

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA**

**ANÁLISIS ENERGÉTICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL DE UNA HRSG EN LA
CENTRAL DE COGENERACIÓN NO. 1 DE BIOFILM S.A. PLANTA
CARTAGENA**

CARLOS ARTURO BOHORQUEZ MADRID

**CARTAGENA DE INDIAS
AGOSTO DE 2012**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓN**

**ANÁLISIS ENERGÉTICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL DE UNA HRSG EN LA
CENTRAL DE COGENERACIÓN NO. 1 DE BIOFILM S.A. PLANTA
CARTAGENA**

CARLOS ARTURO BOHORQUEZ MADRID

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero
Mecánico.**

DOCENTE:

**BIENVENIDO SARRÍA LÓPEZ
PhD, MSc, ME, Esp., Bch**

**CARTAGENA DE INDIAS
AGOSTO DE 2012**

Cartagena D. T. y C., 10 de Agosto de 2012.

Señores

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica

Comité Evaluador de Trabajos de Grado

Cordial saludo.

Por medio de la presente, me permito someter a su consideración el trabajo de grado titulado "**ANÁLISIS ENERGÉTICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL DE UNA HRSG EN LA CENTRAL DE COGENERACIÓN NO. 1 DE BIOFILM S.A. PLANTA CARTAGENA**", del estudiante CARLOS ARTURO BOHORQUEZ MADRID, para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

Carlos Arturo Bohórquez Madrid

Cartagena D. T. y C., 10 de Agosto 2012.

Señores

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica
Comité Evaluador de Trabajos de Grado

Cordial saludo.

Por medio de la presente, me permito someter a consideración el trabajo de grado con título **“ANÁLISIS ENERGÉTICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL DE UNA HRSG EN LA CENTRAL DE COGENERACIÓN NO. 1 DE BIOFILM S.A. PLANTA CARTAGENA”**, elaborado por el estudiante CARLOS ARTURO BOHORQUEZ MADRID, en el que me desempeño como Director.

Cordialmente.

PhD. Bienvenido Sarría.
Director de trabajo de grado

Nota de aceptación

Firma del Presidente del Jurado

Firma de Jurado

Firma de Jurado

Cartagena de Indias D.T. y C., 10 de Agosto de 2012.

El autor expresa sus agradecimientos a:

A Dios por darme la vida por infundir en mí la comprensión, la inteligencia y la perseverancia, para superar todos los retos.

A mi madre y hermanos por estar siempre a mi lado incondicionalmente, apoyarme y aconsejarme siempre.

A mi tutor PhD, MSc., ME, Esp., Bch. Bienvenido Sarria López por su valiosa ayuda y constantes aportes en la consecución de este trabajo.

A M.E, Luis Fernando Bermúdez Valencia, al M.E, Jhonatan Miranda Miranda, al M.E Alfredo Acosta y al M.E, Esp. Edgardo Torres, por el apoyo brindado durante todas las etapas de elaboración de este trabajo.

A Todas aquellas personas que me apoyaron durante todo mi proceso estudiantil y que con sus consejos hoy puedo alcanzar la meta de ser Ingeniero.

CARLOS ARTURO BOHÓRQUEZ MADRID

Tabla de contenido

| | |
|---|----|
| LISTA DE TABLAS | 1 |
| LISTA DE ECUACIONES | 1 |
| SÍMBOLOS..... | 1 |
| SIGLAS | 1 |
| Cap. 1..... | 2 |
| 1.1. INTRODUCCION | 3 |
| 1.2. OBJETIVO GENERAL | 5 |
| 1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS | 6 |
| 1.4. RESUMEN | 7 |
| 1.5. JUSTIFICACION | 10 |
| Cap. 2..... | 13 |
| 2.1. DEFINICIONES GENERALES..... | 14 |
| 2.2. FUENTES DE ENERGÍAS | 15 |
| 2.2.4 Barreras del uso de energías limpias..... | 26 |
| 2.3. COMBUSTIBLES | 27 |
| 2.4. PANORAMA ENERGÉTICO | 33 |
| 2.2.4 En el Mundo | 33 |
| 2.1. EFICIENCIA ENERGÉTICA..... | 40 |
| 2.2. CENTRALES TÉRMICAS | 41 |
| 2.7 IMPACTOS AMBIENTALES POR LA GENERACIÓN DE POTENCIA | 56 |
| 2.7.1 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD ANALIZADOS..... | 56 |
| 2.7.2 IMPACTO MEDIO AMBIENTALES | 57 |
| 2.7.3 UNIDAD DE MEDIDA DE LOS IMPACTOS MEDIOAMBIENTALES..... | 57 |
| 2.7.4 RESULTADO DEL ESTUDIO. | 58 |
| 2.7.5 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS POR TECNOLOGÍA..... | 59 |
| 2.7.6 EMISION DE CO ₂ EN SUR AMERICA..... | 59 |
| 2.7.7 MERCADO DE CO ₂ EN COLOMBIA. | 61 |
| 2.8 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PLANTA DE BIOFILM S.A..... | 62 |
| Cap. 3..... | 67 |
| 3.1. METODOLOGÍA | 68 |
| 3.2 Diagrama de flujo de la Central de cogeneración N ^o 1 de Biofilm | 69 |
| 3.3 Descripción de las ecuaciones principales que rigen el cómputo térmico de la planta de estudio (central de cogeneración número 1 de la multinacional Biofilm) | 70 |

| | | |
|---------|---|-----|
| 3.3.1 | Calculo del Heat Rate de la Turbina | 71 |
| 3.3.2 | Calculo de la eficiencia térmica de la turbina a gas | 72 |
| 3.3.3 | Eficiencia térmica del consumidor de calor y productor de vapor o HRSG..... | 73 |
| 3.3.4 | Calculo de la eficiencia térmica alcanzada por la Central de cogeneración. | 74 |
| 3.3.5 | Calculo del Heat rate de la Central de cogeneración | 75 |
| 3.3.5.1 | Método directo o de entrada y salida | 75 |
| 3.3.5.2 | Método indirecto o de las pérdidas | 78 |
| 3.3.6 | Metodología de cálculo del flujo y del calor específico de los gases de escape . | 86 |
| 3.3.7 | Calculo del flujo de gases de escape..... | 88 |
| 3.3.8 | Calculo de los parámetros del compresor (Trabajo, eficiencia y temperatura de salida del aire del compresor)..... | 94 |
| 3.3.9 | Coste del combustible. | 98 |
| 3.3.10 | Calculo del impacto ambiental | 98 |
| 3.3.11 | Calculo de la entalpia de vapor y liquido por medio de coeficientes..... | 99 |
| Cap. 4 | | 103 |
| 4.1 | SISTEMA DE CONTROL DE LA CENTRAL DE COGENERACIÓN No. 1 BIOFILM 104 | |
| 4.2 | LASOS DE CONTROL EN LA HRSG | 104 |
| 4.3 | LASOS DE CONTROL EN LA TURBINA | 107 |
| 4.4 | ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LA PLANTA DE COGENERACIÓN No. 1 EN BIOFILM..... | 112 |
| 4.5 | INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN CON LOS QUE CUENTA LA PLANTA DE COGENERACIÓN No. 1 en BIOFILM | 112 |
| 4.6 | INSTRUMENTOS Y MÉTODOS DE MEDICIÓN..... | 113 |
| 4.6.1 | Medición de flujo..... | 113 |
| 4.6.2 | Mediciones de la cantidad de flujo de combustible gaseoso | 113 |
| 4.6.3 | Medición del flujo de agua y vapor..... | 114 |
| 4.6.4 | Ventaja de los tipos de medidores de flujo:..... | 114 |
| 4.6.5 | Medición de la temperatura del agua y del vapor generado..... | 116 |
| 4.6.6 | Medición de la temperatura de los Gases y del Aire | 118 |
| Cap. 5 | | 122 |
| 5.1 | MEDICIONES | 123 |
| 5.2 | CALCULO DEL FLUJO Y CALOR ESPECÍFICO DE LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN | 124 |
| 5.3 | CALCULO DEL CALOR ESPECÍFICO DE LOS GASES DE ESCAPE. | 127 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 5.3.1 | Estimación del coeficiente “ bN ” | 128 |
| 5.3.2 | Estimación del Coeficiente “ CH ” | 130 |
| 5.3.3 | Estimación del coeficiente “ dS ” | 132 |
| 5.3.4 | Calculo del coeficiente “ fA ” | 132 |
| 5.3.5 | Calculo de “ Cp, c ” | 133 |
| 5.3.6 | Resultados de calores específicos..... | 135 |
| 5.4 | CALCULO DE PARÁMETROS TÉRMICOS PRINCIPALES..... | 136 |
| 5.5 | CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA EMPLEANDO EL MÉTODO DE LA ENTRADA Y LA SALIDA..... | 139 |
| 5.5.1 | Estimación de la energía que entra a la caldera. | 141 |
| 5.6 | CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG POR EL MÉTODO DE LAS PERDIDAS..... | 143 |
| 5.6.1 | Perdida por radiación..... | 143 |
| 5.6.2 | Calculo de perdida por Convección. | 145 |
| 5.6.3 | Calculo de la perdida por chimenea..... | 147 |
| 5.6.4 | Calculo de pérdidas por purgas. | 150 |
| 5.7 | CALCULO DE PARÁMETRO DE LA TURBINA. | 153 |
| 5.7.1 | Calculo del Heat Rate de la turbo gas | 153 |
| 5.7.1 | Calculo de la eficiencia de la turbo gas..... | 154 |
| 5.8 | CALCULO DE LOS PARÁMETROS TÉRMICOS DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN. | 154 |
| 5.8.1 | Calculo de la eficiencia de la planta de cogeneración..... | 154 |
| 5.8.2 | Calculo de Heat Rate de la planta de cogeneración. | 155 |
| 5.8.3 | Resultado de cálculo de parámetros de la turbogas y la planta de cogeneración. 156 | |
| 5.9 | CALCULO DE PARÁMETROS DEL COMPRESOR. | 157 |
| 5.9.1 | Calculo de la eficiencia Isentrópica del compresor. | 157 |
| 5.9.2 | Calculo de la temperatura de descarga del compresor. | 158 |
| 5.9.3 | Calculo del trabajo del compresor..... | 159 |
| 5.10 | CALCULO DEL COSTO DEL COMBUSTIBLE..... | 161 |
| 5.11 | CALCULO DEL IMPACTO AMBIENTAL, POR CONSUMO DE COMBUSTIBLE | 163 |
| Cap. 6 | | 169 |
| 6.1 | ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES | 170 |
| 6.3 | ANÁLISIS DE GRAFICAS..... | 171 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 6.4 | GRÁFICOS DE EFICIENCIA DE LA TG EN FUNCIÓN DE LA POTENCIA GENERADA. | 175 |
| 6.5 | GRÁFICOS HEAT RATE TURBOGAS VS POTENCIA GENERADA POR DÍA Y POR HORAS | 177 |
| 6.6 | GRÁFICOS DE EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG EN FUNCIÓN DE LA DEMANDA DE VAPOR. | 180 |
| 6.7 | GRAFICA DE EMISIONES DE CO ₂ EN FUNCIÓN DE LA GENERACIÓN DE POTENCIA | 182 |
| 6.8 | ANÁLISIS DE COSTES DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y TÉRMICA EN LA SENTAR DE COGENERACIÓN POR CONCEPTO DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE. | 183 |
| 6.9 | ANÁLISIS DE EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG APLICANDO EL MÉTODO DIRECTO. | 185 |
| 6.9 | ANÁLISIS DE PERDIDAS DE ENERGÍA EN LA CALDERA HRSG | 187 |
| 6.10 | ANÁLISIS DE EFICIENCIA EMPLEANDO EL MÉTODO INDIRECTO | 190 |
| 6.11 | ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE EL AIRE REQUERIDO PARA REALIZAR LA COMBUSTIÓN EN EL QUEMADOR AUXILIAR DE LA HRSG Y LA CANTIDAD DE AIRE PRESENTE EN LOS GASES DE TG, Y EL COSTE INNECESARIO QUE REPRESENTA UTILIZAR EL VTF..... | 192 |
| 6.11.1 | CONSUMO INNECESARIO DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR EL USO DEL VTF. | 194 |
| 6.12 | ANÁLISIS DE AHORRO QUE SE PUEDE ALCANZAR SI SE REDUCE LA CANTIDAD DE TSD EN EL AGUA DE LA HRSG..... | 196 |
| 6.13 | IDENTIFICACIÓN DE FOCOS DE INEFICIENCIAS Y PROPUESTAS PARA LA MITIGACIÓN DE ESTAS..... | 198 |
| 6.14 | PERDIDAS CONSIDERABLE EN GASES DE ESCAPE..... ¡Error! Marcador no definido. | |
| 6.14 | CONSUMO ELÉCTRICO INNECESARIO EN VTF. ... ¡Error! Marcador no definido. | |
| 6.1 | CONCLUSIONES | 207 |
| | BIBLIOGRAFÍA..... | 209 |
| | ANEXOS | 214 |

