sistema, el evaporador de i- butano y las bombas de recirculación, la turbina, el condensador y la bomba de alimentación, los sistemas de control, la torre de enfriamiento y sus respectivas bombas de recirculación y los trabajos de ingeniería.

*Tabla 4-30: Costos de los componentes para la realización del ORC*

| Equipo                                                               | Costo [USD]      |
|----------------------------------------------------------------------|------------------|
| Generador de vapor iButano + bombas de recirculación                 | 115.000,0        |
| Turbina de vapor de 144 kW                                           | 45.000,0         |
| Condensador+ bomba de alimentación                                   | 50.000,0         |
| Sistemas de control                                                  | 30.000,0         |
| Torre de enfriamiento + Bombas de recirculación para sistemas varios | 40.000,0         |
| Ingeniería y trabajos civiles                                        | 50.000,0         |
| <b>TOTAL</b>                                                         | <b>330.000,0</b> |

#### 4.5. EFICIENCIA DE LOS SISTEMAS RC, ORC Y EN CONJUNTO

En este acápite se analiza la eficiencia de los cuatro grupos electrógenos incluyendo el ciclo de vapor de agua y en segundo paso incluyendo el ciclo de vapor de i- butano.

Así como descrito en sección 2.2, la eficiencia de los motores de combustión para la generación de electricidad es de 43,77 %. Por medio de la aplicación de los ciclos de vapor de agua y vapor de i- butano se espera aumentar el rendimiento total de la planta de generación térmica y, de ese modo, mejorar el aprovechamiento del combustible.

#### Con RC

La eficiencia, así como descrita en sección 2.2, se expresa por medio de la relación entre la potencia recuperada, o ganada, frente a la potencia suministrada

al sistema. De igual manera es necesario sustraer la potencia requerida por parte de las bombas de la recuperación energética.

De parte de los GE se contabilizan 1386,37 kW<sub>th</sub> suministrados al sistema RC en forma de calor. La potencia eléctrica recuperada del sistema de vapor de agua es de 148,6 kW<sub>el</sub>. De este valor se resta la potencia de las bombas del RC que en total significan 7,8 kW<sub>el</sub>. Esto significa la siguiente relación:

$$\eta_{th,RC} = \frac{(148,6 - 7,85) \text{ kW}}{1386,37 \text{ kW}} = \frac{140,79 \text{ kW}}{1386,37 \text{ kW}} = 10,16 \%$$

El rendimiento del ciclo Rankine con vapor de agua tiene una eficiencia de 10,16 %.

El ciclo de generación de electricidad por medio de los cuatro grupos electrógenos, conectando el ciclo Rankine de vapor de agua y tomando en cuenta las bombas, aumenta en 0,9 % de 43,77 % a 44,67 %.

### Con RC y ORC

El ciclo de Rankine con vapor de i- butano tiene como fuentes de calor el agua del condensador del ciclo RC y el agua de enfriamiento del motor. Ambos aportan, como descrito en subsección 4.4.3, con 1900,6 kW<sub>th</sub> de potencia térmica al sistema ORC. Del calor aportado se pudieron extraer 144 kW<sub>el</sub> de potencia eléctrica. De la potencia eléctrica se restan 45,35 kW<sub>el</sub> para las bombas, obteniendo la generación neta del ciclo ORC, 98,6 kW<sub>el</sub>. La relación entre la potencia generada y la potencia suministrada tiene como resultado la eficiencia del ciclo ORC:

$$\eta_{th,ORC} = \frac{(144,06 - 45,36) \text{ kW}}{1900,6 \text{ kW}} = \frac{98,6 \text{ kW}}{1900,6 \text{ kW}} = 5,19 \%$$

La eficiencia de los dos sistemas juntos es de:

$$\eta_{th,RC,ORC} = \frac{(140,79 + 98,6) \text{ kW}}{(1386,37 + 1900,6) \text{ kW}} = 7,28 \%$$

La eficiencia del sistema, con los cuatro motores, el RC y el ORC aumenta:

$$\eta_{th,Amotores,RC,ORC} = 1 - \frac{((1710 \cdot 4) + 140,79 + 98,6) \text{ kW}}{(1710 \cdot 4) \text{ kW}} = 3,5 \%$$

La producción total aumentó, en comparación a la producción original, en 3,5 % de 6840 kW<sub>el</sub> a 7079 kW<sub>el</sub> (tomando en cuenta la resta de la potencia de las bombas).

## 4.6. CAMBIO CLIMÁTICO

El sector energético en el Ecuador genera una gran cantidad de emisiones. Las emisiones totales del sector energético son de 35.812 ktCO<sub>2eq</sub> al año 2010 [66]. La participación de la industria de la generación de electricidad termoeléctrica es del 35,9 % con 12.700 ktCO<sub>2eq</sub>. Esta es una razón por la cual se vuelve más importante pensar en posibilidades de cómo aumentar la producción de energía eléctrica sin aumentar las emisiones. Las emisiones específicas en tCO<sub>2eq</sub>/MWh<sub>el</sub> producido es un indicador para describir el proceso productivo de la generación de energía eléctrica.

### 4.6.1. EMISIONES SIN RC

Una razón para aumentar la eficiencia en la generación termoeléctrica es alcanzar una mayor generación por la misma cantidad de emisiones de GEI. En subsección 4.1.1.2 fue calculada en la cantidad de kilogramos de CO<sub>2eq</sub> emitidas por kilogramo de combustible, en este caso Fuel Oil N° 6,  $3,1877 \frac{kgCO_{2,eq}}{kgCombustible}$ .

Cuatro grupos electrógenos con una potencia eléctrica total de 6,84 MW<sub>el</sub>, consumen por cada kWh<sub>el</sub> generado, 183 g de combustible (Tabla 2-1). Considerando un factor de planta del 75 % se puede calcular la cantidad de kWh<sub>el</sub> producidos al año:

$$E_{sin RC,ORC} = 6,84 \text{ MW} \cdot 8760 \frac{h}{a} \cdot 0,75 = 44.939 \text{ MWh} = 44'938.800 \text{ kWh}$$

Los cuatro grupos electrógenos producen 44,939 millones de kWh<sub>el</sub> al año.

La producción total de energía, en kWh<sub>el</sub>, multiplicada por el consumo específico de combustible tiene como resultado el combustible total utilizado:

$$\begin{aligned} \text{Consumo de combustible} &= 44'938.800 \frac{kWh}{a} \cdot 0,183 \frac{kg \text{ de combustible}}{kWh} \\ &= 8'223.800 \frac{kg \text{ de combustible}}{a} \end{aligned}$$

La multiplicación por el factor de emisión tiene como resultado las emisiones de CO<sub>2</sub> generadas por los cuatro grupos electrógenos en un año:

$$\begin{aligned} \text{Emisiones}_{\text{sin RC,ORC}} &= 8'223.800 \frac{kg \text{ de combustible}}{a} \cdot 3,188 \frac{kg \text{ de CO}_{2eq}}{kg \text{ de combustible}} \\ &= 26'215.259 \frac{kgCO_{2eq}}{a} = 26.215 \frac{tCO_{2eq}}{a} \end{aligned}$$

La determinación de la cantidad de CO<sub>2</sub> emitido por kWh producido permite una comparación de emisiones específicas entre los cuatro grupos electrógenos sin y con la aplicación del sistema calculado:

$$\text{Emisiones específicas}_{\text{sin RC,ORC}} = \frac{26.215 \frac{tCO_{2eq}}{a}}{44.939 MWh} = 0,583 \frac{tCO_{2eq}}{MWh}$$

La generación eléctrica de los cuatro grupos electrógenos emite  $0,583 \frac{tCO_{2eq}}{MWh}$ .

#### 4.6.2. EMISIONES CON RC

La producción de energía aumenta con la aplicación del RC. De esta manera se determina la nueva producción de electricidad:

$$E_{\text{con RC}} = 6,98 MW \cdot 8760 \frac{h}{a} \cdot 0,75 = 45.864 MWh = 45'863.819 kWh$$

Las emisiones serán las mismas como calculadas para una potencia de 6,84 MW<sub>el</sub>. En este caso son  $26.215 \frac{tCO_{2eq}}{a}$ .

Las emisiones específicas disminuyen debido a que la producción es mayor para la misma cantidad de combustible y emisiones:

$$\text{Emisiones específicas}_{\text{con RC}} = \frac{26.215 \frac{tCO_{2eq}}{a}}{45.864 MWh} = 0,5715 \frac{tCO_{2eq}}{MWh}$$

Las emisiones por cada  $MWh_{el}$  producido disminuyen en un 2 % por la aplicación del sistema RC.

#### 4.6.3. EMISIONES CON RC Y ORC

El aumento de la generación de electricidad por medio de la aplicación del ciclo de vapor de agua y un ciclo de vapor de i- butano tiene como consecuencia un menor consumo específico y menos emisiones específicas de  $CO_2$  por unidad de electricidad generada.

La suma de la potencia en la generación eléctrica de los dos ciclos, el de Rankine con agua y el de Rankine con i- butano, representa el aumento para el sistema:

$$P_{RC+ORC} = 148,64 \text{ kW} + 144,06 \text{ kW} = 292,7 \text{ kW}$$

La potencia del sistema de generación termoeléctrica de cuatro grupos electrógenos es aumentada por 292,7  $kW_{el}$ . De esta manera es posible afirmar que con el mismo consumo de combustible se tiene un aumento relativo de potencia del 4,1 %. La implementación de los sistemas de generación por medio de vapor de agua y vapor de i- butano aumenta la potencia del sistema a 7,13 MW.

Debido a que el sistema RC, ORC no requiere de combustible, la generación de electricidad aumenta con la misma cantidad de combustible:

$$E_{con RC,ORC} = 7,13 \text{ MW} \cdot 8760 \frac{h}{a} \cdot 0,75 = 46.512 \text{ MWh} = 46'512.284 \text{ kWh}$$

El aumento de energía generada se obtiene por medio de la resta de la energía con ambos ciclos Rankine de la generación sin estos ciclos:

$$\begin{aligned} \Delta E &= E_{con RC,ORC} - E_{sin RC,ORC} = 46'512.284 - 44'938.800) \text{ kWh} = 1'573.484 \text{ kWh} \\ &= 1.573,48 \text{ MWh} \end{aligned}$$

Las emisiones específicas por  $MWh_{el}$  generado se reducen:

$$Emisiones\ específicas_{con RC,ORC} = \frac{26.215 \frac{tCO_2 eq}{a}}{46.512 \text{ MWh}} = 0,564 \frac{tCO_2 eq}{MWh}$$

La disminución de emisiones específicas es de  $0,02 \frac{tCO_2 eq}{MWh}$ .

### **Emisiones reducidas**

En caso de que se produjeran los 46.512,28 MWh sin la aplicación de los ciclos RC y ORC, con la misma tecnología, las emisiones serían de  $27.133,16 \frac{tCO_2 eq}{a}$ .

De este modo es posible restar las emisiones originales del supuesto de emisiones en caso de no aplicar la tecnología:

$$Emisiones\ reducidas = (27'133.158 - 26'215.257) \frac{kgCO_{2eq}}{a} = 917.899 \frac{kgCO_{2eq}}{a}$$

Las emisiones reducidas por la aplicación de estos dos ciclos son de  $917,9 \frac{tCO_2 eq}{a}$ .

## **4.7. CÁLCULO ECONÓMICO**

En este estudio económico se proponen 3 escenarios: Cálculo sin apalancamiento climático, cálculo que incluye apalancamiento climático y el cálculo que incluye el incentivo del acuerdo ministerial 027 del Ministerio del Ambiente del Ecuador [67]. Los tres escenarios incluyen el caso de que se aplique la exoneración del impuesto a la renta (IR) [68]. En los anexos 4 y 5 se encuentra detallado el flujo de caja de acuerdo a los antecedentes descritos. Para la evaluación financiera del estudio se toma en cuenta los supuestos siguientes:

- El costo de la instalación incluye obras civiles
- El precio de venta de la energía de las unidades 45, 46, 47 y 48 de Quevedo II es de: 0,0560 \$/kWh
- Se asumen ganancias fijas por el ahorro de combustible
- El costo de fuel Oil No. 6 se fija en USD 242 por tonelada [69]+
- Se asume la exoneración del impuesto a la renta del 25 % durante 5 años
- Se asume un factor de planta del 75 %
- El tiempo de depreciación de equipos es de 10 años, según el Reglamento a la Ley de Rentas Internas

- El crédito se tomará por el 70 % de la inversión. El 30 % restante sería aportado por Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC)
- El costo del crédito se fija en el 9 %; es el interés que ofrecen las entidades bancarias del estado
- La tasa interna de retorno (TIR) sobre el capital invertido debe ser del 12 %, de acuerdo a los lineamientos de la secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo (SENPLADES)
- El apalancamiento climático implica una remuneración de 5 \$/tCO<sub>2</sub>eq Verified Carbon Standard (VCS)

Los flujos de caja en el caso de que no se apalanca el proyecto con fondos para la mitigación del cambio climático están descritos en la Tabla 4-31.

*Tabla 4-31: TIR y VAN sin AM 027, sin apalancamiento climático, sin exoneración del IR*

|                                  |           |
|----------------------------------|-----------|
| Valor Actual Neto (VAN)          | 48.125,46 |
| Tasa Interna de Retorno Inversor | 10,12%    |

Los resultados del flujo de caja en el caso que no se apalanca el proyecto con fondos para la mitigación del cambio climático pero con exoneración del impuesto a la renta por parte del SRI están descritos en la Tabla 4-32.

*Tabla 4-32: TIR y VAN sin AM 027, sin apalancamiento climático, con exoneración del IR*

|                                  |           |
|----------------------------------|-----------|
| Valor Actual Neto (VAN)          | 69.178,05 |
| Tasa Interna de Retorno Inversor | 11,73%    |

Los resultados del flujo de caja para el caso que se apalanca el proyecto con fondos para la mitigación del cambio climático sin exoneración del IR están en la Tabla 4-33.

*Tabla 4-33: TIR y VAN sin AM 027, con apalancamiento climático, sin exoneración del IR*

|                                  |           |
|----------------------------------|-----------|
| Valor Actual Neto (VAN)          | 86.741,40 |
| Tasa Interna de Retorno Inversor | 12,85%    |

Los resultados del flujo de caja para el caso que se apalanca el proyecto con fondos para la mitigación del cambio climático con exoneración del IR están en la Tabla 4-34.



*Tabla 4-34: TIR y VAN sin AM 027, con apalancamiento climático, con exoneración del IR*

|                                  |            |
|----------------------------------|------------|
| Valor Actual Neto (VAN)          | 114.445,85 |
| Tasa Interna de Retorno Inversor | 15,086%    |

Los resultados del flujo de caja para el caso en el que se aplica el acuerdo ministerial 027 del Ministerio del Ambiente del Ecuador sin tomar en cuenta el apalancamiento con fondos para la mitigación del cambio climático y sin exoneración del IR, están descritos en la Tabla 4-35.

*Tabla 4-35: TIR y VAN con AM027, sin apalancamiento climático, sin exoneración del IR*

|                                  |            |
|----------------------------------|------------|
| Valor Actual Neto (VAN)          | 148.052,00 |
| Tasa Interna de Retorno Inversor | 16,66%     |

Para el caso de la aplicación del AM 027 del Ministerio del Ambiente del Ecuador, debido a que la doble depreciación de los equipos genera, contablemente, un déficit, no se aplica el pago al impuesto a la renta. Los resultados del flujo de caja para el caso en el que se aplica el acuerdo ministerial 027 del Ministerio del Ambiente del Ecuador tomando en cuenta el apalancamiento con fondos para la mitigación del cambio climático pero sin exoneración del IR, están descritos en la Tabla 4-36.

*Tabla 4-36: TIR y VAN con AM027, con apalancamiento climático, sin exoneración del IR*

|                                  |            |
|----------------------------------|------------|
| Valor Actual Neto (VAN)          | 202.234,99 |
| Tasa Interna de Retorno Inversor | 20,470%    |

## 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1. CONCLUSIONES

En la búsqueda de un uso más eficiente de los recursos energéticos no renovables, en específico para las plantas de generación termoeléctrica, este proyecto propone la recuperación del calor residual puesto a disposición por cuatro grupos electrógenos en la termoeléctrica Quevedo II.

Después de definir el flujo másico de los gases de escape (GE), determinar su potencia y nivel de temperatura se procedió con una evaluación técnica que concluyó con la combinación de dos tecnologías para el aprovechamiento del calor residual de los GE emitidos. Debido a las características del fluido de trabajo en el Ciclo Rankine Orgánico (ORC) se determinó que el aprovechamiento del calor residual de los GE se efectuará en dos etapas: primero por medio de Ciclo Rankine (RC) convencional y en un segundo paso por medio del aprovechamiento del calor despedido en el condensador del RC más el agua de enfriamiento del motor, en un ORC. Las conclusiones son:

- La potencia de los cuatro grupos electrógenos aumenta de 6840 kW a 7079,5 kW, esto significa un incremento del 3,5 %
- La eficiencia térmica global de la planta aumentaría de 43,77 % a 45,3 %.
- Para bajas potencias, la tecnología ha desarrollado la utilización de turbinas de escalón de velocidad (etapa Curtis). Normalmente estas turbinas tienen eficiencias que oscilan entre el 60 % y el 70 %. El presente estudio se realizó con una de las turbinas con una eficiencia de 70 %
- Se recomienda tomar en cuenta el Pinch Point (PP), tanto para el RC con los GE, como para el ORC con i- butano. Si esta característica no se toma en cuenta, el cambio de fase del fluido de trabajo no sucederá. Esto es un gran limitante físico-térmico
- Con el objetivo de aprovechar más energía rechazada por el ciclo Diésel, se utiliza un fluido que se evapora a baja temperatura; para este fluido se aplica el ORC. La sustancia escogida es el i- butano, por sus

características físicas y térmicas. Estas características permiten la absorción de energía de baja calidad para la generación de energía eléctrica, mediante el uso de una turbina

- Aplicando las dos tecnologías en conjunto, el RC y el ORC, las emisiones específicas disminuyen por  $0,02 \frac{tCO_2eq}{MWh}$ . Esto significa que, en valores absolutos, se reducirán las emisiones por  $917,9 \frac{tCO_2eq}{a}$ . Corresponde a  $459.000 m^3$  de  $CO_2$  a condiciones estándar, un cubo de 77 m a cada lado o bien a 40 minutos de las emisiones totales del sector eléctrico ecuatoriano al año 2012
- Según los cálculos realizados en el presente estudio, el proyecto es viable y tiene una rentabilidad económica media, pues tiene una tasa interna de retorno (TIR) de la inversión del 10,12 % en su escenario base (Sin aplicación al Acuerdo Ministerial 027 del Ministerio del Ambiente (AM 027), sin apalancamiento climático y sin exoneración del impuesto a la renta (IR)). Asimismo el proyecto tiene un valor actual neto (VAN) igual a USD 48.125,46
- En todos los siguientes escenarios la TIR aumenta hasta llegar al 20,47 % (Con aplicación al AM 027, con apalancamiento climático y con exoneración del IR). El VAN en este caso llega a USD 202.234,99.
- Los dos primeros casos: Sin apalancamiento climático, sin la aplicación del AM 027 y sin exoneración del IR así como sin apalancamiento climático, sin aplicación de la exoneración del IR, los proyectos no son atractivos por lo que no superan el TIR impuesto por el SENPLADES del 12 %. Los escenarios que sugieren el apalancamiento climático y la aplicación del AM 027 son mayores al mínimo impuesto por el SENPLADES.