LISTA DE IMÁGENES

| | | |
|-----------------|--|----|
| Ilustración 1.1 | Evolución del costo del petróleo de 1999 a 2011. | 10 |
| Ilustración 1.2 | Variación anual de emisiones de dióxido de carbono. | 11 |
| Ilustración 2.3 | Central Hidroeléctrica. | 19 |
| Ilustración 2.4 | Parque eólico. | 20 |

| | |
|--|--------------------------------------|
| Ilustración 2.5 Plantas solares de torre. | 21 |
| Ilustración 2.6 Flujo de carbono en ecosistemas terrestres. | 23 |
| Ilustración 2.7 Fusión nuclear. | 24 |
| Ilustración 2.8 El sol, fuente de energía nuclear. | 25 |
| Ilustración 2.9 Proyección de la producción mundial de petróleo presentada por Hubert en 1997. | 28 |
| Ilustración 2.10 descubrimiento anual de yacimientos de petróleo desde 1930..... | 28 |
| Ilustración 2.11 Proceso de formación del carbón..... | 30 |
| Ilustración 2.12 Consumo mundial del gas natural..... | 32 |
| Ilustración 2.13 Consumo mundial de energía en 2008. | 35 |
| Ilustración 2.14 Producción mundial de potencia en 2008. | 35 |
| Ilustración 2.15 Participación de energía primaria en países sudamericanos. | 36 |
| Ilustración 2.16 Distribución de la potencia instalada y generación en la región CIER. | 37 |
| Ilustración 2.17 Comparativo en Latinoamérica. Contenido de azufre en PPM..... | 38 |
| Ilustración 2.18 Muestra de la evolución en la calidad de la gasolina en Colombia. | 39 |
| Ilustración 2.19 Sistema de cogeneración. | 40 |
| Ilustración 2.20 producción convencional de potencia y vapor. | 41 |
| Ilustración 2.21 Caldera de gran capacidad. | 43 |
| Ilustración 2.22 Caldera de baja capacidad..... | 44 |
| Ilustración 2.23 Ciclo Rankine..... | 46 |
| Ilustración 2.24 Turbina a gas..... | 48 |
| Ilustración 2.25 esquema y diagrama T Vs S Para un ciclo combinado. | 51 |
| Ilustración 2.26 sistema tradicional de Potencia. | 52 |
| Ilustración 2.27 Sistema de Cogeneración con motor y generador. | 52 |
| Ilustración 2.28 Diagrama de flujo de un Sistema de cogeneración..... | 52 |
| Ilustración 2.29 Diagrama de flujo de un sistema convencional de generación eléctrica..... | 52 |
| Ilustración 2.30 Emisiones de CO en sur América. | 60 |
| Ilustración 2.31 Planta cogeneradora N° 2 de Biofilm S.A. | 62 |
| Ilustración 2.32 Esquema del uso y distribución de los principales energéticos que se utilizan y generan en la central 1 | 65 |
| Ilustración 2.33 Uso de la energía eléctrica en la planta según procesos de producción.. | 66 |
| Ilustración 3.1 Esquema representativo de un corte superior a la HRSG 1..... | 76 |
| Ilustración 3.2 Estimación del Calor Perdido por Radiación. | 81 |
| Ilustración 3.3 Estimación del Calor Perdido por Convección. | 83 |
| Ilustración 3.4 Estimación de la eficiencia de la Combustión con gas Natural (Para temperatura de los humos de 100 y 400)..... | ¡Error! Marcador no definido. |
| Ilustración 3.5 Estimación de la eficiencia de la combustión con gas Natural (Para temperatura de los gases de escape de 400 y 1200) | ¡Error! Marcador no definido. |
| Ilustración 3.6 ciclo con turbina a Gas e Isotrópico. | 95 |
| Ilustración 4.1 Lazo de control que vigila la presión del vapor en el cabezal..... | 105 |
| Ilustración 4.2 Lazo de control de combustión en la caldera. | 106 |
| Ilustración 4.3 Lazo de control de nivel de agua..... | 107 |
| Ilustración 4.4 estructura jerárquica del control binario..... | 109 |

| | |
|--|--------------------------------------|
| Ilustración 4.5 Monitoreo de la tempera de los cojinetes..... | 110 |
| Ilustración 4.6 Lazo de control de una Turbogas..... | 111 |
| Ilustración 4.7 dispositivo de tobera y tubo..... | 115 |
| Ilustración 4.8 Tubo Venturi..... | 115 |
| Ilustración 4.9 Tobos Venturi para medir flujo de aire..... | 116 |
| Ilustración 4.10b Medidor de temperatura de resistencia eléctrica empleado un circuito más sofisticado..... | 117 |
| Ilustración 4.10a medidor de temperatura de resistencia eléctrica utilizando un puente Whe..... | 117 |
| Ilustración 4.11 Relación entre la temperatura y la fem que en diversos termopares..... | 118 |
| Ilustración 4.12 magnitud de error observado al medir la temperatura del recinto de la caldera..... | 119 |
| Ilustración 4.13 Termopares..... | 120 |
| Ilustración 5.1 Concentración d componentes de combustible..... | 124 |
| Ilustración 6.1 ciclo de generación de vapor real..... | 170 |
| Ilustración 6.2 Eficiencia de la planta Vs Tiempo (Valores promedio)..... | 172 |
| Ilustración 6.3 Eficiencia planta Vs tiempo (valores Para las 160 muestras realizadas).. | 172 |
| Ilustración 6.4 Eficiencia de la central de Cogeneración Vs potencia generada..... | ¡Error! Marcador no definido. |
| Ilustración 6.5 Eficiencia de la Central de cogeneración Vs Vapor generado..... | 173 |
| Ilustración 6.6 Eficiencia TG Vs Potencia generada por día (Valores promedio)..... | 175 |
| Ilustración 6.7 Eficiencia TG Vs Potencia por hora..... | 175 |
| Ilustración 6.8 HR Turbogas Vs Potencia generada (Valores promedio)..... | 177 |
| Ilustración 6.9 HT Turbogas Vs Potencia Generada..... | 178 |
| Ilustración 6.10 Eficiencia HRSG Vs Vapor generado..... | 180 |
| Ilustración 6.11 Eficiencia HRSG Vs %O En los Gases de escape..... | ¡Error! Marcador no definido. |
| Ilustración 6.12 Producción de CO2 Vs Potencia generada..... | 182 |
| Ilustración 6.13 representación de la proporción de costes de consumo de combustible en los diferentes equipos que conforman la central de cogeneración..... | 184 |
| Ilustración 6.14 Comportamiento de la eficiencia de la HRSF por el método directo para dos turnos durante los 20 día evaluados..... | 186 |
| Ilustración 6.15 diagrama de Pareto para la energía útil y las diferentes perdidas..... | 188 |
| Ilustración 6.16 Eficiencia de la HRSG método indirecto..... | 191 |
| Ilustración 6.17 Ejemplo de un sistema SCADA..... | 201 |
| Ilustración 6.18 Rotámetro metálico para grandes caudales (líquidos, gases y vapor)..... | 202 |
| Ilustración 6.19 Analizador de combustión, gas ambiente y emisiones (IP65, RS485 I FGA II)..... | 203 |
| Ilustración 6.20 Características físicas y monitoreo del analizador..... | 203 |
| Ilustración 6.21 diagrama de la central de cogeneración 1 Biofilm con el regenerador Instalado..... | ¡Error! Marcador no definido. |
| Ilustración 6.22 Intercambiador de calor..... | 205 |
| Ilustración 6.23 Lazo de control de %O2..... | ¡Error! Marcador no definido. |

Ilustración 6.24 Lazo de control de %O₂ cuando se presenta una perturbación brusca en la operación del equipo.**¡Error! Marcador no definido.**

LISTA DE TABLAS

| | |
|---|--------------------------------------|
| Tabla [1] ahorro que se pueden alcanzar si la TG y la HRSG trabajan a su máxima capacidad. | ¡Error! Marcador no definido. |
| Tabla [2] Energía perdida en gases de escape y posibles ahorros. | ¡Error! Marcador no definido. |
| Tabla 2.3 Parámetros nominales del Gas Natural | 64 |
| Tabla 5.1 Resultado del cálculo del calor específico y del flujo de gases de escape..... | 135 |
| Tabla 5.6 Pérdidas en gases de escape (Gases de Turbina y en los gases lado convencional)..... | 148 |
| Tabla 5.7 Valor de la eficiencia de la HRSG por el método directo e indirecto. | 151 |
| Tabla 5.8 Valore de la eficiencia y el Heat Rate de la Turbina y la Planta. | 156 |
| Tabla 5.9 Valores de parámetros del compresor para 5 de los 20 días de trabajo..... | 160 |
| Tabla 5.10 Coste de combustible consumido en la central de cogeneración 1. (Para la generación de electricidad y vapor). | 162 |
| Tabla 5.11 Emisiones de CO2 por Kwh generado en la planta durante el muestreo realizado. | 164 |
| Tabla 6.1 análisis varianza. | ¡Error! Marcador no definido. |
| Tabla 6.2 análisis de varianza..... | 173 |
| Tabla 6.3 Análisis varianza..... | 176 |
| Tabla 6.4 Análisis de varianza. | 178 |
| Tabla 6.5 Análisis de varianza. | 180 |
| Tabla 6.6 Análisis de varianza. | ¡Error! Marcador no definido. |
| Tabla 6.7 Consumo de combustible en la TG y la HRSG, y el coste referente a dicho consumo. | 183 |
| Tabla 6.8 Valores promedio de la eficiencia de la HRSG para los dos turnos evaluados. | 185 |
| Tabla 6.9 Análisis de pérdidas en HRSG en porcentaje..... | 187 |
| Tabla 6.10 Valores promedios para la eficiencia de la HRSG para los dos turnos evaluados. | 190 |
| Tabla 6.11 Influencia del porcentaje de oxígeno en los humos.. | ¡Error! Marcador no definido. |
| Tabla 6.12 ahorro que se pueden alcanzar si la TG y la HRSG trabajan a su máxima capacidad. | ¡Error! Marcador no definido. |
| Tabla 6.13 Energía perdida en gases de escape y posibles ahorros. | ¡Error! Marcador no definido. |

LISTA DE ECUACIONES

| | |
|--|----|
| Ecu. 3.1.Calculo del Heat Rate de la turbina..... | 71 |
| Ecu. 3.2.Calculo del calor total entregado por el combustible al Combustor..... | 71 |
| Ecu. 3.3.Calculo del Calor sensible del combustible..... | 72 |
| Ecu. 3.4.Calculo de la entalpia específica del combustible gaseoso..... | 73 |
| Ecu. 3.5.Calculo de la eficiencia térmica de la turbina a Gas..... | 74 |
| Ecu. 3.6.Calculo de la eficiencia térmica de la HRSG..... | 75 |
| Ecu. 3.7.Calculo de la eficiencia térmica alcanzada por la planta de cogeneración..... | 76 |
| Ecu.3.8.Calculo del Heat Rate de la planta de Cogeneración..... | 76 |
| Ecu.3.9.Calculo de la energía que es aprovechada por la HRSG..... | 77 |
| Ecu.3.10.Calculo de la energía que entra a la HRSG..... | 77 |
| Ecu.3.11.Calculo del consumo de combustible..... | 78 |
| Ecu.3.12.Calculo de la eficiencia de la HRSG por el método de las perdidas..... | 79 |
| Ecu.3.13.Calculo de las pérdidas de calor por radiación..... | 84 |
| Ecu.3.14.Calculo de las pérdidas de calor por convección..... | 85 |
| Ecu.3.15.Calculo de las pérdidas de calor por los gases de escape..... | 85 |
| Ecu.3.16.Calculo de las pérdidas de calor por la presencia de monóxido de carbono en los gases de escape..... | 86 |
| Ecu.3.17.Calculo de las pérdidas de calor en las purgas..... | 88 |
| Ecu.3.18.Calculo del flujo de masa de las purgas..... | 89 |
| Ecu.3.19.Combustión teórica del combustible..... | 90 |
| Ecu.3.20.Combustión real del combustible..... | 90 |
| Ecu.3.21.Calculo del flujo de aire en función de la composición química del combustible y del exceso de aire..... | 90 |
| Ecu.3.22.Calculo del flujo de aire en función de la composición química del combustible y del exceso de aire es igual a 1..... | 90 |
| Ecu.3.23.Calculo del flujo de gases de escape en función de la composición química del combustible y del exceso de aire..... | 91 |
| Ecu.3.24.Calculo del calor específico de los gases de escape..... | 91 |
| Ecu.3.25.Estimación del coeficiente a_C | 92 |
| Ecu.3.26.Estimación del coeficiente a_m | 92 |
| Ecu.3.27.Estimación del coeficiente b_N | 92 |
| Ecu.3.28.Estimación del coeficiente b_{cp} | 93 |
| Ecu.3.29.Estimación del coeficiente b_m | 93 |
| Ecu.3.30.Estimación del coeficiente C_H | 93 |

| | |
|---|----|
| Ecu.3.31.Estimación del coeficiente C_{cp} | 93 |
| Ecu.3.32.Estimación del coeficiente C_m | 93 |
| Ecu.3.33.Calculo del coeficiente f_A | 94 |
| Ecu.3.34.Calculo del coeficiente $C_{(p,A)}$ | 94 |
| Ecu.3.35.Calculo del coeficiente f_m | 94 |
| Ecu.3.36.Calculo del coeficiente $C_{(p,c)}$ | 94 |
| Ecu.3.37.Calculo del trabajo realizado por el Compresor..... | 96 |
| Ecu.3.38.Calculo de la temperatura de salida del aire del compresor..... | 96 |
| Ecu.3.39.Calculo de la eficiencia del compresor..... | 97 |
| Ecu.3.40.Calculo del coeficiente de la eficiencia politripica.an entradas de índice..... | 97 |
| Ecu.3.41.Calculo del coste del combustible..... | 98 |
| Ecu.3.42.Calculo del impacto ambiental..... | 99 |
| Ecu.3.43.Cálculo de la entalpia de Vapor y Líquido por medio de coeficientes..... | 99 |