## 5.2. RECOMENDACIONES

- En la licitación para la adquisición de los equipos debe premiarse con puntos al oferente que presente la máxima eficiencia en la turbinas de vapor de agua y vapor de i- butano
- Varios elementos del sistema puedan ser construidos en el país

- Al llevarse a cabo el proyecto con el ORC con el i- butano, debe tomarse en cuenta todo lo prescrito en la norma de seguridad contra explosiones e incendios
- Para los dos ciclos los elementos de los sistemas deben estar contruidos de acuerdo a las normas de recipientes a presión
- En el estudio para el caso en campo es necesario medir los flujos y la presión de los GE y su calidad y el flujo del agua para enfriar el motor
- Además es necesario conocer cuál es la mezcla estequiométrica real para la combustión en el motor
- Debería pensarse en el aprovechamiento del calor residual despedido en los lubricantes
- El calor residual del ORC puede aprovecharse para el abastecimiento de calor o frío en procesos
- Generar una simulación por medio de programas como Termoflow o HySys

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] BP, «BP,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.bp.com>.
- [2] EIA, «Annual Energy Outlook 2013,» Abril 2013. [En línea]. Available: <http://www.eia.gov>.
- [3] WEC, «World Energy Scenarios - Composing energy futures to 2050,» 2013. [En línea]. Available: <https://www.worldenergy.org>.
- [4] CONELEC, «Plan Maestro de Electrificación 2013 - 2022, Estudio y gestión de la demanda eléctrica,» 2012.
- [5] INER, «Informe de resultados Planta Quevedo II,» Quito, 2016.
- [6] SAENA, „Technologien der Abwärmenutzung,“ Dresden, 2012.
- [7] CELEC, «Termoeléctrica Quevedo II,» 2016. [En línea]. Available: <https://www.celec.gob.ec/termopichincha/index.php/generacion/quevedo-ii>.
- [8] G. Guerrón, «Informe técnico de producción energética en base a la recuperación de calor residual de los gases de escape de combustión,» INER, Quito, 2015.
- [9] Hyundai, «Datos técnicos motores Hyundai 9H21/32,» 2015. [En línea]. Available: <http://engine.od.ua/ufiles/Himsen-StationaryDG-Catalog.pdf>.
- [10] Cengel Y., Boles M., «Termodinámica,» 2011, p. 428.
- [11] Simon Hirzel, Benjamin Sontag und Dr.-Ing Clemens Rhode, „Kurzstudie Industrielle Abwärmenutzung pdf,“ Karlsruhe, 2013.
- [12] S. Wolf, J. Lambauer, M. Blesl, U. Fahl y A. Voß, «Industrial heat pumps in Germany: Potentials, technological development and market barriers,» Arnheim, Niederlande, Summer Study on Energy Efficiency in Industry, 2012,

p. 543–550.

- [13] F. Vélez, J. J. Segovia, M. C. Martín, G. Antolín, F. Chejne y A. Quijano, «A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, pp. 4175-4189.
- [14] T. Hung, S. Wang, C. Kuo, B. Pei y K. Tsai, «A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources,» de *Energy*, 2010, pp. 1403-1411.
- [15] C. Vetter, «Thermodynamische Auslegung und transiente Simulation eines überkritischen Organic Rankine Cycles für einen leistungsoptimierten Betrieb,» KIT Karlsruhe Institute of Technology, Karlsruhe, 2014.
- [16] J. Larjola, «Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC),» de *International Journal of Production Economics*, 1995, pp. 227-235.
- [17] H. Chen, D. Y. Goswami y E. K. Stefanakos, «A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, pp. 3059- 3067.
- [18] J. Bao y L. Zhao, «A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, pp. 325- 342.
- [19] V. Maizza y A. Maizza, «Working Fluids In Non-Steady Flows For Waste Energy Recovery Systems,» de *Applied Thermal Engineering Vol. 16*, 1996, pp. 579- 590.
- [20] F. Heberle, A. Obermeier y D. Brüggemann, «Mögliche Emissionen bei der Strom-und Wärmeerzeugung aus Geothermie durch den Einsatz von F-Gasen im Energiewandlungsprozess mittels ORC,» Bayreuth, Dessau-

Roßlau, 2012.

- [21] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis y G. Papadakis, «Low grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications,» de *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, p. 3963 – 3979.
- [22] U. D. o. E. DOE, «Waste Heat Recovery: Technology,» 2008.
- [23] S. L. d. Physik, «Seebeck-Effekt,» 1998. [En línea]. Available: <http://www.spektrum.de/>.
- [24] T. Hendricks y W. T. Choate, «Engineering Scoping Study of Thermoelectric Generator Systems for Industrial Waste Heat Recovery,» U.S. Department of Energy (U.S. DOE), 2006.
- [25] M. Wietschel, M. Arens, C. Dötsch, S. Herkel, W. Krewitt, P. Markewitz y D. Möst, «Energietechnologien 2050 – Schwerpunkte für Forschung,» ISI-Schriftenreihe "Innovationspotenziale", Stuttgart, 2010.
- [26] I. Tjards, «Stromerzeugung\_durch\_Thermophotovoltaik,» Researchgate, East Frisia, 2016.
- [27] Z. Utlu y U. Parali, «Investigation of the potential of thermophotovoltaic heat recovery for the Turkish industrial sector,» de *Energy Conversion and Management*, 74, 2013, pp. 308 - 322.
- [28] Hans-Martin Henning, «BINE,» 2009. [En línea]. Available: <http://www.bine.info>.
- [29] A. Mosquera, «Recuperación de calor residual en termoeléctrica de Guangopolo,» Quito, 2016.
- [30] UniMagdeburg, «Zusammensetzung des Verbrennungsgases,» Uni Magdeburg, Magdeburg, 2010.

- [31] N. humidity, «Surface meteorology and Solar Energy - NASA,» 2004. [En línea]. Available: <https://eosweb.larc.nasa.gov>. [Último acceso: 16 05 2017].
- [32] NASA\_Temperature, «Surface meteorology and Solar Energy - NASA,» 1983-2005. [En línea]. Available: <https://eosweb.larc.nasa.gov>. [Último acceso: 16 05 2017].
- [33] INHAMI, «Anuario meorológico 2011,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.serviciometeorologico.gob.ec/wp-content/uploads/anuarios/meteorologicos/Am%202011.pdf>. [Último acceso: 16 05 2017].
- [34] D. g. Unfallversicherung, «Deutsche gesetzliche Unfallversicherung,» [En línea]. Available: [http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis\\_de/000000.xml?f=templates&fn=default.htm&vid=gestisdeu:sdbdeu](http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/000000.xml?f=templates&fn=default.htm&vid=gestisdeu:sdbdeu). [Último acceso: 29 05 2017].
- [35] TUDresden, *Verbrennungsrechnung*, Dresdem: TU Dresden, 2016.
- [36] V. A. W. Dr.-Ing. Hans-Georg Nitzke, *IVK, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2012.
- [37] A. Schweizer, «Schweizer-fn,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.schweizer-fn.de>.
- [38] E. Propia, Artist, [Art]. 2016.
- [39] «Schwefelsäuretaupunkt,» 27 06 2016. [En línea]. Available: <http://www.chemie.de>.
- [40] J. Reiff, «Vergleichende und bewertende Betrachtung ausgewählter Arbeitsmittel für den ORC-Prozess in geothermischen Kraftwerken für Bayern,» Hochschule für Angewandte Wissenschaften Amberg- Weiden, Amberg- Weiden, 2015.



- [41] ASHRAE, «Thermophysical properties of refrigerants,» de *ASHRAE Handbook—Fundamentals*, 2009, pp. Chapter 30, 30.37.
- [42] V. Sperlich, «CR-Prozess\_T-s-Diagramm.jpg,» 2015.
- [43] N. Hannoschöck, «Researchgate,» 30 06 2016. [En línea]. Available: [https://www.researchgate.net/post/What\\_is\\_the\\_average\\_efficiency\\_of\\_gas\\_water\\_heat\\_exchanger](https://www.researchgate.net/post/What_is_the_average_efficiency_of_gas_water_heat_exchanger). [Último acceso: 18 05 2017].
- [44] D. R. Paschotta, «Energie lexikon,» 22 02 2017. [En línea]. Available: <https://www.energie-lexikon.info/waermeuebertrager.html>. [Último acceso: 01 06 2017].
- [45] K. Avila, «Warwick,» [En línea]. Available: [http://homepages.warwick.ac.uk/~masax/Research/critical\\_point\\_pipe\\_flow/critical\\_point\\_pipe\\_flow.html](http://homepages.warwick.ac.uk/~masax/Research/critical_point_pipe_flow/critical_point_pipe_flow.html). [Último acceso: 18 05 2017].
- [46] F. Incropera, Fundamentos de transferencia de calor, Mexico, 1999.
- [47] W. E. GmbH. [En línea]. Available: <http://www.stroemungsberechnen.de/rohrreibungsverluste/>. [Último acceso: 31 05 2017].
- [48] F. T. Touceda, «ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE,» UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI, ISBN: 978-84-690-7588-3, 2006.
- [49] H. Oertel Jr. y M. Böhle, Strömungsmechanik, Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn, 2004.
- [50] J. F. C. Toro, «Universidad de Sevilla,» Septiembre 2016. [En línea]. Available: [http://www.esi2.us.es/~jfc/Descargas/TC/Coleccion\\_tablas\\_graficas\\_TC.pdf](http://www.esi2.us.es/~jfc/Descargas/TC/Coleccion_tablas_graficas_TC.pdf). [Último acceso: 07 06 2017].

- [51] S. H. M. B. D. D. Moran M., Introduction to Thermal Systems Engineering Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [52] Masusaecuador, Guayaquil:  
<http://www.masusaecuador.com/portfolio/ftp0016.html>, 2017.
- [53] «<https://www.slideshare.net/stopgabo/tabla-schedule>,» [En línea]. Available: [vemacero.com](http://vemacero.com). [Último acceso: 31 05 2017].
- [54] M. rechner, <https://www.setuptranslator.com/einheiten-rechner.php?typ=druck>.
- [55] J. B. & R. E. D. E. T. Jones, «Massengineers,» [En línea]. Available: [http://www.massengineers.com/Documents/isentropic\\_efficiency.htm](http://www.massengineers.com/Documents/isentropic_efficiency.htm). [Último acceso: 01 06 2017].
- [56] EES, «Engineering Equation Solver, versión estudiantil,» 2012.
- [57] B. Wilcox, Steam, 2014.
- [58] P. I. M. A. G. G., «UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL FRANCISCO DE MIRANDA,» [En línea]. Available: <https://operacionesunitarias1.files.wordpress.com/2011/07/disec3b1o-de-un-intercambiador-de-calor.pdf>. [Último acceso: 08 06 2017].
- [59] M. R. Beychok, «Engineering tips,» [En línea]. Available: <http://www.eng-tips.com/faqs.cfm?fid=1153>. [Último acceso: 13 06 2017].
- [60] «Calculator edge,» [En línea]. Available: <http://www.calculatoredge.com/calc/brown.htm>. [Último acceso: 13 06 2017].
- [61] WLW, «Wer Liefert Was?,» 10 06 2016. [En línea]. Available: [www.wlw.de](http://www.wlw.de).
- [62] «International Energy Agency,» 27 06 2016. [En línea]. Available: <http://www.worldenergyoutlook.org>.

- [63] ETHZ, «Kältemittel, GWP,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.ethz.ch>.
- [64] Poel, «Poel-Shop,» 2016. [En línea]. Available: <https://www.poel-shop.de/plattenwaermetauscher/>.
- [65] G. Zilmet Deutschland, «Zilmet,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.zilmet.de>.
- [66] B. Haunreiter, «TCN,» Quito, 2016.
- [67] A. Ministerio del, «AM027,» Ministerio del Ambiente, Quito, 2012.
- [68] SRI, «Exoneraciones, Energía,» SRI, Quito, 2016.
- [69] PetroecuadorEP, «Estructura de precios Julio 2016,» EP PETROECUADOR, Quito, 2016.
- [70] VDI, VDI Wärmeatlas, Springer Verlag , 2002.
- [71] D. González, «Intercambiadores de calor - Diseño Térmico. pdf,» 2016. [En línea]. Available: <http://gecousb.com.ve>.
- [72] F. Diez, Intercambiadores de calor, [En línea]. Available: <http://files.pfernandezdiez.es/CentralesTermicas/PDFs/05CT.pdf>. [Último acceso: 19 05 2017].
- [73] S. o. P. Engineers, «Petro wiki,» 06 07 2015. [En línea]. Available: [http://petrowiki.org/Separator\\_sizing](http://petrowiki.org/Separator_sizing). [Último acceso: 13 06 2017].

## **ANEXOS**



ANEXO 1: Propiedades termodinámicas de R 718

Thermophysical Properties of Refrigerants

30.37

Refrigerant 718 (Water/Steam) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