SÍMBOLOS

| Símbolo | Unidades | Parámetro |
|---------------------------------|-----------------------|---|
| P | Kw | Potencia neta generada |
| $\dot{m}_{comb.}$ | $\frac{lb}{h}$ | Flujo de combustible al combustor |
| HVL | $\frac{Btu}{ft^3}$ | Valor calorífico interior |
| η_{HRSG} | % | Eficiencia térmica de la HRSG |
| $\eta_{pln.Cog}$ | % | Eficiencia térmica alcanzada por la planta |
| $\eta_{Turb.}$ | % | Eficiencia térmica alcanzada por la Turbina |
| $Q_{Plan.Cog}$ | $\frac{KJ}{Kwh}$ | Heat rate de la planta |
| $HR_{Turbina}$ | $\frac{[Btu]}{[Kwh]}$ | Heat rate de la turbina a gas |
| V | $\frac{[ft^3]}{h}$ | Consumo de combustible HRSG |
| \dot{m}_6 | $\frac{[lb]}{h}$ | Flujo de combustible suplementario |
| \dot{m}_9 | $\frac{[lb]}{h}$ | Flujo de vapor generado |
| \dot{m}_{11} | $\frac{[lb]}{h}$ | Flujo de combustible a la entrada del Combustor |
| ρ_{scom} | $\frac{[lb]}{[Nm^3]}$ | Densidad estándar del combustible |
| $\dot{m}_{gases\ Esca.}$ | $\frac{[lb]}{h}$ | Flujo másico de los gases de escape |
| $\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}$ | $\frac{[lb]}{h}$ | Flujo másico de gases estequiometrico |

SIGLAS

| | |
|--------------|--|
| HRSG | Caldera de Recuperación (Heat Recovery Steam Generator). |
| PPBO | Polipropileno Biorientado. |
| OPEC | Organización de Países Exportadores de Petróleo (Organización of the petroleum Exporting Countries). |
| ASME | Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos |
| CIER | Comisión de Integración Energética Regional (participan 10 países de Sudamérica) |
| PV | Photovoltaic (Fotovoltaica) |
| PPCS | Plantas de potencia de concentración solar |
| HCF | Hidrocarburos Fósiles |
| FRE | Fuentes Renovables de Energía |
| ER | Energías Renovables |
| SCADA | Control de Supervisión y Adquisición de Datos |
| MMTM | Millones de Toneladas Métricas |
| GEI | Gases de efecto invernadero |
| BID | Banco Internacional de Desarrollo |
| VTF | Ventilador de Tiro Forzado |
| TG | Turbina a Gas |

Cap. 1

CAPÍTULO 1. PRELIMINARES.

- 1.1. INTRODUCCIÓN
- 1.2. OBJETIVO GENERAL
- 1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS
- 1.4. RESUMEN
- 1.5. JUSTIFICACIÓN

EN ESTE PRIMER CAPÍTULO SE PLANTEA LA PROBLEMÁTICA QUE SE BUSCA SOLUCIONAR EN EL PRESENTE TRABAJO DE GRADO. SE INICIA CON LA INTRODUCCIÓN A LA TEMÁTICA, LUEGO SE PLANTEAN EL GENERAL OBJETIVO A CUMPLIR, SEGUIDO DE LOS OBJETIVOS ESPECÍFICOS PARA ALCANZARLO, SE CONTINUA CON UN RESUMEN DE ESTE DOCUMENTO DONDE SE APRECIAN PRINCIPALMENTE LOS RESULTADOS OBTENIDOS CON LA EJECUCIÓN DE ESTE TRABAJO, PARA TERMINAR JUSTIFICANDO LA IMPORTANCIA LA EJECUCIÓN DE ESTE TRABAJO, ASÍ COMO LA IMPORTANCIA Y LOS BENEFICIOS DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA.

1.1. INTRODUCCION

La energía ha jugado un papel indispensable en el desarrollo humano. A lo largo de la historia se ha procurado asegurar su disponibilidad como requisito para la supervivencia. En los últimos siglos la energía también ha significado la base de una evolución tecnológica de la mano de un progreso económico, social y cultural, lo que ha aumentado la demanda energética mundial en forma sostenida a una tasa alarmante, pero gracias a la disposición de ingentes cantidades de recursos en su mayoría de origen fósil, el ser humano ha suplido esta necesidad de energía, no obstante este contexto muestra desde hace años señales de agotamiento.

La oferta de energía se ha desarrollado básicamente y en gran parte a partir de fuentes de energía tradicionales (combustibles fósiles e hidroelectricidad), esta situación ha generado una extraordinaria vulnerabilidad energética a causa de derivados tanto del carácter intrínsecamente finito de los recursos fósiles (limitación de las reservas), agravado por factores climáticos (sequías) y las exigencias sociales para que se limiten los impactos ambientales de las actividades energéticas.

En este orden de ideas, el mercado energético ha entrado en una etapa de incertidumbre a causa del incremento de la demanda de los países emergentes y la creciente dificultad en lo que respecta al consumo de los combustibles fósiles y el impacto que causan al medio ambiente. Asimismo, existe un elevado consenso entre la comunidad científica acerca de que la acción del hombre es una de las principales causas del cambio que se está produciendo en el clima del planeta y que, dentro de esa acción, la responsabilidad de las actividades energéticas es de primer orden.

Sumado a todo esto, el factor geoespacial, las últimas reservas de recursos energéticos fósiles se encuentran distribuidos en la tierra en muchos casos, en países políticamente inestables desatando un sin número de guerras y conflictos, redundando en un encarecimiento de la producción de la energía. Y para completar el escenario, la población mundial crece de forma exponencial, lo que significa más industrias, más autos, más viviendas, más electrodomésticos, más consumidores. Tras el pasar de los años la demanda energética mundial no va disminuir, pese a la concientización que está sufriendo el ser humano, a la vista de este panorama energético, en las últimas décadas se están visualizando de manera espectacular **las nuevas fuentes de energías renovables, limpias y amigables para el ambiente**, tema que se ha convertido en un referente mundial en desarrollo.

Sin embargo, la transición a las nuevas fuentes de energía y total suplencia de las fuentes energéticas tradicionales es un reto a largo plazo, que por sus

dimensiones demanda su proceso y demandara su tiempo. El reto a corto plazo es continuar enfrentando el panorama energético actual con decisión, impulsando un modelo de desarrollo sostenible y apostando por la introducción de tecnologías más eficientes en todos los procesos productivos aumentado **la eficiencia energética**. El ser humano reconoce la importancia que conlleva el no poder renovar sus fuentes de energía más importantes, por lo que se plantea muchos desafíos para lograr el objetivo de generar energía por otras fuentes de energía sostenible y amigable para el medio ambiente. Mientras este objetivo se logra, es crucial por lo menos utilizar de la manera más provechosa el máximo de potencial que pueden brindar las fuentes de energías tradicionales.

Estos dos aspectos; primero, encontrar nuevas fuentes de energía renovables y limpias, y segundo, conservación y optimización del uso racional de los recursos, cobran un valor mucho más que importante desde cualquier perspectiva, en especial económicamente y ambientalmente. Es así como crece en gran medida el estudio del aprovechamiento de la energía útil de los recursos, dando origen al campo de los estudios energéticos y económicos, componente principal del presente.

Corresponde a este trabajo de grado la tarea específica de evaluar y analizar energéticamente la caldera HRSG en la planta de cogeneración No. 1 de la empresa BIOFILM S.A. Cartagena para identificar focos de ineficiencia y detallar las acciones correctivas que le permitan hacer un uso racional y eficiente de la energía. Optimizando el proceso de producción, reduciendo costes e impacto ambiental asociado a su acción productiva.

1.2. OBJETIVO GENERAL

Realizar el cálculo y análisis de los principales indicadores energéticos de una HRSG, en la central de cogeneración N^o 1 de la empresa BIOFILM S.A, con el fin de determinar cómo se encuentra con respecto a los rangos óptimos de funcionamiento, permitiendo esto tomar acciones que nos permitan garantizar los niveles más altos de eficiencia, reducir costos y disminuir el impacto ambiental.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a. Seleccionar los principales índices energéticos y sus respectivas ecuaciones de cálculo para los diferentes equipos y procesos que se desarrollan en la planta cogeneradora.
- b. Elaborar un programa de cómputo en Excel que permita calcular todos los indicadores establecidos.
- c. Determinar la eficiencia térmica alcanzada por la caldera HRSG, Por el método directo e indirecto e identificar los principales focos de ineficiencia de la HRSG.
- d. Detallar las acciones necesarias para aumentar el rendimiento operacional de la planta, disminuir el consumo de combustible y por ende el impacto ambiental y los costos basadas estrategias de buenas prácticas operacionales y mantenimiento dirigido a eficiencia.
- e. Aplicar la gestión energética en la HRSG, que permita alcanzar ahorros, cuantificando los impactos: energéticos, económicos y ambientales, generados por la generación de vapor.
- f. Elaboración de un artículo científico con todos los resultados obtenidos.

1.4. RESUMEN

El presente trabajo de grado se ejecutó en la ciudad de Cartagena en una empresa de la industria BIOFILM S.A. productora de polipropileno biorientado (PPBO) uno de los materiales más exitosos en el universo de los empaques durante las dos últimas décadas, y cada día su mercado se expande más a nivel internacional. Tiene bajo peso específico, alta barrera al vapor de agua, excelente transparencia y brillo y especiales características de impresión, lo que le ha permitido colocarse en un sitio único dentro de los materiales utilizados en los empaques flexibles.

BIOFILM S.A. cuenta entre sus instalaciones con dos Centrales de cogeneración las cuales le permiten autoabastecerse de energía eléctrica y vapor requerido para su proceso de producción de películas de polipropileno. Cada planta está constituida por una turbina de gas. El análisis termo energético realizado a la planta de cogeneración se enfocó específicamente al sistema turbogas y HRSG, en el cual se evaluó cada uno de los indicadores operacionales que sirvieron para estudiar el rendimiento de dicha planta cuando trabaja a diferentes cargas de operación.

La metodología utilizada para el análisis, están basadas principalmente en las normas internacionales ASME PTC 1 de centrales de cogeneración, PTC 4.4 para calderas HRSG y PTC 22 para turbinas a gas. Así mismo la base teórica en los textos; steam It is generation and Use, Edition 41; Power Generation Handbook y otros, y tesis como la de posgrado del Ingeniero Luis Bermudez, pre grado Wilmer..., Jonathan.... Por otra parte, se elaboró una base de datos la cual contiene las mediciones de las principales variables... en realizadas en campo para la turbina a gas y la caldera en 20 días divididos en 2 turnos cada uno en los cuales la planta trabajo a diferentes cargas. Además, cada ecuación fue ingresada en una hoja de cálculo Excel para realizar los correspondientes cálculos y obtener los resultados de cada indicador.

En general, los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Se observó la falta de un sistema SCADA (control, supervisión y adquisición de datos), además de la falta de una serie de instrumentos que permitan tener un mejor control del proceso (como es el caso de un medidor de flujo de gases, un analizador de gases y un medidor de flujo de agua, en la alimentación de la HRSG). Adicionalmente que el proceso de generación de la energía eléctrica y térmica es muy fluctuante, ya que el proceso está sujeto a la demanda de las líneas de producción de estos dos portadores energéticos, permitiendo esto que

los equipos principales (Turbina y HRSG), no puedan alcanzar el rendimiento máximo que estos ofrecen.

Donde el potencial de ahorro encontrado se encuentra consignado en la siguiente tabla.

| Cuantificación de pérdidas en HRSG | | | | |
|------------------------------------|-----------------------------|------------------------|-------------------|------------------------------|
| Perdidas promedio | Cantidad de energía perdida | Equivalente en GN | Equivalente en \$ | Equivalente en emisiones CO2 |
| | KJ/h | Nm ³ GN/Año | USD/año | Kg CO2/año |
| Total perdidas (R,C,P y G) | 188445918,2 | 6346,8 | 763390,8 | 143060,4 |
| Uso innecesario de VTF | | | 90285,41 | |
| Por purgas innecesarias | 123661,5 | 1021,52 | 5117,59 | 59181,11 |
| Potencial de ahorro total | 188569579,7 | 7368,32 | 7758793,8 | 202241,51 |

Por este motivo le realizo las siguientes recomendaciones a la dirección técnica, las cuales permitirán alcanzar un 1,56% de ahorro, que corresponderá a 119226,48 USD/año.