| Temp., <sup>a</sup><br>°C | Pres-<br>sure, MPa | Density,<br>kg/m <sup>3</sup> |         | Enthalpy,<br>kJ/kg |         | Entropy,<br>kJ/(kg·K) |        | Specific Heat <i>c<sub>p</sub></i> ,<br>kJ/(kg·K) |       | <i>c<sub>p</sub></i> / <i>c<sub>v</sub></i> | Velocity of<br>Sound, m/s |       | Viscosity,<br>μPa·s |       | Thermal Cond.,<br>mW/(m·K) |       | Surface<br>Tension,<br>mN/m | Temp., <sup>b</sup><br>°C |
|---------------------------|--------------------|-------------------------------|---------|--------------------|---------|-----------------------|--------|---------------------------------------------------|-------|---------------------------------------------|---------------------------|-------|---------------------|-------|----------------------------|-------|-----------------------------|---------------------------|
|                           |                    | Liquid                        | Vapor   | Liquid             | Vapor   | Liquid                | Vapor  | Liquid                                            | Vapor |                                             | Liquid                    | Vapor | Liquid              | Vapor | Liquid                     | Vapor |                             |                           |
| 0.01 <sup>b</sup>         | 0.00061            | 999.8                         | 205.990 | 0.00               | 2500.92 | 0.0090                | 9.1555 | 4.220                                             | 1.884 | 1.329                                       | 1402                      | 409.0 | 1791.2              | 9.22  | 561.0                      | 17.07 | 75.65                       | 0.01                      |
| 5                         | 0.00087            | 999.9                         | 147.010 | 21.02              | 2510.06 | 0.0763                | 9.0248 | 4.205                                             | 1.889 | 1.328                                       | 1426                      | 412.6 | 1518.3              | 9.34  | 570.5                      | 17.34 | 74.94                       | 5                         |
| 10                        | 0.00123            | 999.7                         | 106.330 | 42.02              | 2519.21 | 0.1511                | 8.8998 | 4.196                                             | 1.895 | 1.328                                       | 1447                      | 416.2 | 1336.0              | 9.46  | 580.0                      | 17.62 | 74.22                       | 10                        |
| 15                        | 0.00171            | 999.1                         | 77.8750 | 62.98              | 2528.33 | 0.2245                | 8.7803 | 4.189                                             | 1.900 | 1.328                                       | 1466                      | 419.7 | 1137.6              | 9.59  | 589.3                      | 17.92 | 73.49                       | 15                        |
| 20                        | 0.00234            | 998.2                         | 57.7570 | 83.91              | 2537.43 | 0.2965                | 8.6660 | 4.184                                             | 1.906 | 1.327                                       | 1482                      | 423.2 | 1001.6              | 9.73  | 598.4                      | 18.23 | 72.74                       | 20                        |
| 25                        | 0.00317            | 997.0                         | 43.3370 | 104.81             | 2546.53 | 0.3672                | 8.5566 | 4.182                                             | 1.912 | 1.327                                       | 1497                      | 426.6 | 890.1               | 9.87  | 607.2                      | 18.55 | 71.97                       | 25                        |
| 30                        | 0.00425            | 995.6                         | 32.8780 | 125.73             | 2555.55 | 0.4368                | 8.4520 | 4.180                                             | 1.918 | 1.327                                       | 1509                      | 430.0 | 797.4               | 10.01 | 615.5                      | 18.89 | 71.19                       | 30                        |
| 35                        | 0.00563            | 994.0                         | 25.2050 | 146.63             | 2564.55 | 0.5051                | 8.3517 | 4.180                                             | 1.925 | 1.327                                       | 1520                      | 433.4 | 719.3               | 10.16 | 623.3                      | 19.24 | 70.40                       | 35                        |
| 40                        | 0.00738            | 992.2                         | 19.5150 | 167.51             | 2573.51 | 0.5724                | 8.2555 | 4.180                                             | 1.931 | 1.327                                       | 1529                      | 436.7 | 653.0               | 10.31 | 630.6                      | 19.60 | 69.60                       | 40                        |
| 45                        | 0.00959            | 990.2                         | 15.2520 | 188.43             | 2582.43 | 0.6386                | 8.1633 | 4.180                                             | 1.939 | 1.327                                       | 1536                      | 440.0 | 596.1               | 10.46 | 637.3                      | 19.97 | 68.78                       | 45                        |
| 50                        | 0.01235            | 988.0                         | 12.0270 | 209.34             | 2591.29 | 0.7038                | 8.0748 | 4.182                                             | 1.947 | 1.328                                       | 1542                      | 443.2 | 546.8               | 10.62 | 643.6                      | 20.36 | 67.94                       | 50                        |
| 55                        | 0.01576            | 985.7                         | 9.5643  | 230.26             | 2600.09 | 0.7680                | 7.9898 | 4.183                                             | 1.955 | 1.328                                       | 1547                      | 446.4 | 504.0               | 10.77 | 649.2                      | 20.77 | 67.10                       | 55                        |
| 60                        | 0.01995            | 983.2                         | 7.6672  | 251.18             | 2608.83 | 0.8313                | 7.9081 | 4.185                                             | 1.965 | 1.328                                       | 1551                      | 449.5 | 466.4               | 10.93 | 654.3                      | 21.19 | 66.24                       | 60                        |
| 65                        | 0.02504            | 980.5                         | 6.1935  | 272.12             | 2617.50 | 0.8937                | 7.8296 | 4.187                                             | 1.975 | 1.329                                       | 1553                      | 452.6 | 433.2               | 11.10 | 659.0                      | 21.62 | 65.37                       | 65                        |
| 70                        | 0.03120            | 977.7                         | 5.0795  | 293.07             | 2626.10 | 0.9551                | 7.7540 | 4.190                                             | 1.986 | 1.330                                       | 1555                      | 455.6 | 403.9               | 11.26 | 663.1                      | 22.07 | 64.48                       | 70                        |
| 75                        | 0.03860            | 974.8                         | 4.1289  | 314.03             | 2634.60 | 1.0158                | 7.6812 | 4.193                                             | 1.999 | 1.331                                       | 1555                      | 458.5 | 377.7               | 11.43 | 666.8                      | 22.53 | 63.58                       | 75                        |
| 80                        | 0.04741            | 971.8                         | 3.4052  | 335.01             | 2643.02 | 1.0756                | 7.6111 | 4.197                                             | 2.012 | 1.332                                       | 1554                      | 461.4 | 354.3               | 11.59 | 670.0                      | 23.01 | 62.67                       | 80                        |
| 85                        | 0.05787            | 968.6                         | 2.8258  | 356.01             | 2651.33 | 1.1346                | 7.5434 | 4.201                                             | 2.027 | 1.333                                       | 1553                      | 464.2 | 333.3               | 11.76 | 672.8                      | 23.51 | 61.75                       | 85                        |
| 90                        | 0.07018            | 965.3                         | 2.3591  | 377.04             | 2659.53 | 1.1929                | 7.4781 | 4.205                                             | 2.043 | 1.334                                       | 1550                      | 466.9 | 314.4               | 11.93 | 675.3                      | 24.02 | 60.82                       | 90                        |
| 95                        | 0.08461            | 961.9                         | 1.9806  | 398.09             | 2667.61 | 1.2504                | 7.4151 | 4.210                                             | 2.061 | 1.335                                       | 1547                      | 469.6 | 297.3               | 12.10 | 677.3                      | 24.55 | 59.87                       | 95                        |
| 99.97 <sup>b</sup>        | 0.10131            | 958.4                         | 1.6732  | 419.06             | 2675.51 | 1.3069                | 7.3544 | 4.216                                             | 2.080 | 1.337                                       | 1543                      | 472.2 | 281.8               | 12.27 | 679.1                      | 25.09 | 58.92                       | 99.97                     |
| 100                       | 0.10142            | 958.3                         | 1.6718  | 419.17             | 2675.57 | 1.3072                | 7.3541 | 4.216                                             | 2.080 | 1.337                                       | 1543                      | 472.2 | 281.7               | 12.27 | 679.1                      | 25.10 | 58.91                       | 100                       |
| 105                       | 0.12090            | 954.7                         | 1.4184  | 440.27             | 2683.39 | 1.3633                | 7.2952 | 4.222                                             | 2.101 | 1.339                                       | 1538                      | 474.7 | 267.6               | 12.44 | 680.5                      | 25.66 | 57.94                       | 105                       |
| 110                       | 0.14338            | 950.9                         | 1.2093  | 461.42             | 2691.06 | 1.4188                | 7.2381 | 4.228                                             | 2.124 | 1.341                                       | 1533                      | 477.1 | 254.7               | 12.61 | 681.7                      | 26.24 | 56.96                       | 110                       |
| 115                       | 0.16918            | 947.1                         | 1.0358  | 482.59             | 2698.58 | 1.4737                | 7.1828 | 4.236                                             | 2.150 | 1.343                                       | 1527                      | 479.5 | 242.9               | 12.78 | 682.6                      | 26.85 | 55.97                       | 115                       |
| 120                       | 0.19867            | 943.1                         | 0.89121 | 503.81             | 2705.93 | 1.5279                | 7.1291 | 4.244                                             | 2.177 | 1.346                                       | 1520                      | 481.7 | 232.1               | 12.96 | 683.2                      | 27.47 | 54.97                       | 120                       |
| 125                       | 0.23224            | 939.0                         | 0.77903 | 525.07             | 2713.10 | 1.5816                | 7.0770 | 4.252                                             | 2.207 | 1.349                                       | 1512                      | 483.9 | 222.1               | 13.13 | 683.6                      | 28.11 | 53.96                       | 125                       |
| 130                       | 0.27028            | 934.8                         | 0.68800 | 546.38             | 2720.08 | 1.6346                | 7.0264 | 4.261                                             | 2.239 | 1.352                                       | 1504                      | 486.0 | 212.9               | 13.30 | 683.7                      | 28.76 | 52.93                       | 130                       |
| 135                       | 0.31323            | 930.5                         | 0.58173 | 567.74             | 2726.87 | 1.6872                | 6.9772 | 4.272                                             | 2.274 | 1.355                                       | 1496                      | 487.9 | 204.4               | 13.47 | 683.6                      | 29.44 | 51.90                       | 135                       |
| 140                       | 0.36154            | 926.1                         | 0.50845 | 589.16             | 2733.44 | 1.7392                | 6.9293 | 4.287                                             | 2.311 | 1.359                                       | 1486                      | 489.8 | 196.5               | 13.65 | 683.3                      | 30.14 | 50.86                       | 140                       |
| 145                       | 0.41568            | 921.6                         | 0.44596 | 610.64             | 2739.80 | 1.7907                | 6.8826 | 4.294                                             | 2.351 | 1.363                                       | 1476                      | 491.6 | 189.2               | 13.82 | 682.8                      | 30.86 | 49.80                       | 145                       |
| 150                       | 0.47616            | 917.0                         | 0.39345 | 632.18             | 2745.93 | 1.8418                | 6.8371 | 4.307                                             | 2.394 | 1.368                                       | 1466                      | 493.3 | 182.5               | 13.99 | 682.0                      | 31.60 | 48.74                       | 150                       |
| 155                       | 0.54350            | 912.3                         | 0.34646 | 653.79             | 2751.81 | 1.8924                | 6.7926 | 4.321                                             | 2.440 | 1.373                                       | 1455                      | 494.8 | 176.1               | 14.16 | 681.1                      | 32.35 | 47.67                       | 155                       |
| 160                       | 0.61823            | 907.4                         | 0.30678 | 675.47             | 2757.44 | 1.9426                | 6.7491 | 4.335                                             | 2.488 | 1.379                                       | 1443                      | 496.3 | 170.2               | 14.34 | 680.0                      | 33.13 | 46.59                       | 160                       |
| 165                       | 0.70093            | 902.5                         | 0.27343 | 697.24             | 2762.81 | 1.9923                | 6.7066 | 4.351                                             | 2.540 | 1.385                                       | 1431                      | 497.6 | 164.7               | 14.51 | 678.6                      | 33.93 | 45.50                       | 165                       |
| 170                       | 0.79219            | 897.5                         | 0.24259 | 719.08             | 2767.90 | 2.0417                | 6.6650 | 4.368                                             | 2.594 | 1.392                                       | 1419                      | 498.9 | 159.6               | 14.68 | 677.0                      | 34.75 | 44.41                       | 170                       |
| 175                       | 0.89260            | 892.3                         | 0.21658 | 741.02             | 2772.71 | 2.0906                | 6.6241 | 4.386                                             | 2.652 | 1.399                                       | 1405                      | 500.0 | 154.7               | 14.85 | 675.3                      | 35.59 | 43.30                       | 175                       |
| 180                       | 1.00280            | 887.0                         | 0.19384 | 763.05             | 2777.21 | 2.1392                | 6.5840 | 4.405                                             | 2.713 | 1.407                                       | 1392                      | 501.0 | 150.1               | 15.03 | 673.3                      | 36.45 | 42.19                       | 180                       |
| 185                       | 1.12350            | 881.6                         | 0.17390 | 785.19             | 2781.41 | 2.1875                | 6.5447 | 4.425                                             | 2.777 | 1.416                                       | 1378                      | 501.9 | 145.8               | 15.20 | 671.1                      | 37.31 | 41.07                       | 185                       |
| 190                       | 1.25520            | 876.1                         | 0.15636 | 807.43             | 2785.28 | 2.2355                | 6.5059 | 4.447                                             | 2.844 | 1.425                                       | 1363                      | 502.7 | 141.8               | 15.37 | 668.8                      | 38.24 | 39.95                       | 190                       |
| 195                       | 1.39880            | 870.4                         | 0.14089 | 829.79             | 2788.82 | 2.2832                | 6.4678 | 4.471                                             | 2.915 | 1.436                                       | 1348                      | 503.4 | 137.9               | 15.54 | 666.1                      | 39.16 | 38.81                       | 195                       |
| 200                       | 1.55490            | 864.7                         | 0.12721 | 852.27             | 2792.01 | 2.3305                | 6.4302 | 4.496                                             | 2.990 | 1.447                                       | 1332                      | 503.9 | 134.1               | 15.71 | 663.3                      | 40.11 | 37.67                       | 200                       |
| 205                       | 1.72430            | 858.8                         | 0.11508 | 874.88             | 2794.83 | 2.3777                | 6.3930 | 4.523                                             | 3.068 | 1.459                                       | 1316                      | 504.3 | 130.9               | 15.89 | 660.3                      | 41.09 | 36.53                       | 205                       |
| 210                       | 1.90770            | 852.7                         | 0.10429 | 897.63             | 2797.27 | 2.4245                | 6.3563 | 4.551                                             | 3.150 | 1.472                                       | 1299                      | 504.6 | 127.6               | 16.06 | 657.0                      | 42.09 | 35.38                       | 210                       |
| 215                       | 2.10580            | 846.5                         | 0.09468 | 920.53             | 2799.32 | 2.4712                | 6.3200 | 4.582                                             | 3.237 | 1.486                                       | 1282                      | 504.8 | 124.5               | 16.24 | 653.4                      | 43.11 | 34.21                       | 215                       |
| 220                       | 2.31960            | 840.2                         | 0.08609 | 943.58             | 2800.95 | 2.5177                | 6.2840 | 4.615                                             | 3.329 | 1.501                                       | 1264                      | 504.8 | 121.5               | 16.41 | 649.7                      | 44.17 | 33.07                       | 220                       |
| 225                       | 2.54970            | 833.7                         | 0.07840 | 966.80             | 2802.15 | 2.5640                | 6.2483 | 4.650                                             | 3.426 | 1.518                                       | 1246                      | 504.6 | 118.7               | 16.59 | 645.6                      | 45.26 | 31.90                       | 225                       |
| 230                       | 2.79710            | 827.1                         | 0.07150 | 990.19             | 2802.90 | 2.6101                | 6.2128 | 4.688                                             | 3.528 | 1.536                                       | 1228                      | 504.4 | 116.0               | 16.76 | 641.3                      | 46.38 | 30.74                       | 230                       |
| 235                       | 3.06250            | 820.3                         | 0.06530 | 1013.77            | 2803.17 | 2.6561                | 6.1775 | 4.728                                             | 3.638 | 1.556                                       | 1209                      | 503.9 | 113.4               | 16.94 | 636.7                      | 47.53 | 29.57                       | 235                       |
| 240                       | 3.34690            | 813.4                         | 0.05970 | 1037.55            | 2802.96 | 2.7020                | 6.1423 | 4.772                                             | 3.754 | 1.578                                       | 1189                      | 503.3 | 110.9               | 17.12 | 631.8                      | 48.73 | 28.39                       | 240                       |
| 245                       | 3.65120            | 806.2                         | 0.05465 | 1061.55            | 2802.22 | 2.7478                | 6.1072 | 4.819                                             | 3.878 | 1.601                                       | 1169                      | 502.6 | 108.4               | 17.31 | 626.7                      | 49.97 | 27.22                       | 245                       |
| 250                       | 3.97620            | 798.9                         | 0.05008 | 1085.77            | 2800.93 | 2.7935                | 6.0721 | 4.870                                             | 4.011 | 1.627                                       | 1148                      | 501.6 | 106.1               | 17.49 | 621.2                      | 51.26 | 26.04                       | 250                       |
| 255                       | 4.32290            | 791.4                         | 0.04594 | 1110.23            | 2799.07 | 2.8392                | 6.0369 | 4.925                                             | 4.153 | 1.655                                       | 1127                      | 500.5 | 103.9               | 17.68 | 615.4                      | 52.61 | 24.87                       | 255                       |
| 260                       | 4.69230            | 783.6                         | 0.04217 | 1134.96            | 2796.60 | 2.8846                | 6.0016 | 4.986                                             | 4.308 | 1.686                                       | 1105                      | 499.2 | 101.7               | 17.88 | 609.2                      | 54.01 | 23.65                       | 260                       |
| 265                       | 5.08530            | 775.7                         | 0.03875 | 1159.96            | 2793.49 | 2.9307                | 5.9661 | 5.051                                             | 4.475 | 1.720                                       | 1083                      | 497.7 | 99.6                | 18.07 | 602.8                      | 55.53 | 22.51                       | 265                       |
| 270                       | 5.50300            | 767.5                         | 0.03562 | 1185.27            | 2789.69 | 2.9765                | 5.9304 | 5.123                                             | 4.656 | 1.757                                       | 1060                      | 496.0 | 97.5                | 18.28 | 595.9                      | 57.11 | 21.34                       | 270                       |
| 275                       | 5.94640            | 759.0                         | 0.03277 | 1210.90            | 2785.17 | 3.0224                | 5.8944 | 5.202                                             | 4.855 | 1.798                                       | 1037                      | 494.1 | 95.5                | 18.48 | 588.7                      | 58.80 | 20.16                       | 275                       |
| 280                       | 6.41660            | 750.3                         | 0.03015 | 1236.88            | 2779.87 | 3.0685                | 5.8579 | 5.289                                             | 5.073 | 1.843                                       | 1013                      | 491.9 | 93.5                | 18.70 | 581.1                      | 60.61 | 18.99                       | 280                       |
| 285                       | 6.91470            | 741.3                         | 0.02776 | 1263.25            | 2773.73 | 3.1147                | 5.8209 | 5.385                                             | 5.314 | 1.896                                       | 988                       | 489.5 | 91.6                | 18.92 | 573.2                      | 62.57 | 17.83                       | 285                       |
| 290                       | 7.44180            | 731.9                         |         |                    |         |                       |        |                                                   |       |                                             |                           |       |                     |       |                            |       |                             |                           |