- ✓ La adquisición e instalación de un SCADA (control, supervisión y adquisición de datos). La compra e instalación de los diferentes instrumentos, que hacen falta para tener un mejor control del proceso (medidores de flujo de agua y de gases, analizador de gases entre otros). Hacer que la central trabaje lo más cercano posible al punto máximo de eficiencia, lo que permitirá alcanzar ahorros considerables.
- ✓ Contemplar la instalación de un economizador que permita recuperar una parte de la energía que se vierte al medio con logases, los cuales abandonan la HRSG con un alto valor energético el cual puede ser aprovechable. Además de la instalación de una extracción que permita aprovechar el contenido de aire presente en los gases de escape de la TG para suplir la demanda de este en el proceso de combustión en el quemador auxiliar de la HRSH.

Donde la inversión que requiere la puesta en marcha de estas medidas se encuentran consignadas en la siguiente tabla:

| MEDIDA O EQUIPO | COSTE EN USD |
|-------------------------|---------------------|
| SCADA | 650 |
| INSTRUMENTOS | 4012,43 |
| INTERCAMBIADOR DE CALOR | 57286,46 |
| EXTRACCIÓN | 445 |
| DISMINUCIÓN DE TSD | 1445,04 |
| TOTAL INVERSIÓN | 63838,93 |

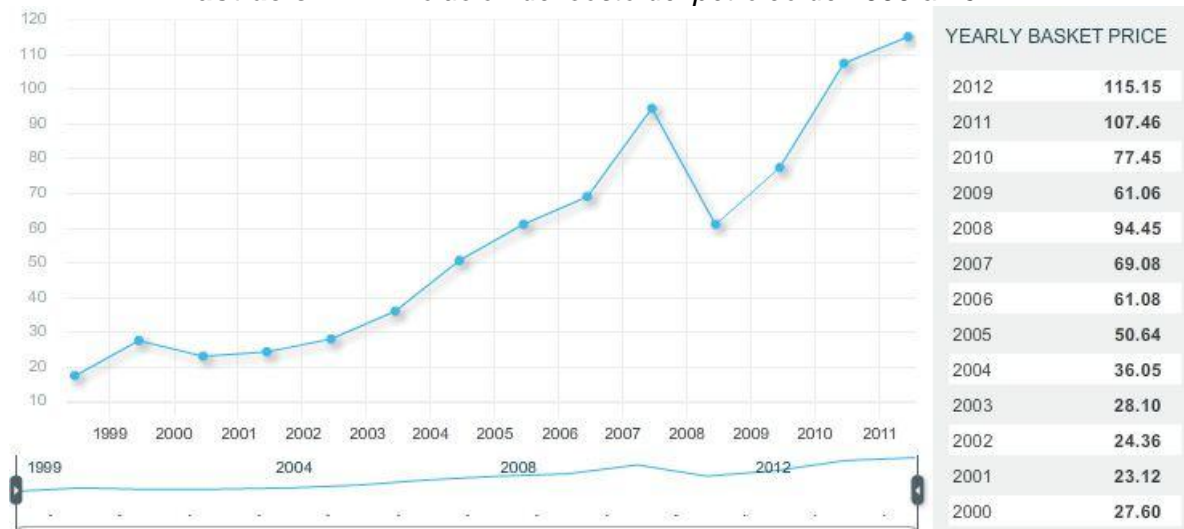
Y el retorno de esta inversión se tendría al cabo de 7 meses después de la implementación de dichas medidas.

1.5. JUSTIFICACION

Conociendo el panorama energético mundial descrito a lo largo de este capítulo, se concluye que la energía representa uno de los principales insumos de los seres humanos y mientras se logra el objetivo de suplir totalmente las fuentes energéticas tradicionales, el objetivo inmediato es aumentar la productividad y **la eficiencia energética** en todos los procesos. BIOFILM S.A., una empresa de carácter internacional y vanguardista siente la necesidad de cumplir este objetivo, porque le significaría mejorar su competitividad. Para lograr incrementar su productividad y eficiencia energética, BIOFILM S.A. y cualquier industria que poseen plantas de cogeneración cuya fuente de generación está basada en el uso de combustibles derivados del petróleo, deben encaminarse en reducir los costos operacionales derivados de la producción y uso de la energía requerida en su esquema productivo.

Por su parte, el precio del barril de petróleo y todos sus derivados en los últimos años han presentado una tendencia al alza puesto que es un recurso no renovable, la ubicación de las grandes reservas está en zonas inestables políticamente y la disponibilidad no logra suplir la demanda. La OPEC pronostica que en el 2012 la demanda aumentara en un 2% lo que aumentara los precios irremediabilmente. Ilustración 1.

Ilustración 1.1 Evolución del costo del petróleo de 1999 a 2011.

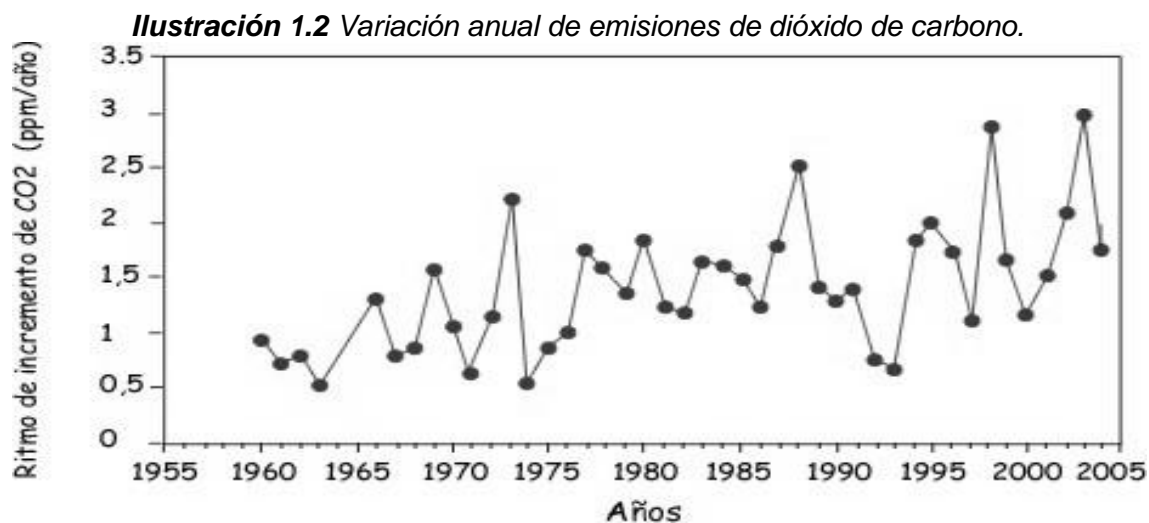


Fuente: www.opec.org

Entonces para reducir costos operacionales se debe reducir el consumo de combustibles. Reducir el consumo sin afectar la productividad solo es posible si las industrias en este caso particular BIOFILM S.A., se esfuerzan en desarrollar planes del uso racional de la energía en sus plantas de producción, optimizan los procesos de generación, invierten en nuevas tecnologías y eliminan focos de ineficiencia.

Agregado a esto, la optimización en la generación de energía en las industrias contribuye con la conservación del medio ambiente, tema que está concientizando y sensibilizando a casi todo el mundo hacia una corriente de desarrollo sostenible, otro motivo por el cual este trabajo es viable. Al ser las industrias más eficientes y consumir menos combustible, también reducen considerablemente el impacto ambiental generado por las emisiones contaminantes resultantes durante el proceso de combustión, contribuyendo esto a la preservación ambiental.

La dependencia respecto al uso de combustibles fósiles ha generado dos tipos de preocupaciones: por un lado, los impactos ambientales asociados y en especial, sus efectos en el cambio climático; por otro, la limitación de reservas y su futuro agotamiento. En cualquier caso, las emisiones de CO₂ (Ilustración 1.1) y el uso masivo de unos recursos no renovables y muy limitados son dos caras de la misma moneda y se han de analizar conjuntamente.



Fuente [<http://noticiasambientales.blogspot.com/>]

A causa de las emisiones contaminantes se ha provocado lo que muchos denominan calentamiento global. Por tal motivo en 1997 algunos países ratificaron

el acuerdo de Kioto en el que se comprometían a reducir un 2% las emisiones mundiales. A partir de ese momento todas las industrias se han visto en la necesidad de gestionar políticas de uso racional de la energía, especialmente en las plantas de generación de potencia ya que estas se han convertido en uno de los contaminantes más grandes del planeta. El futuro de las emisiones de CO₂ dependerá sobre todo del resultado de las fuerzas que, por un lado, presionarán a un uso creciente para usar más y más carbón a medida que se agotan el petróleo y el gas natural y por el otro, las que presionan para limitarlo desde la política ambiental.

Las razones anteriormente expuestas, el aumento constante en los costos de los combustibles en la actualidad, el agotamiento de los recursos, el cambio climático y las múltiples regulaciones de control de las emisiones de gases en busca de la protección del medio ambiente, son argumentos que justifican la realización es este trabajo de grado en pro de la eficiencia energética.

Cap. 2

CAPÍTULO 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

- 2.1. DEFINICIONES GENERALES
- 2.2. FUENTES DE ENERGÍA
- 2.3. PANORAMA ENERGÉTICO
- 2.4. PANORAMA ENERGÉTICO
- 2.5. EFICIENCIA ENERGÉTICA
- 2.6. CENTRALES TÉRMICAS
- 2.7. IMPACTO AMBIENTAL POR LA GENERACIÓN DE POTENCIA
- 2.8. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA DE BIOFILM

ESTE SEGUNDO CAPÍTULO SE INICIA DEFINIENDO UNA SERIE DE CONCEPTOS CLAVES QUE SE DEBEN CONOCER PARA ASIMILAR MEJOR LOS TEMAS ABORDADOS A LO LARGO DEL PRESENTE TRABAJO DE GRADO. SE CONTINUA CON LA DESCRIPCIÓN GLOBAL Y PARTICULAR DE TODOS LOS PROCESOS Y ETAPAS QUE SE DEBEN EJECUTAR PARA LA GENERACIÓN DE POTENCIA EN UNA TURBINA A GAS Y LA GENERACIÓN DE VAPOR SIMULTÁNEAMENTE CON LOS GASES DE ESCAPE EN UNA HRSG. FINALIZANDO CON LAS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y CARACTERÍSTICAS DE LA CALDERA HRSG EN LA PLANTA DE COGENERACIÓN NO. 1 DE BIOFILM S.A.

2.1. DEFINICIONES GENERALES.

Algunos términos básicos que se manejan a lo largo y ancho de este trabajo de grado se definen a continuación, los cuales son necesario precisar para abordar los temas que más adelante en este capítulo se tocaran a fondo:

- **Las fuentes de energía:** son los recursos existentes en la naturaleza de los que la humanidad puede obtener energía utilizable en sus actividades.
- **Planta Industrial:** la instalación que requiere calor de proceso y energía eléctrica y/o potencia mecánica, puede ser una planta de proceso, una instalación de manufactura, el campus de una universidad, etc.
- **Calor de Proceso:** la energía térmica requerida por la planta industrial que puede suministrarse como vapor, agua caliente, aire caliente, etc.
- **Retorno de Proceso:** el fluido y calor no utilizado que regresan de la planta industrial de un sistema de cogeneración, cuando el calor se suministra como vapor, el retorno es condensado.
- **Calor Neto a Proceso:** la diferencia entre la energía térmica suministrada a la planta industrial y la energía que retorna al sistema de cogeneración.
- **Demanda de Potencia de la Planta:** la potencia o carga eléctrica que demanda la planta industrial incluyendo procesos de manufactura, acondicionamiento de ambiente, iluminación, etc. expresada en kW o MW.
- **Relación Calor / Energía Eléctrica:** relación de calor a energía eléctrica de la planta industrial (demanda) o del ciclo de cogeneración (capacidad).
- **Ciclo Superior:** ciclo térmico en que se genera energía eléctrica antes de entregar el calor a la planta industrial, como sucede en el caso de recuperación de calor de un generador diesel eléctrico para producción de vapor o agua caliente.
- **Ciclo Inferior:** sistema en que la generación de energía eléctrica es a costa del calor recuperado de un proceso térmico.
- **Ciclo Combinado:** la combinación de dos de los ciclos descritos antes, un ciclo superior típico es el de turbogenerador con turbina de gas y recuperación

de calor para producir vapor que se expandirá en una turbina de vapor para generar energía eléctrica o mecánica pudiendo también extraerse vapor para proceso.

- **Máquina Primaria o Primo Motor:** unidad en un sistema de ciclo combinado que genera potencia eléctrica o mecánica, típicamente un turbogenerador o un generador con máquina de combustión interna.
- **Régimen Térmico:** relación entre la energía total entregada a un sistema de cogeneración y la energía útil entregada por éste. Podrá discriminarse parcialmente el régimen térmico en la producción de energías eléctrica o térmica útiles. Se expresa en kcal o Btu/kWh.
- **Consumo Específico de Vapor:** cantidad de vapor requerida en determinadas condiciones de operación para generar un kWh.
- **Consumo Térmico Unitario:** término empleado para expresar en un ciclo de central termoeléctrica el consumo térmico de aquél para obtener una unidad de energía útil y se expresa en kcal ó Btu/kWh.

2.2. FUENTES DE ENERGÍAS

2.2.1. La Energía.

Se parte de un punto de referencia el cual permite relacionar los pilares de este capítulo (Combustibles, Combustión, Cogeneración y HRSG), siendo este punto la energía. Ya que la energía es una propiedad asociada a los objetos y sustancias, la cual se puede manifestar en las transformaciones que ocurren en la naturaleza. La energía se manifiesta en los cambios físicos, por ejemplo, al elevar un objeto, transportarlo, deformarlo o calentarlo. Es necesario resaltar que la energía se encuentra presente en los cambios químicos, como el que ocurre al quemar un trozo de madera o en la descomposición del agua mediante la corriente eléctrica. Los estudios y observaciones realizadas por diversos estudiosos a través de los años nos muestran que la energía se encuentra en diversas formas como son:

- **La energía térmica:** la cual se debe al movimiento de las partículas que constituyen la materia.
- **La energía eléctrica:** la cual es generada por los movimientos de las cargas eléctricas en el interior de los materiales conductores.

- **La energía radiante:** este tipo de energía se encuentra en las ondas electromagnéticas, como la luz visible, las ondas de radio, los rayos ultra violeta, los rayos infra rojo, etc. La cual se puede propagar en el vacío sin necesidad de utilizar ningún soporte material.
 - **La energía química:** es la que se genera en las reacciones químicas, ejemplo, la energía generada por una pila es gracias a este proceso, la energía contenida en los combustibles.
 - **La energía nuclear:** es la energía que se encuentra almacenada en el núcleo de los átomos y que se libera en las reacciones nucleares de fisión y fusión.
- Con lo expuesto anteriormente se puede conocer cuáles son los tipos de energía, pero a partir de esto se genera una pregunta muy importante, ¿Cuáles son las fuentes de energía?. Las fuentes de energía se clasifican en dos grandes grupos, las renovables y las no renovables.

2.2.2. Fuentes de Energías Renovables (FRE)

Son aquellas que tras ser utilizadas, se pueden restaurar de manera artificial o natural. Algunas de estas fuentes renovables están sometidas a ciclos que se mantienen de forma más o menos constante en la naturaleza. Existen varias fuentes de energías renovables como son:

- **Energía mareomotriz (mareas):** es la producida por el movimiento de las masas de agua provocado por la subida y bajada de la marea, así como por las olas que se generan en la superficie del mar por la acción del viento. Ver Imagen 2.1.

Ilustración 2.1 Generador produciendo energía a partir de las olas.

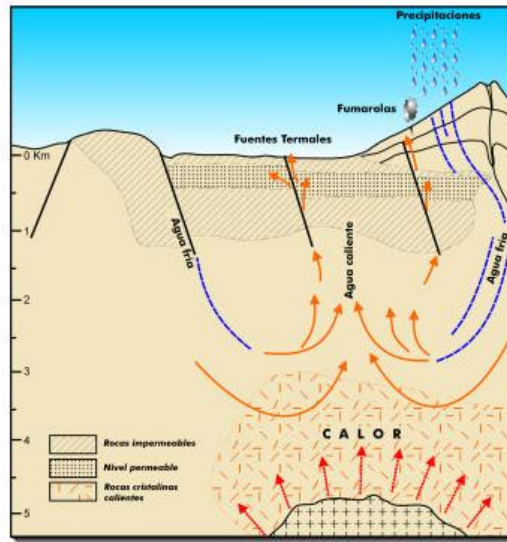


Fuente [<http://paisrenovable.blogspot.com/>]

- **Energía geotérmica:** Aprovecha la energía térmica de las profundidades de la tierra, como se muestra la imagen 2.2. Principalmente con la recarga del agua y la estructura geológica del sistema, estos pueden dividirse en:
 - **Sistemas de agua caliente:** Cuyos reservorios contienen agua a temperaturas entre 30 y 100°C. Sistemas de este tipo son utilizados en la actualidad para calefacción y agroindustria principalmente.
 - **Sistemas de agua - vapor:** Denominados también de vapor húmedo, contienen agua bajo presión a temperaturas superiores a 100°C. Este tipo de sistemas geotérmicos es el más común y de mayor explotación en la actualidad, pueden alcanzar temperaturas de hasta 350°C (Cerro Prieto, México).
 - **Sistemas de vapor seco:** O de vapor dominante, producen vapor sobrecalentado, la separación de la fase gaseosa se produce dentro del reservorio; el grado de sobrecalentamiento puede variar entre 0 y 50°C. Estos sistemas son poco comunes; como ejemplos de ellos se tienen Larderello y Monte Amiata (Italia), The Geysers (California) y Matsukawa (Japón).
 - **Sistemas de rocas secas calientes:** Corresponden a zonas de alto flujo calórico, pero impermeables de tal modo que no hay circulación de fluidos que pueden transportar el calor. En Estados Unidos se ha desarrollado un proyecto con el objeto de crear artificialmente el reservorio al cual se le

podría introducir agua fría y recuperar agua caliente o vapor (Los Álamos, Nuevo México), *Fuente [51]*.

Ilustración 2.2 sistema geotérmico indicado y factores que lo controlan.

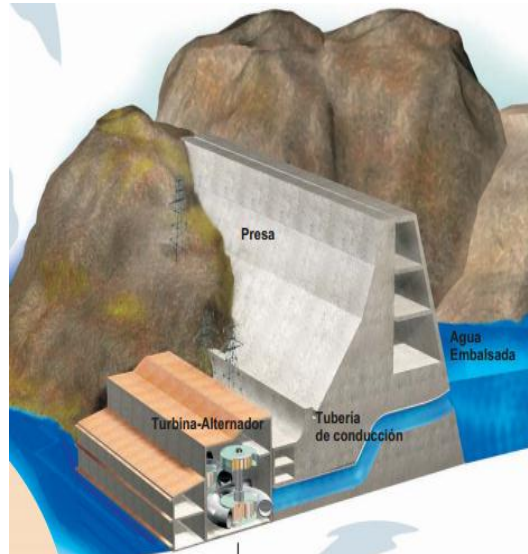


Fuente [51].

- **Energía hidráulica (embalses):** es la producida por el agua retenida en embalses o pantanos a gran altura (que posee energía potencial gravitacional). Si en un momento dado se deja caer hasta un nivel inferior, esta energía se convierte en energía cinética y posteriormente, en energía eléctrica en la central hidroeléctrica. La energía hidráulica sólo aporta el 2,3 % de la energía global, tiene pocas posibilidades de incrementarse significativamente. Las grandes presas siempre causan gran impacto sobre las áreas donde se construyen, y obligan a desplazarse a las poblaciones residentes en las mismas, *fuentes [27]*.
 - **Ventajas:** supone un recurso inagotable que depende del ciclo del agua, no emite gases de efecto invernadero ni provoca lluvias ácidas, almacena el agua para utilizar en los regadíos, permite la realización de actividades de recreo, regula el caudal, lo que evita inundaciones y las aves habitan en los pantanos.
 - **Desventajas:** Las presas obstaculizan a algunas especies de peces cuando remontan los ríos para desovar, el agua embalsada no tiene las mismas condiciones de salinidad, gases disueltos, temperatura, nutrientes y

propiedades que la que fluye por el río. Los sedimentos se acumulan en el embalse empobreciendo de nutrientes el resto del río y la construcción de pantanos exige el traslado de pueblos enteros, *fuate [51]*.

Ilustración 2.3 Central Hidroeléctrica.



Fuente [51].

- **Energía eólica (viento):** es la energía cinética producida por el viento, la cual se transforma en electricidad en unos aparatos llamados aerogeneradores (molinos de vientos especiales), como se muestra en la Imagen 2.4.

Ilustración 2.4 Parque eólico.



Fuente [27]

A pesar de sus grandes ventajas económicas y medioambientales, la producción de electricidad mediante la fuerza del viento presenta el inconveniente de los errores en la predicción de viento. Si bien se han realizado grandes esfuerzos en la mejora de las herramientas de predicción, los parques eólicos siguen presentando diferencias entre la producción prevista y la producción real, *Fuente [13]*.

- **Ventajas de la energía eólica:** elevada eficiencia, bajos costes de mantenimiento, derivado de su simplicidad de funcionamiento, como energía renovable, evita el uso de recursos útiles.
- **Desventajas de la energía eólica:** dificultad para la localización idónea de un parque eólico dependiendo del régimen de vientos, Se necesita generalmente una gran extensión de terreno y posible especulación para aumentar el precio de los terrenos determinados a dicha actividad. Si tenemos en cuenta que a día de hoy, a pleno rendimiento de todos los parques eólicos tenemos 11000 MW de potencia instalados, significa que el margen de maniobra es muy corto en caso de parada total de vientos. De ahí la necesidad de tener reservas en todas las formas posibles, biomasa, incineradoras, ciclo combinado, hidroeléctricas, centrales térmicas y nucleares, *Fuente [51]*.

- **Energía solar (sol):** es la que llega a la tierra en forma de energía electromagnética (luz, calor y rayos ultravioletas principalmente) procedentes del sol, donde han sido generados por un proceso de fusión nuclear. En la siguiente imagen se aprecia una granja de paneles solares, método con el cual se obtiene la energía solar.

Ilustración 2.5 Plantas solares de torre.



Fuente [51].

La energía solar recibida cada 10 días sobre la tierra equivale a todas las reservas conocidas de petróleo, carbón y gas. La distribución de energía solar incidente en la tierra dada en términos de la insolación diaria promedio anual medida en kWh por m² por año. Los paralelos 400N y 350S definen la llamada “Franja Solar” que tiene la peculiaridad de albergar al 70% de la población mundial y recibir la mayor cantidad de energía solar del planeta. A continuación se presentarán algunas de las tecnologías que aprovechan estos mecanismos para satisfacer necesidades energéticas humanas y que hoy en día son comerciales:

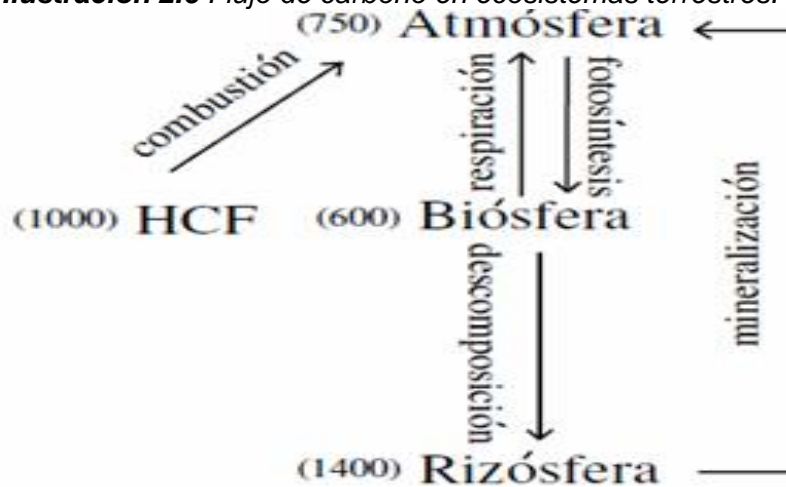
- **Tecnologías fotovoltaicas:** De las tecnologías solares, la PV es en la actualidad la que tiene el más rápido crecimiento. Esta tecnología está basada en las celdas solares. Como se sabe, la forma más común de las celdas solares se basa en el efecto fotovoltaico, en el cual la luz que incide sobre un dispositivo semiconductor de dos capas produce una diferencia de voltaje o del potencial entre las capas. Este voltaje es capaz de conducir una corriente a través de un circuito externo de modo de producir trabajo

útil. En los últimos años, los europeos son los que han instalado más sistema PV, esto es debido fundamentalmente a las políticas energéticas de la Unión Europea, *Fuente [51]*.