ANEXO 3: Propiedades termodinámicas de R 600 a

Thermophysical Properties of Refrigerants

30.49

Refrigerant 600a (Isobutane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

| Temp., °C           | Pres-sure, MPa | Density, kg/m <sup>3</sup><br>Liquid | Volume, m <sup>3</sup> /kg<br>Vapor | Enthalpy, kJ/kg |        | Entropy, kJ/(kg·K) |        | Specific Heat c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K) |       | c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub><br>Vapor | Velocity of Sound, m/s |       | Viscosity, μPa·s |       | Thermal Cond., mW/(m·K) |       | Surface Tension, mN/m | Temp., °C |
|---------------------|----------------|--------------------------------------|-------------------------------------|-----------------|--------|--------------------|--------|------------------------------------------|-------|-----------------------------------------|------------------------|-------|------------------|-------|-------------------------|-------|-----------------------|-----------|
|                     |                |                                      |                                     | Liquid          | Vapor  | Liquid             | Vapor  | Liquid                                   | Vapor |                                         | Liquid                 | Vapor | Liquid           | Vapor | Liquid                  | Vapor |                       |           |
| -100                | 0.00038        | 683.9                                | 65.234                              | -6.40           | 428.19 | 0.0671             | 2.5770 | 1.878                                    | 1.131 | 1.145                                   | 1558                   | 168.3 | 936.5            | 4.40  | 140.0                   | 6.03  | 25.52                 | -100      |
| -95                 | 0.00062        | 679.1                                | 41.078                              | 3.04            | 433.86 | 0.1208             | 2.5391 | 1.894                                    | 1.151 | 1.143                                   | 1526                   | 179.5 | 837.2            | 4.53  | 138.0                   | 6.39  | 24.88                 | -95       |
| -90                 | 0.00098        | 674.2                                | 26.648                              | 12.53           | 439.62 | 0.1734             | 2.5032 | 1.911                                    | 1.171 | 1.140                                   | 1494                   | 172.6 | 753.2            | 4.65  | 136.0                   | 6.76  | 24.24                 | -90       |
| -85                 | 0.00151        | 669.4                                | 17.764                              | 22.14           | 445.46 | 0.2251             | 2.4750 | 1.927                                    | 1.191 | 1.138                                   | 1462                   | 174.7 | 681.3            | 4.78  | 134.0                   | 7.13  | 23.59                 | -85       |
| -80                 | 0.00227        | 664.5                                | 12.140                              | 31.82           | 451.39 | 0.2759             | 2.4481 | 1.944                                    | 1.212 | 1.136                                   | 1431                   | 176.7 | 619.2            | 4.91  | 131.9                   | 7.50  | 22.96                 | -80       |
| -75                 | 0.00333        | 659.5                                | 8.4874                              | 41.59           | 457.40 | 0.3258             | 2.4242 | 1.961                                    | 1.233 | 1.134                                   | 1400                   | 178.7 | 565.3            | 5.03  | 129.8                   | 7.88  | 22.32                 | -75       |
| -70                 | 0.00478        | 654.6                                | 6.0592                              | 51.44           | 463.48 | 0.3749             | 2.4031 | 1.979                                    | 1.254 | 1.132                                   | 1370                   | 180.6 | 518.1            | 5.16  | 127.7                   | 8.27  | 21.68                 | -70       |
| -65                 | 0.00671        | 649.6                                | 4.4096                              | 61.38           | 469.63 | 0.4232             | 2.3845 | 1.997                                    | 1.276 | 1.130                                   | 1340                   | 182.4 | 476.6            | 5.28  | 125.6                   | 8.67  | 21.05                 | -65       |
| -60                 | 0.00927        | 644.6                                | 3.2667                              | 71.41           | 475.86 | 0.4708             | 2.3683 | 2.015                                    | 1.298 | 1.129                                   | 1309                   | 184.2 | 439.8            | 5.41  | 123.5                   | 9.06  | 20.41                 | -60       |
| -55                 | 0.01258        | 639.5                                | 2.4590                              | 81.54           | 482.14 | 0.5177             | 2.3541 | 2.034                                    | 1.321 | 1.128                                   | 1280                   | 185.9 | 407.0            | 5.53  | 121.3                   | 9.47  | 19.78                 | -55       |
| -50                 | 0.01680        | 634.4                                | 1.8792                              | 91.76           | 488.49 | 0.5640             | 2.3419 | 2.054                                    | 1.344 | 1.126                                   | 1250                   | 187.5 | 377.6            | 5.65  | 119.2                   | 9.88  | 19.16                 | -50       |
| -45                 | 0.02211        | 629.3                                | 1.4361                              | 102.09          | 494.89 | 0.6098             | 2.3315 | 2.074                                    | 1.368 | 1.126                                   | 1220                   | 189.0 | 351.2            | 5.78  | 117.1                   | 10.29 | 18.53                 | -45       |
| -40                 | 0.02870        | 624.1                                | 1.1427                              | 112.51          | 501.35 | 0.6549             | 2.3227 | 2.094                                    | 1.393 | 1.125                                   | 1191                   | 190.4 | 327.4            | 5.90  | 115.0                   | 10.71 | 17.91                 | -40       |
| -35                 | 0.03680        | 618.9                                | 0.90737                             | 123.04          | 507.85 | 0.6995             | 2.3154 | 2.115                                    | 1.418 | 1.125                                   | 1162                   | 191.8 | 305.8            | 6.02  | 112.9                   | 11.14 | 17.29                 | -35       |
| -30                 | 0.04662        | 613.6                                | 0.72835                             | 133.68          | 514.40 | 0.7437             | 2.3095 | 2.137                                    | 1.444 | 1.125                                   | 1133                   | 193.0 | 286.2            | 6.14  | 110.8                   | 11.57 | 16.67                 | -30       |
| -25                 | 0.05843        | 608.3                                | 0.59662                             | 144.43          | 520.99 | 0.7874             | 2.3048 | 2.159                                    | 1.471 | 1.125                                   | 1104                   | 194.1 | 268.3            | 6.26  | 108.7                   | 12.01 | 16.05                 | -25       |
| -20                 | 0.07248        | 602.9                                | 0.48339                             | 155.30          | 527.61 | 0.8306             | 2.3013 | 2.182                                    | 1.499 | 1.125                                   | 1075                   | 195.1 | 251.9            | 6.38  | 106.6                   | 12.45 | 15.44                 | -20       |
| -15                 | 0.08905        | 597.4                                | 0.39954                             | 166.29          | 534.26 | 0.8735             | 2.2989 | 2.206                                    | 1.527 | 1.126                                   | 1047                   | 196.0 | 236.9            | 6.50  | 104.6                   | 12.90 | 14.83                 | -15       |
| -11.75 <sup>b</sup> | 0.10133        | 593.8                                | 0.35378                             | 173.49          | 538.60 | 0.9012             | 2.2979 | 2.222                                    | 1.547 | 1.126                                   | 1028                   | 196.5 | 227.8            | 6.58  | 103.3                   | 13.20 | 14.44                 | -11.75    |
| -10                 | 0.10845        | 591.9                                | 0.33304                             | 177.40          | 540.93 | 0.9160             | 2.2975 | 2.231                                    | 1.557 | 1.127                                   | 1018                   | 196.8 | 223.1            | 6.62  | 102.6                   | 13.36 | 14.23                 | -10       |
| -5                  | 0.13098        | 586.3                                | 0.27837                             | 188.63          | 547.63 | 0.9582             | 2.2969 | 2.256                                    | 1.587 | 1.128                                   | 990                    | 197.4 | 210.3            | 6.74  | 100.6                   | 13.83 | 13.61                 | -5        |
| 0                   | 0.15696        | 580.6                                | 0.23491                             | 200.00          | 554.34 | 1.0000             | 2.2972 | 2.283                                    | 1.619 | 1.130                                   | 961                    | 197.9 | 198.6            | 6.86  | 98.6                    | 14.30 | 13.03                 | 0         |
| 2                   | 0.16839        | 578.3                                | 0.21989                             | 204.59          | 557.02 | 1.0167             | 2.2975 | 2.293                                    | 1.632 | 1.131                                   | 950                    | 198.0 | 194.1            | 6.91  | 97.9                    | 14.49 | 12.79                 | 2         |
| 4                   | 0.18045        | 576.0                                | 0.20694                             | 209.19          | 559.71 | 1.0333             | 2.2980 | 2.304                                    | 1.645 | 1.132                                   | 939                    | 198.2 | 189.8            | 6.96  | 97.1                    | 14.68 | 12.55                 | 4         |
| 6                   | 0.19316        | 573.6                                | 0.19324                             | 213.82          | 562.40 | 1.0498             | 2.2985 | 2.316                                    | 1.658 | 1.132                                   | 928                    | 198.3 | 185.6            | 7.01  | 96.3                    | 14.88 | 12.32                 | 6         |
| 8                   | 0.20654        | 571.3                                | 0.18140                             | 218.47          | 565.09 | 1.0663             | 2.2992 | 2.327                                    | 1.672 | 1.133                                   | 916                    | 198.3 | 181.5            | 7.06  | 95.5                    | 15.07 | 12.08                 | 8         |
| 10                  | 0.22061        | 568.9                                | 0.17044                             | 223.15          | 567.78 | 1.0828             | 2.3000 | 2.338                                    | 1.686 | 1.135                                   | 905                    | 198.4 | 177.5            | 7.11  | 94.8                    | 15.27 | 11.84                 | 10        |
| 12                  | 0.23541        | 566.5                                | 0.16028                             | 227.85          | 570.47 | 1.0993             | 2.3008 | 2.350                                    | 1.699 | 1.136                                   | 894                    | 198.4 | 173.7            | 7.16  | 94.0                    | 15.47 | 11.61                 | 12        |
| 14                  | 0.25094        | 564.2                                | 0.15086                             | 232.57          | 573.15 | 1.1157             | 2.3018 | 2.362                                    | 1.714 | 1.137                                   | 883                    | 198.4 | 170.0            | 7.21  | 93.3                    | 15.67 | 11.38                 | 14        |
| 16                  | 0.26724        | 561.7                                | 0.14210                             | 237.32          | 575.84 | 1.1320             | 2.3028 | 2.374                                    | 1.728 | 1.138                                   | 871                    | 198.4 | 166.3            | 7.26  | 92.5                    | 15.88 | 11.14                 | 16        |
| 18                  | 0.28432        | 559.3                                | 0.13393                             | 242.09          | 578.52 | 1.1484             | 2.3039 | 2.386                                    | 1.743 | 1.140                                   | 860                    | 198.3 | 162.8            | 7.31  | 91.8                    | 16.08 | 10.91                 | 18        |
| 20                  | 0.30222        | 556.9                                | 0.12637                             | 246.88          | 581.21 | 1.1647             | 2.3051 | 2.398                                    | 1.757 | 1.141                                   | 849                    | 198.2 | 159.3            | 7.37  | 91.1                    | 16.29 | 10.68                 | 20        |
| 22                  | 0.32095        | 554.4                                | 0.11930                             | 251.70          | 583.89 | 1.1810             | 2.3064 | 2.411                                    | 1.772 | 1.143                                   | 838                    | 198.1 | 156.0            | 7.42  | 90.3                    | 16.50 | 10.45                 | 22        |
| 24                  | 0.34054        | 551.9                                | 0.11271                             | 256.55          | 586.56 | 1.1972             | 2.3078 | 2.424                                    | 1.788 | 1.144                                   | 826                    | 198.0 | 152.7            | 7.47  | 89.6                    | 16.72 | 10.22                 | 24        |
| 26                  | 0.36102        | 549.4                                | 0.10655                             | 261.42          | 589.24 | 1.2134             | 2.3093 | 2.437                                    | 1.803 | 1.146                                   | 815                    | 197.8 | 149.5            | 7.52  | 88.9                    | 16.93 | 9.99                  | 26        |
| 28                  | 0.38240        | 546.9                                | 0.10080                             | 266.32          | 591.91 | 1.2296             | 2.3108 | 2.450                                    | 1.819 | 1.148                                   | 804                    | 197.6 | 146.5            | 7.58  | 88.2                    | 17.15 | 9.76                  | 28        |
| 30                  | 0.40472        | 544.3                                | 0.09542                             | 271.24          | 594.57 | 1.2458             | 2.3123 | 2.463                                    | 1.835 | 1.150                                   | 793                    | 197.4 | 143.4            | 7.63  | 87.5                    | 17.37 | 9.53                  | 30        |
| 32                  | 0.42800        | 541.7                                | 0.09038                             | 276.19          | 597.23 | 1.2619             | 2.3140 | 2.477                                    | 1.852 | 1.152                                   | 781                    | 197.1 | 140.5            | 7.69  | 86.8                    | 17.59 | 9.31                  | 32        |
| 34                  | 0.45226        | 539.1                                | 0.08556                             | 281.17          | 599.88 | 1.2780             | 2.3157 | 2.491                                    | 1.869 | 1.154                                   | 770                    | 196.8 | 137.6            | 7.74  | 86.1                    | 17.82 | 9.08                  | 34        |
| 36                  | 0.47753        | 536.5                                | 0.08124                             | 286.18          | 602.53 | 1.2941             | 2.3174 | 2.505                                    | 1.886 | 1.157                                   | 759                    | 196.5 | 134.8            | 7.80  | 85.4                    | 18.05 | 8.86                  | 36        |
| 38                  | 0.50384        | 533.9                                | 0.07708                             | 291.22          | 605.17 | 1.3102             | 2.3192 | 2.520                                    | 1.903 | 1.159                                   | 747                    | 196.2 | 132.1            | 7.85  | 84.7                    | 18.29 | 8.63                  | 38        |
| 40                  | 0.53121        | 531.2                                | 0.07317                             | 296.28          | 607.80 | 1.3263             | 2.3211 | 2.535                                    | 1.921 | 1.162                                   | 736                    | 195.8 | 129.4            | 7.91  | 84.1                    | 18.52 | 8.41                  | 40        |
| 42                  | 0.55966        | 528.5                                | 0.06950                             | 301.37          | 610.43 | 1.3423             | 2.3230 | 2.550                                    | 1.939 | 1.165                                   | 725                    | 195.3 | 126.8            | 7.97  | 83.4                    | 18.77 | 8.19                  | 42        |
| 44                  | 0.58923        | 525.8                                | 0.06605                             | 306.50          | 613.04 | 1.3583             | 2.3249 | 2.566                                    | 1.958 | 1.168                                   | 714                    | 194.9 | 124.2            | 8.03  | 82.7                    | 19.01 | 7.97                  | 44        |
| 46                  | 0.61995        | 523.0                                | 0.06279                             | 311.65          | 615.65 | 1.3744             | 2.3269 | 2.582                                    | 1.977 | 1.171                                   | 702                    | 194.4 | 121.7            | 8.09  | 82.1                    | 19.26 | 7.75                  | 46        |
| 48                  | 0.65182        | 520.2                                | 0.05973                             | 316.84          | 618.24 | 1.3904             | 2.3289 | 2.598                                    | 1.997 | 1.174                                   | 691                    | 193.9 | 119.3            | 8.15  | 81.4                    | 19.52 | 7.53                  | 48        |
| 50                  | 0.68490        | 517.4                                | 0.05683                             | 322.06          | 620.82 | 1.4064             | 2.3309 | 2.615                                    | 2.017 | 1.178                                   | 680                    | 193.3 | 116.9            | 8.22  | 80.8                    | 19.78 | 7.31                  | 50        |
| 55                  | 0.77299        | 510.2                                | 0.05025                             | 335.25          | 627.22 | 1.4464             | 2.3361 | 2.659                                    | 2.060 | 1.188                                   | 651                    | 191.7 | 111.1            | 8.38  | 79.2                    | 20.45 | 6.78                  | 55        |
| 60                  | 0.86916        | 502.7                                | 0.04459                             | 348.66          | 633.53 | 1.4863             | 2.3414 | 2.706                                    | 2.125 | 1.199                                   | 622                    | 189.9 | 105.6            | 8.56  | 77.6                    | 21.16 | 6.24                  | 60        |
| 65                  | 0.97386        | 495.0                                | 0.03962                             | 362.29          | 639.72 | 1.5263             | 2.3467 | 2.757                                    | 2.186 | 1.213                                   | 593                    | 187.8 | 100.3            | 8.74  | 76.1                    | 21.92 | 5.72                  | 65        |
| 70                  | 1.0875         | 487.0                                | 0.03525                             | 376.17          | 645.77 | 1.5664             | 2.3520 | 2.812                                    | 2.252 | 1.229                                   | 564                    | 185.4 | 95.2             | 8.94  | 74.6                    | 22.72 | 5.21                  | 70        |
| 75                  | 1.2107         | 478.6                                | 0.03140                             | 390.31          | 651.64 | 1.6065             | 2.3572 | 2.874                                    | 2.326 | 1.248                                   | 535                    | 182.7 | 90.4             | 9.16  | 73.2                    | 23.59 | 4.71                  | 75        |
| 80                  | 1.3438         | 469.9                                | 0.02799                             | 404.73          | 657.31 | 1.6469             | 2.3621 | 2.942                                    | 2.400 | 1.272                                   | 505                    | 179.7 | 85.6             | 9.39  | 71.8                    | 24.53 | 4.21                  | 80        |
| 85                  | 1.4874         | 460.7                                | 0.02496                             | 419.46          | 662.73 | 1.6874             | 2.3667 | 3.020                                    | 2.507 | 1.301                                   | 475                    | 176.3 | 81.0             | 9.65  | 70.4                    | 25.56 | 3.73                  | 85        |
| 90                  | 1.6420         | 451.1                                | 0.02226                             | 434.54          | 667.86 | 1.7283             | 2.3708 | 3.110                                    | 2.625 | 1.338                                   | 444                    | 172.6 | 76.6             | 9.95  | 69.1                    | 26.70 | 3.26                  | 90        |
| 95                  | 1.8081         | 440.7                                | 0.01983                             | 450.00          | 672.62 | 1.7696             | 2.3743 | 3.217                                    | 2.769 | 1.385                                   | 413                    | 168.4 | 72.1             | 10.27 | 67.8                    | 27.98 | 2.80                  | 95        |
| 100                 | 1.9865         | 429.6                                | 0.01764                             | 465.90          | 676.94 | 1.8114             | 2.3785 | 3.347                                    | 2.931 | 1.447                                   | 381                    | 163.8 | 67.8             | 10.65 | 66.6                    | 29.44 | 2.36                  | 100       |
| 105                 | 2.1778         | 417.6                                | 0.01565                             | 482.33          | 680.70 | 1.8539             | 2.3785 | 3.513                                    | 3.189 | 1.531                                   | 348                    | 158.7 | 63.4             | 11.09 | 65.4                    | 31.14 | 1.93                  | 105       |
| 110                 | 2.3826         | 404.3                                | 0.01383                             | 499.39          | 683.74 | 1.8974             | 2.3785 | 3.736                                    | 3.517 | 1.690                                   | 313                    | 153.1 | 59.0             | 11.62 | 64.2                    | 33.18 | 1.53                  | 110       |
| 115                 | 2.6019         | 389.4                                | 0.01214                             | 517.26          | 685.81 | 1.9423             | 2.3765 | 4.059                                    | 4.002 | 1.831                                   | 278                    | 146.9 | 54.5             | 12.27 | 63.1                    | 35.72 | 1.14                  | 115       |
| 120                 | 2.8366         | 372.0                                | 0.01056                             | 536.26          | 686.46 | 1.9893             | 2.3714 | 4.585                                    | 4.806 | 2.139                                   | 240                    | 139.9 | 49.8             | 13.09 | 62.2                    | 39.05 | 0.78                  | 120       |
| 125                 |                |                                      |                                     |                 |        |                    |        |                                          |       |                                         |                        |       |                  |       |                         |       |                       |           |



Inaugata N35-37 y Juan Pablo Sanz  
 Edificio Colegio de Economistas 4to Piso  
 Telf: 593-2-3931290  
 RUC: 1768163940001  
 Quito - Ecuador