- **Energía termo-solar:** Las plantas de potencia de concentración solar (PPCS) producen potencia eléctrica transformando la energía solar en energía térmica a alta temperatura. Esta energía térmica es transferida al bloque de potencia para producir electricidad. Así, las PPCS consisten de dos partes: una donde se colecta la energía solar (los concentradores) y se convierte en calor (el receptor), y otra que convierte el calor en electricidad (bloque de potencia). Las plantas de potencia de concentración solar pueden ser dimensionadas para generar electricidad para poblados pequeños (10 Kwe) o para aplicaciones conectadas a la red (hasta 100 Mwe o más). Algunos sistemas usan almacenamiento térmico para períodos de nublados o para usarse en la noche. Otras plantas pueden combinarse con sistemas que operan con gas natural y las plantas híbridas resultantes ofrecen potencia despachable de alto valor. Estos atributos, junto con el record mundial de eficiencia de conversión solar-eléctrica (30% de eficiencia), hacen que estas tecnologías sean una opción muy atractiva en zonas del planeta dentro del cinturón solar con una alta insolación, como las que existen en el noroeste del país, *Fuente [51]*.
- **Energía de la biomasa (vegetación):** es la que se obtienen de los compuestos orgánicos mediante procesos naturales. La bioenergía está actualmente en segundo lugar (después de la hidráulica, seguida por la solar y la eólica) en el ranking de energías renovables en uso a nivel global. Con el aumento de la cantidad de CO₂ en la atmósfera producto de la combustión de los Hidrocarburos Fósiles (HCF), debería incrementarse la actividad de la fotosíntesis aumentando la cantidad de biósfera para así revertir el equilibrio del carbono entre la atmósfera y la biosfera, tal como queda implícito en la imagen 2.6. *Fuente [15]*.
La producción de biocombustibles a gran escala para sustituir a los combustibles fósiles podría competir por el uso de la tierra con la producción destinada a la alimentación humana, lo que podría afectar el suministro de alimentos, particularmente en países poco desarrollados donde la productividad agrícola puede ser hasta cinco veces menos eficiente que en países desarrollados. Como un ejemplo, para sustituir la actual producción de petróleo por biocombustibles a nivel global, necesitaríamos teóricamente tres veces más extensión de tierra que la necesaria para alimentar a toda la población humana. Desde otro punto de vista, el uso de la biomasa para satisfacer todas las necesidades energéticas actuales en el mundo implicaría la destrucción total de todos los ecosistemas madereros. Por lo tanto, aunque la

alternativa de sustitución más cercana es la bioenergía, ya que la tecnología para su uso es prácticamente la misma que para el uso de los combustibles fósiles, no debería ser tomada como una alternativa definitiva, sino más bien como un vehículo de transición entre la actual era de la combustión de HCF y la futura era de las energías limpias, *Fuente [15]*.

Ilustración 2.6 Flujo de carbono en ecosistemas terrestres.



Fuente [15]

2.2.3. Fuentes de Energías NO Renovables (NO FRE)

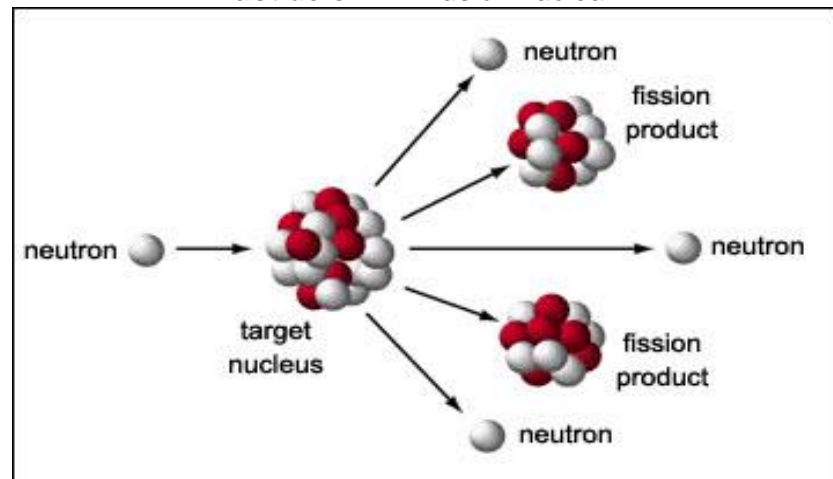
Las fuentes de energías no renovables son aquellas que se encuentran de forma limitada en el planeta y cuya velocidad de consumo es mucho mayor a la de regeneración. Existen varias fuentes de energías no renovables como son: Los combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas natural) y La energía nuclear (fisión y fusión nuclear)

- **Los combustibles fósiles:** Los primeros pozos comerciales fueron perforados hace aproximadamente 150 años, originando desde entonces un gran auge de vehículos para el transporte (carros, motocicletas, buses, trenes, barcos y aviones) prácticamente marcando el inicio de la revolución industrial. Paralelamente con el nacimiento de los motores de combustión, el descubrimiento de la electricidad implicó el establecimiento de centrales de generación de electricidad a partir de la combustión de HCF. En principio, la quema del HCF implica un chorro gaseoso que hace rotar una hélice (turbina) cuyo eje se conecta al generador de la electricidad, *fuentes [15]*.

Además de las plantas generadoras de electricidad y de los medios de transporte, otros importantes sectores cuya existencia depende de los HCF son: la industria metalúrgica, la petroquímica (plásticos y fertilizantes), las productoras de cemento, y la calefacción de viviendas y otros recintos durante el invierno en zonas templadas, etc. Toda esta dependencia hace difícil imaginar un mundo sin HCF, *fuentes [15]*.

- **La energía nuclear:** es la energía que se libera en las reacciones nucleares. Sin embargo, también nos referimos a la energía nuclear como el aprovechamiento de dicha energía para otros fines como la obtención de energía eléctrica, térmica y/o mecánica partir de reacciones nucleares. Los dos métodos principales de obtención de energía nuclear son:
 - **Fisión nuclear:** la fisión nuclear es la división del núcleo de un átomo. El núcleo se convierte en diversos fragmentos con una masa casi igual a la mitad de la masa original más dos o tres neutrones, ver Ilus. 2.7.

Ilustración 2.7 Fusión nuclear.



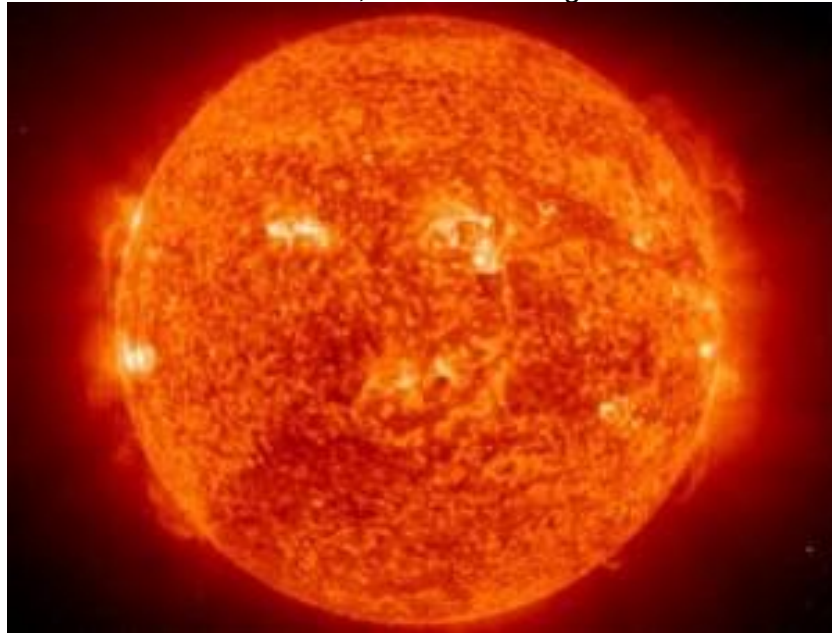
Fuente [15]

La suma de las masas de estos fragmentos es menor que la masa original. Esta 'falta' de masas (alrededor del 0,1 por ciento de la masa original) se ha convertido en energía según la ecuación de Einstein ($E=mc^2$). En esta ecuación E corresponde a la energía obtenida, m a la masa de la que hablamos y c es una constante, la de la velocidad de la luz: $299.792.458 \text{ m/s}^2$. Con este valor de la constante c ya se puede ver

que por poca unidad de masa que extraigamos en una fisión nuclear obtendremos grandes cantidades de energía.

- **La fusión nuclear:** es una reacción nuclear en la que dos núcleos de átomos ligeros, en general el hidrógeno y sus isótopos (deuterio y tritio), se unen para formar otro núcleo más pesado, liberando una gran cantidad de energía. Un ejemplo claro lo vemos a diario en la energía solar que tiene su origen en la fusión de núcleos de hidrógeno, generándose helio y liberándose una gran cantidad de energía que llega a la Tierra en forma de radiación electromagnética.

Ilustración 2.8 El sol, fuente de energía nuclear.



Fuente [15]

Para efectuar las reacciones de fusión nuclear, se deben cumplir con temperatura muy elevada para separar los electrones del núcleo y que éste se aproxime a otro venciendo las fuerzas de repulsión electrostáticas. La masa gaseosa compuesta por electrones libres y átomos altamente ionizados se denomina PLASMA, el cual se debe mantener confinado para mantener la elevada temperatura durante un tiempo mínimo.

El uso de la energía nuclear representa tantas ventajas como inconvenientes para el desarrollo de la sociedad y del medio ambiente. La

principal ventaja de la energía nuclear es, sin duda, la capacidad de producir energía eléctrica comparada con otras fuentes de producción de energía eléctrica ya sea mediante combustibles fósiles o las energías renovables. Pero por otro lado se generan una gran cantidad de residuos nucleares muy peligrosos y difíciles de gestionar.

2.2.4 Barreras del uso de energías limpias

a) Energía hidráulica, centrales de pasada.

Falta definir adecuadamente la gestión de los derechos de aguas, las franjas de paso, el acceso a subestaciones de subtransmisión y el acceso a datos técnicos del SIC para la gestión técnica de proyectos y la promoción de incentivos para proyectos que combinen riego/generación. Para las nuevas empresas, se suman dificultades de gestión técnica, financiera y de contratos, para dar viabilidad a sus modelos de negocios. Además, existe natural preocupación de las comunidades adyacentes a los proyectos, con dudas sobre los impactos o beneficios de los proyectos, dada la escasa normativa ambiental existente y la preeminencia del fomento eléctrico establecida en la actual legislación sectorial.

b) Energía geotérmica.

La principal barrera está dada por la alta inversión inicial de las exploraciones del recurso geotérmico, lo que aumenta el costo, incertidumbre y el riesgo financiero de esta fuente energética. Además, el acceso a los recursos supone obras de infraestructura adicional, caminos, accesos, instalación de faenas, traslado e instalación de plataformas. También existe preocupación de las comunidades adyacentes a los proyectos, con dudas sobre los efectos de emisiones que se producirían; lo que debe ser resuelto si se desea evitar los impactos ambientales locales y la disfuncionalidad social de esta alternativa energética.

c) Energía eólica.

Faltan catastros y mediciones de comportamiento de viento en alturas de 50 a 80 metros, aspectos regulatorios respecto de derechos de exploración de recursos eólicos, costos del terreno y franjas de paso.

d) Energía de biomasa.

Su principal dificultad es la ubicación distribuida. En la medida que se requiera recolectar la biomasa, el costo de la logística de adquisición del recurso y de su transporte limitará el tamaño y rentabilidad de la planta. Las plantas de generación en base a biomasa tienen ventajas de aplicación para iniciativas de cogeneración, donde se empleen residuos o desechos.

e) Energía termo-solar eléctrica.

Reducida capacidad tecnológica propia y falta de estudios de implementación de esta tecnología en zonas de intensos vientos.

f) Energía solar fotovoltaica.

Para una penetración más dinámica, la principal dificultad reside en el costo de inversión y comparativamente, en la ausencia de incentivos económicos (del tipo subsidios o

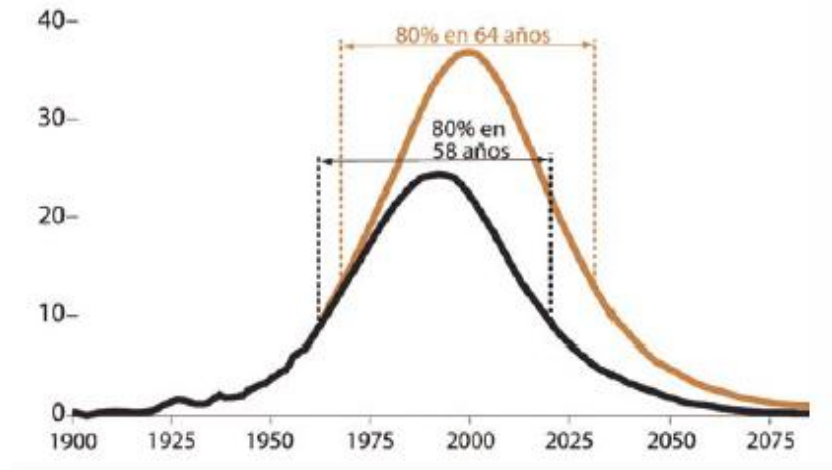
Tributarios), como se aprecia en países más avanzados.

2.3. COMBUSTIBLES

2.3.1. Petróleo

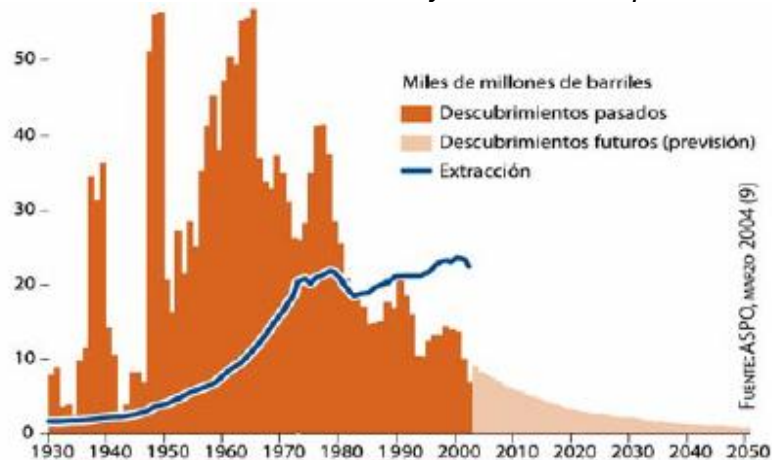
Sin lugar a dudas, el petróleo es el principal protagonista de la presente era de la combustión, no solo por su imprescindible función energética sino también por su influencia en la economía global; y a pesar de los esfuerzos de los líderes en investigación y desarrollo sobre la exploración y explotación de nuevos depósitos (E.G., Exxon, Shell, etc.), la reconocida teoría del pico de Hubbert, en los años 50 del siglo pasado, el científico estadounidense M. King Hubbert demostró que la evolución que experimenta la explotación de cualquier pozo petrolífero sigue una curva en forma de campana, llamada por ello “curva de Hubbert”, *fuentes [15]* pronostica que estamos actualmente en la década del tope de las reservas mundiales probadas de petróleo convencional (ver figura 2). Si el consumo global actual de 30 Gbb/año se mantiene, habría un plazo de 50 años para el agotamiento de esas reservas que actualmente suman unos 1.500 Gbb. Esta incertidumbre hace pensar que la producción de hidrocarburos líquidos a partir de carbón mineral, que abunda mucho más que el petróleo, podría ser una alternativa emergente usando procesos de licuefacción del carbón ya establecidos aunque casi olvidados por el actual auge del petróleo, *fuentes [15]*.

Ilustración 2.9 Proyección de la producción mundial de petróleo presentada por Hubbert en 1997.



Fuente [15].

Ilustración 2.10 descubrimiento anual de yacimientos de petróleo desde 1930.



Fuente [15]

El petróleo forma parte de todo tipo de plásticos, productos químicos, materiales de construcción, etc., de manera que está presente en casi todos los bienes de uso común utilizados en nuestros días. La lista sería interminable y abarca objetos tan variados como componentes internos y cubiertas de aparatos electrónicos, cueros sintéticos, detergentes, productos de limpieza, cosméticos, pinturas, lubricantes, PVC, fertilizantes agrícolas, medicamentos, aislantes, asfaltos, fibras

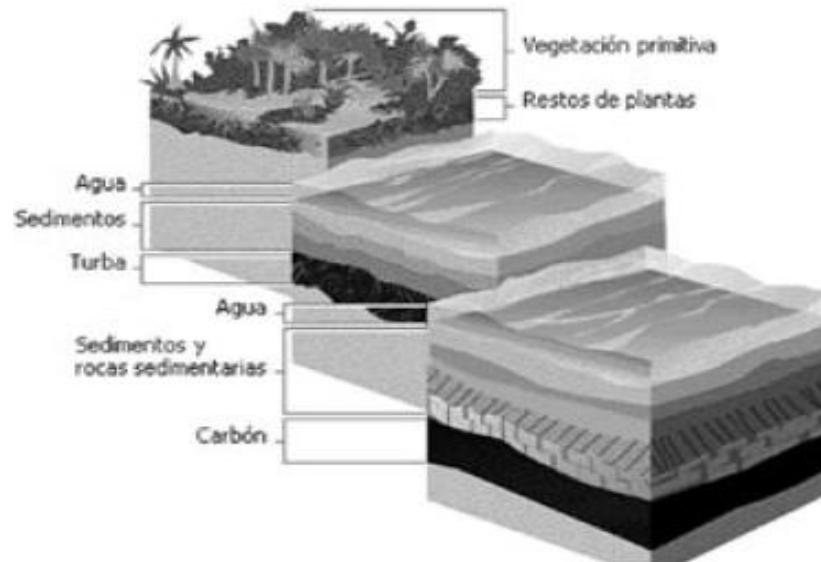
sintéticas para la ropa, muebles, botellas, pañales, ordenadores, cámaras de fotos, baterías, gafas, lentillas, champús, teléfonos móviles, pastas de dientes, bolígrafos, neumáticos, etc. (Tomado del artículo El mundo ante el Cenit del Petróleo, ítem 2). El petróleo representa el 35% del total del consumo energético global y más del 90% de la energía empleada en los transportes. Fuente [15].

2.3.2. Carbón

Es un combustible muy pesado, poco eficiente, con poca versatilidad y con un gran coste de extracción y de transporte. Es muy contaminante (tanto su minería como su combustión) y es el causante de la lluvia ácida, además de contribuir al efecto invernadero. El carbón es la segunda fuente más importante de combustible, el 32% de la energía mundial, y es el combustible fósil más común en la generación de energía eléctrica. A consecuencia de las emisiones resultantes de SO₂, los niveles del contenido de S en los carbones introducen criterios básicos para su utilización. Las preocupaciones medioambientales, sobre las distintas emisiones de contaminantes, especialmente SO₂, NO_x y CO₂, pueden limitar el futuro crecimiento del consumo mundial del carbón. Fuente [52].

¿Cómo se forma el carbón?

El carbón que hoy utilizamos se formó a partir de generaciones de plantas que murieron en antiguos pantanos y ciénagas, y que se fueron asentando bajo sedimentos. Este material vegetal formó primero un material orgánico compacto denominado turba. Con el paso del tiempo, la presión y el calor que ejercían la acumulación y el engrosamiento de las capas de sedimentos sobre la turba provocaban la salida gradual de la humedad. Esto aumentaba el contenido de carbono de la turba, que al final se convertía en carbón. Fuente [15].

Ilustración 2.11 Proceso de formación del carbón.

Fuente [15]

Clasificación de los carbones

El carbón es una sustancia heterogénea por lo que es necesario un sistema de clasificación de acuerdo con una serie de campos en su composición, estructura y propiedades particulares, de calidades como la alteración progresiva que ha tenido lugar en el proceso de carbonización, cuando se ha transformado sucesivamente, a partir del lignito, pasando por los denominados sub-bituminoso, bituminoso y antracita.

Clasificación ASTM por porcentajes

La clasificación ASTM se utiliza como criterio, para definir: El valor de los parámetros de materias volátiles, El carbono fijo determinado en un análisis inmediato y El poder calorífico. El sistema de clasificación ASTM ayuda a identificar las utilidades óptimas comerciales de los diferentes carbones y facilita información con vistas a su combustión; se presenta en la Tabla siguiente se describe en la Sección D388 de las normas del Código ASTM. Fuente [52]

Tabla 2. 1 Clasificación de carbones en % (ASTM-D388).

| Clase | Grupo | Límites Carbono Fijo % puro (seco, sin ceniza) | | Límites Materias Volátiles % puro (seco, sin ceniza) | | Límites Poder Calorífico Btu/lb puro (seco, sin ceniza) | | Carácter aglomerante |
|-----------------------|---------------------|--|----|--|----|---|-------|---------------------------|
| | | ≥ | < | > | ≤ | ≥ | < | |
| I Antracita | Meta-antracita | 98 | - | - | 2 | - | - | No aglomerante |
| | Antracita | 92 | 98 | 2 | 8 | - | - | |
| | Semi-antracita C | 86 | 92 | 8 | 14 | - | - | |
| II Bituminoso | Bajo en volátiles | 78 | 86 | 14 | 22 | - | - | Aglomerante en general |
| | Medio en volátiles | 69 | 78 | 22 | 31 | - | - | |
| | Alto en volátiles A | - | 69 | 31 | - | 14.000 d | - | |
| | Alto en volátiles B | - | - | - | - | 13.000 d | 14000 | |
| | Alto en volátiles C | - | - | - | - | 11500 | 13000 | Aglomerante |
| III Sub-bituminoso | Sub-bituminoso A | - | - | - | - | 10500 | 11500 | No aglomerante |
| | Sub-bituminoso B | - | - | - | - | 9500 | 10500 | |
| | Sub-bituminoso C | - | - | - | - | 8300 | 9500 | |
| IV Lignito | 1. Lignito A | - | - | - | - | 6300 | 8300 | No aglomerante |
| | 2. Lignito B | - | - | - | - | - | 6300 | |

Fuente [52]

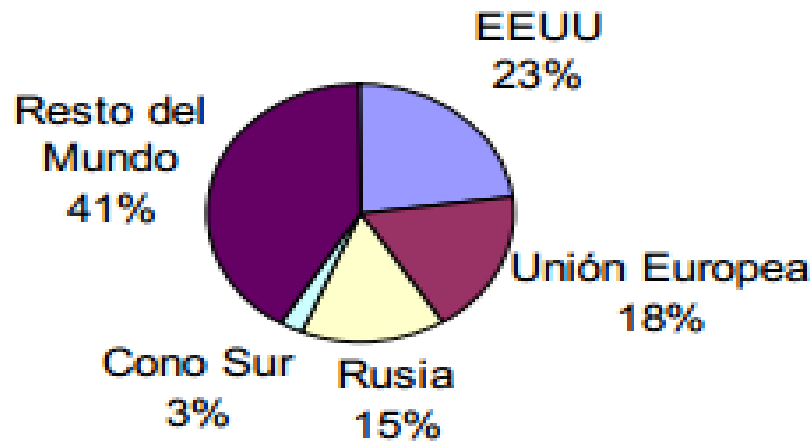
2.3.3. El gas natural

Es una mezcla de hidrocarburos livianos en donde el principal componente es el metano (CH₄). Se denomina con el término "Natural" porque en su constitución química no interviene ningún proceso; es limpio, sin color y sin olor. Se le agrega un odorizante para la distribución sólo como medida de seguridad.

El gas natural es materia prima de muchos productos petroquímicos. No obstante, su aplicación más frecuente es la generación de calor. El gas natural es una fuente de energía en abundancia. Es el combustible que menos contamina, no ensucia los utensilios, calienta con rapidez y al ser suministrado por tubería se le utiliza en la medida que se le necesita; proporcionando un elevado grado de confort en los hogares y establecimientos comerciales tales como restaurantes, panaderías, hoteles, hospitales y oficinas. Tanto en el hogar como en los locales comerciales, el gas natural puede utilizarse para cocinar, obtener agua caliente, secar y en la calefacción de ambientes.

Oferta y demanda mundial de gas natural.

En 2005 el mundo demandó 7.500 millones de metros cúbicos por día de gas natural. El desglose de esta demanda considerando los mayores consumos es el que se aprecia en la siguiente ilustración.

Ilustración 2.12 Consumo mundial del gas natural.

Fuente [51]

Debido principalmente a su menor contaminación ambiental, abundancia, menor costo y mayor nivel de eficiencia en la generación térmica, el crecimiento del consumo de gas natural en los últimos 25 años ha sido del 3.1% por año en promedio, excediendo el consumo de otras fuentes energéticas como el petróleo y el carbón, cuyo crecimiento ha sido de 1.1% y 1.9% respectivamente. Los consumos mundiales mencionados anteriormente, son destinados principalmente al sector industrial y al sector eléctrico, con un 44% y el 31% respectivamente, de la demanda total. Fuente [51]

Tabla 2.2 Mayores aumentos y disminuciones en reservas mundiales.

| | TCM | % Reservas Anteriores | | TCM |
|----------------|------|-----------------------|------------|------|
| Irán | 0.9 | 3% | Bangladesh | 0.17 |
| Arabia Saudita | 0.2 | 3% | Argentina | 0.09 |
| Noruega | 0.3 | 14% | Taiwán | 0.06 |
| Nigeria | 0.26 | 5% | Alemania | 0.03 |
| Indonesia | 0.2 | 8% | Inglaterra | 0.03 |

TCM = Trillion Cubic Meters

Fuente [51]

El mayor aumento en reservas de gas natural fue hecho en Irán (Ver tabla anterior). Otros países como Arabia Saudita, Noruega, Nigeria e Indonesia, presentan considerables aumentos en sus reservas. Por el contrario, países como Bangladesh, Argentina, Taiwán, Alemania e Inglaterra, presentan disminuciones en sus reservas.