**INSTITUTO NACIONAL DE EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍAS  
 RENOVABLES**


**INFORME DE RESULTADOS**

**PLANTA QUEVEDO**

**Fecha:** 2016-10-28

**RESULTADOS**

| VARIABLE                                         | RESULTADO |
|--------------------------------------------------|-----------|
| Temperatura de salida de los gases, °C           | 358,89    |
| Temperatura de entrada del agua de radiador °C   | 79,0      |
| Temperatura de salida del agua de radiador °C    | 39,0      |
| Flujo de agua de enfriamiento, m <sup>3</sup> /h | 50,0      |

  
 MSc. Ricardo Narváez  
 Subdirector Técnico (S)







## ANEXO 4: Cálculo económico sin y con apalancamiento climático, sin y con exoneración del IR

|                                                                  | 1          | 2         | 3         | 4         | 5         | 6         | 7         | 8         | 9         | 10        |
|------------------------------------------------------------------|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| <b>PÉRDIDAS Y GANANCIAS</b>                                      |            |           |           |           |           |           |           |           |           |           |
| Años                                                             |            |           |           |           |           |           |           |           |           |           |
| Ventas de energía                                                | 0,00       | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  |
| Ingreso fijo                                                     | 0,00       | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  |
| VCS                                                              | 0,00       | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   |
| Total de ingresos sin VCS                                        | 0,00       | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 |
| Total de ingresos con VCS                                        | 0,00       | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 |
| Costo de Operación y Mantenimiento                               | 0,00       | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   |
| Depreciación planta y equipo                                     | 0,00       | 60100,00  | 60100,00  | 60100,00  | 60100,00  | 60100,00  | 60100,00  | 60100,00  | 60100,00  | 60100,00  |
| Utilidad Antes de Intereses e Impuestos sin VCS                  | 0,00       | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  |
| Utilidad Antes de Intereses e Impuestos con VCS                  | 0,00       | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  |
| Pago de intereses de la deuda                                    | 0,00       | 37863,00  | 31536,38  | 24640,36  | 17123,70  | 8930,54   | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Utilidad antes de impuestos sin VCS                              | 0,00       | 19537,53  | 25864,15  | 32760,17  | 40276,83  | 48469,99  | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  | 57400,53  |
| Utilidad antes de impuestos con VCS                              | 0,00       | 28716,53  | 35043,15  | 41939,16  | 49455,82  | 57648,98  | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  | 66579,53  |
| 15% Empleados sin VCS                                            | 0,15       | 2930,63   | 3879,62   | 4914,03   | 6041,52   | 7270,50   | 8610,08   | 8610,08   | 8610,08   | 8610,08   |
| 15% Empleados con VCS                                            | 0,00       | 4307,48   | 5256,47   | 6290,87   | 7418,37   | 8647,35   | 9986,93   | 9986,93   | 9986,93   | 9986,93   |
| 25% Servicio de Rentas Internas (SRI) sin VCS                    | 0,25       | 4151,73   | 5496,13   | 6961,54   | 8558,83   | 10299,87  | 12197,61  | 12197,61  | 12197,61  | 12197,61  |
| 25% Servicio de Rentas Internas (SRI) con VCS                    | 0,00       | 6102,26   | 7446,67   | 8912,07   | 10509,36  | 12250,41  | 14148,15  | 14148,15  | 14148,15  | 14148,15  |
| Utilidad Neta sin VCS                                            | 0,00       | 12455,18  | 16488,40  | 20884,61  | 25676,48  | 30899,62  | 36592,84  | 36592,84  | 36592,84  | 36592,84  |
| Utilidad Neta con VCS                                            | 0,00       | 18306,78  | 22340,01  | 26736,22  | 31528,09  | 36751,23  | 42444,45  | 42444,45  | 42444,45  | 42444,45  |
| EBITDA sin VCS                                                   | 0,00       | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 |
| EBITDA con VCS                                                   | 0,00       | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 |
| <b>FLUJO DE CAJA DEL PROYECTO</b>                                |            |           |           |           |           |           |           |           |           |           |
| Flujo de caja antes de pago del principal sin VCS                | -601000,00 | 72555,18  | 76588,40  | 80984,61  | 85776,48  | 90999,62  | 96692,84  | 96692,84  | 96692,84  | 96692,84  |
| Flujo de caja antes de pago del principal con VCS                | -601000,00 | 78406,78  | 82440,01  | 86836,22  | 91628,09  | 96851,23  | 102544,45 | 102544,45 | 102544,45 | 102544,45 |
| Flujo de Fondos del Préstamo                                     | -420700,00 | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Intereses                                                        | -37863,00  | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Flujo de caja del préstamo más intereses                         | -458563,00 | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Valor Futuro del Flujo de caja del préstamo e inter              | -458563    | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Pago del principal del préstamo                                  | 0,00       | 70295,80  | 76622,42  | 83518,44  | 91035,10  | 99228,25  | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Saldo en Caja del Inversionista sin VCS                          | -180300,00 | 2259,38   | -34,02    | -2533,83  | -5258,62  | -8228,64  | 96692,84  | 96692,84  | 96692,84  | 96692,84  |
| Saldo en Caja del Inversionista con VCS                          | -180300,00 | 8110,99   | 5817,59   | 3317,78   | 592,99    | -2377,03  | 102544,45 | 102544,45 | 102544,45 | 102544,45 |
| Coefficiente Cobertura Deuda                                     |            |           |           |           |           |           |           |           |           |           |
| Valor presente de los flujos de caja descontados al WACC sin VCS | -180300,00 | 2117,51   | -29,88    | -2085,85  | -4057,08  | -5949,85  | 65525,12  | 61410,60  | 57554,46  | 53940,45  |
| Valor presente de los flujos de caja descontados al WACC con VCS | -180300,00 | 7601,68   | 5109,92   | 2731,21   | 457,50    | -1718,75  | 69490,53  | 65127,02  | 61037,51  | 57204,79  |

ANEXO 5: Cálculo económico aplicando AM 027, sin y con apalancamiento climático, sin y con exoneración del IR

| PÉRDIDAS Y GANANCIAS                                             | 1          | 2         | 3         | 4         | 5         | 6         | 7         | 8         | 9         | 10        |
|------------------------------------------------------------------|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Años                                                             |            |           |           |           |           |           |           |           |           |           |
| Ventas de energía                                                | 0,00       | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  | 97306,64  |
| Ingreso fijo                                                     | 0,00       | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  | 24040,00  |
| VCS                                                              | 0,00       | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   | 9178,99   |
| Total de ingresos sin VCS                                        | 0,00       | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 | 121346,64 |
| Total de ingresos con VCS                                        | 0,00       | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 | 130525,64 |
| Costo de Operación y Mantenimiento                               | 0,00       | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   | 3846,11   |
| Depreciación planta y equipo                                     | 0,00       | 120200,00 | 120200,00 | 120200,00 | 120200,00 | 120200,00 | 120200,00 | 120200,00 | 120200,00 | 120200,00 |
| Utilidad Antes de Intereses e Impuestos sin VCS                  | 0,00       | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  |
| Utilidad Antes de Intereses e Impuestos con VCS                  | 0,00       | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   |
| Pago de intereses de la deuda                                    | 0,00       | 37863,00  | 31536,38  | 24640,36  | 17123,70  | 8930,54   | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Utilidad antes de Impuestos sin VCS                              | 0,00       | -40562,47 | -34235,85 | -27339,83 | -19823,17 | -11630,01 | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  |
| Utilidad antes de Impuestos con VCS                              | 0,00       | -31383,47 | -25056,85 | -18160,84 | -10644,18 | -2451,02  | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   | 6479,53   |
| 15% Empleados sin VCS                                            | 0,15       | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| 15% Empleados con VCS                                            | 0,00       | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 971,93    | 971,93    | 971,93    | 971,93    |
| 25% Servicio de Rentas Internas (SRI) sin VCS                    | 0,25       | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| 25% Servicio de Rentas Internas (SRI) con VCS                    | 0,00       | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 1619,88   | 1619,88   | 1619,88   | 1619,88   |
| Utilidad Neta sin VCS                                            | 0,00       | -40562,47 | -34235,85 | -27339,83 | -19823,17 | -11630,01 | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  | -2699,47  |
| Utilidad Neta con VCS                                            | 0,00       | -31383,47 | -25056,85 | -18160,84 | -10644,18 | -2451,02  | 3887,72   | 3887,72   | 3887,72   | 3887,72   |
| EBITDA sin VCS                                                   | 0,00       | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 |
| EBITDA con VCS                                                   | 0,00       | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 | 126679,53 |
| FLUJO DE CAJA DEL PROYECTO                                       |            |           |           |           |           |           |           |           |           |           |
| Flujo de caja antes de pago del principal sin VCS                | -601000,00 | 79637,53  | 85964,15  | 92860,17  | 100376,83 | 108569,99 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 |
| Flujo de caja antes de pago del principal con VCS                | -601000,00 | 88816,53  | 95143,15  | 102039,16 | 109555,82 | 117748,98 | 124087,72 | 124087,72 | 124087,72 | 124087,72 |
| Flujo de Fondos del Préstamo                                     | -420700,00 | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Intereses                                                        | -37863,00  | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Flujo de caja del préstamo más intereses                         | -458563,00 | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Valor Futuro del Flujo de caja del préstamo e inter              | -458563,00 | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Pago del principal del préstamo                                  | 0,00       | 70295,80  | 76622,42  | 83518,44  | 91035,10  | 99228,25  | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| Saldo en Caja del Inversionista sin VCS                          | -180300,00 | 9341,73   | 9341,73   | 9341,73   | 9341,73   | 9341,73   | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 | 117500,53 |
| Saldo en Caja del Inversionista con VCS                          | -180300,00 | 18520,73  | 18520,73  | 18520,73  | 18520,73  | 18520,73  | 124087,72 | 124087,72 | 124087,72 | 124087,72 |
| Coefficiente Cobertura Deuda                                     |            |           |           |           |           |           |           |           |           |           |
| Valor presente de los flujos de caja descontados al WACC sin VCS | -180300,00 | 8755,14   | 8205,38   | 7690,14   | 7207,25   | 6754,69   | 79625,71  | 74625,78  | 69939,81  | 65548,09  |
| Valor presente de los flujos de caja descontados al WACC con VCS | -180300,00 | 17357,76  | 16267,82  | 15246,31  | 14288,95  | 13391,71  | 84089,60  | 78809,37  | 73860,70  | 69222,78  |