2.4. PANORAMA ENERGÉTICO

2.2.4 En el Mundo

El mercado mundial de la energía se mueve hacia las tecnologías que aprovechan las energías renovables (ER), que han estado presentes a lo largo de la historia de los seres humanos y que se abandonaron con el advenimiento de la revolución industrial, cuya pieza fundamental fue la máquina de vapor desarrollado por James Watt en 1774 y que requería para su funcionamiento un combustible de alta densidad energética como el carbón, por ello las ER empezaron a ser sustituidas por los hidrocarburos. En las últimas décadas y debido a las crisis petroleras, la investigación y desarrollo de las tecnologías que aprovechan a las FRE se ha intensificado al punto de generar tecnologías actualmente en estado comercial. Pero más aún, estos mercados han tenido en los últimos años un crecimiento realmente explosivo. Se pueden mencionar entre los factores que han permitido el desarrollo actual de los mercados de las FRE a los siguientes:

3. El alza de los precios de los hidrocarburos que llegó a 139 USD en Junio del 2008 y que podrían llegar a los 150 dólares por barril o más en los años venideros.
4. El mercado mundial de emisiones de CO₂ que está en 13 USD la tonelada de CO₂ y en el futuro podría llegar hacia los 40 o 60 dólares la tonelada.
5. Las políticas voluntarias de los varios estados (Unión Europea y sus miembros, Estados Unidos, China, India, Brasil), más iniciativas locales que crean incentivos especiales para usar tecnologías de FRE.
6. El progreso acelerado que han tenido las tecnologías de energías renovables.
7. La definición de metas de consumo de ER por 73 países/estados/provincia. Es claro que estas políticas han ejercido una influencia fundamental en el crecimiento de los mercados actuales de las ER. En el año 2008, la inversión

anual en energías renovables se incrementó cuatro veces, llegando a alcanzar los 120,000 millones de USD. En los cuatro años anteriores, de diciembre del 2004 a diciembre del 2008, la capacidad instalada para generar energía solar fotovoltaica se incrementó seis veces a más de 16 Gigawatts (GW), la capacidad de generación eolieléctrica aumentó 250% llegando a 121 GW, y la capacidad total de generación de potencia eléctrica de todas la nuevas energías renovables creció 75% hasta alcanzar los 280 GW instalados, *fuate* [51].

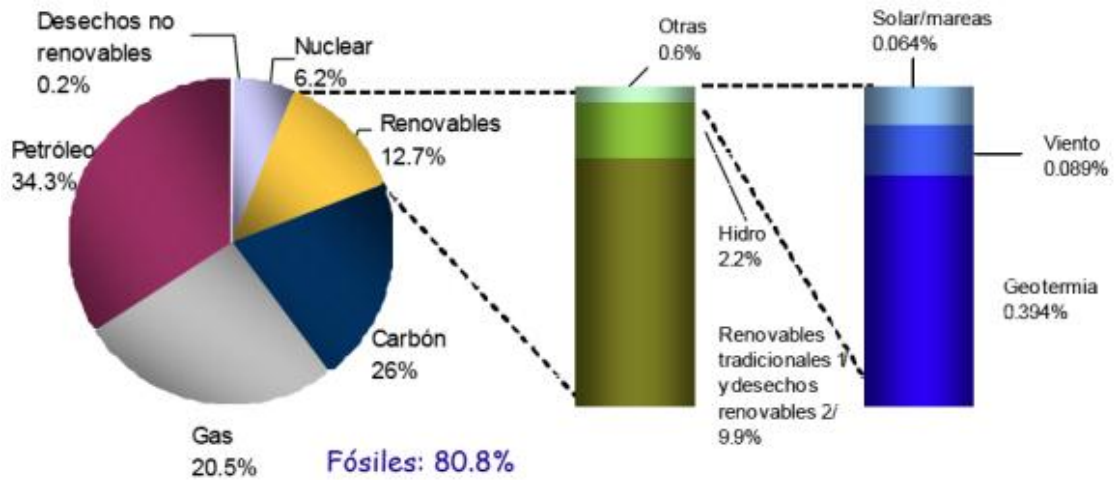
Tabla 2.3 indicadores seleccionados sobre el desarrollo de la ER en el mundo.

| SELECTED INDICATORS | 2006 | 2007 | 2008 |
|---|-------|-------|-------------------|
| Investment in new renewable capacity (annual) ¹ | 63 | 104 | 120 billion USD |
| Renewables power capacity (existing, excl. large hydro) | 207 | 240 | 280 GW |
| Renewables power capacity (existing, incl. large hydro) | 1,020 | 1,070 | 1,140 GW |
| Wind power capacity (existing) | 74 | 94 | 121 GW |
| Grid-connected solar PV capacity (existing) | 5.1 | 7.5 | 13 GW |
| Solar PV production (annual) | 2.5 | 3.7 | 6.9 GW |
| Solar hot water capacity (existing) | 105 | 126 | 145 GWth |
| Ethanol production (annual) | 39 | 50 | 67 billion liters |
| Biodiesel production (annual) | 6 | 9 | 12 billion liters |
| Countries with policy targets | | 66 | 73 |
| States/provinces/countries with feed-in policies ² | | 49 | 63 |
| States/provinces/countries with RPS policies | | 44 | 49 |
| States/provinces/countries with biofuels mandates | | 53 | 55 |

Fuente [1].

La figura mostrada a continuación muestra los consumos de energía mundiales en el año 2008, [1]. El total de consumo de energía que corresponde a los hidrocarburos es del 80.8%, indicando que son estos el motor del mundo industrializado. A las energías renovables les corresponde un 12.7%, sin embargo las renovables tradicionales, y aquí se habla principalmente de leña y de la gran hidráulica sumadas dan el 12.1%, dejando solo para las nuevas energías renovables el 0.6%. Estas últimas incluyen a la geotermia, al viento, a la solar y la oceánica. *Fuente* [51].

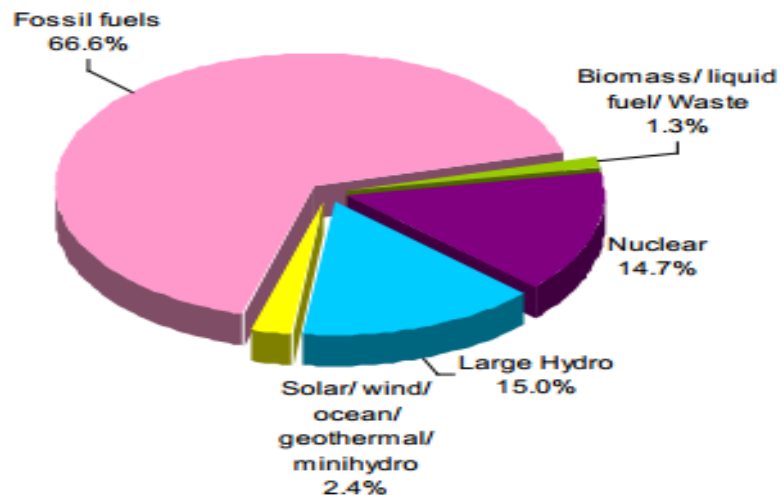
Ilustración 2.13 Consumo mundial de energía en 2008.



Fuente [50]

En la figura siguiente presenta la producción mundial de electricidad a partir de las diferentes fuentes energéticas para el año 2008. La capacidad instalada mundial es de 4,700 GW de los cuales dos terceras partes corresponden a sistemas que operan con hidrocarburos. En el año 2008 se generaron 19,771 TWh de los cuales el 66.6% correspondió a hidrocarburos, 14.7% a nuclear, 15% a gran hidráulica y solo el 3.7 correspondió a las nuevas energías renovables (solar/ viento/geotermia/ micro hidráulica/oceánica/biomasa). Fuente [51].

Ilustración 2.14 Producción mundial de potencia en 2008.

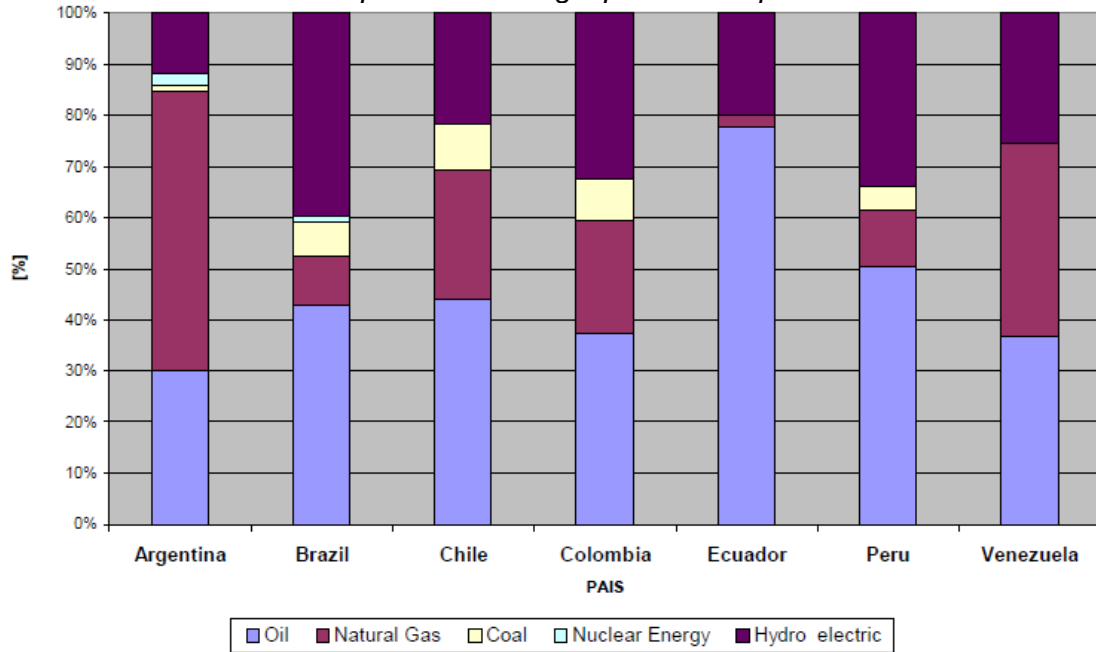


Fuente [50]

2.2.5 En Latinoamérica

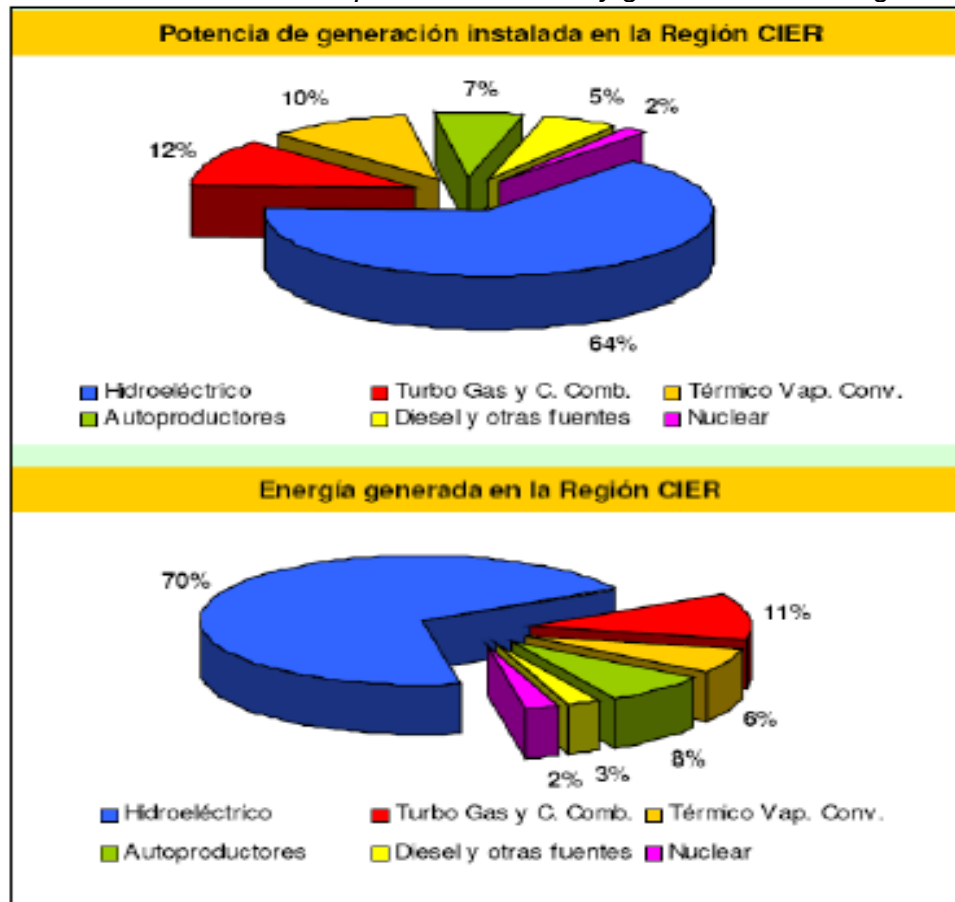
Latinoamérica es una región que cuenta con muchos recursos naturales energéticos distribuidos entre las naciones, y sus niveles de explotación y producción son muy variables según sea el mercado y los mecanismos de incentivo que existan. Los mercados energéticos de la región en términos generales, el recurso energético más utilizado es el petróleo y sus derivados, destacando la alta participación que tiene el gas natural en Venezuela y Argentina, debido a que se ha alentado su consumo a precios bajísimos en comparación al nivel de precios internacional de este insumo. (Ver Ilus. 2.15)

Ilustración 2.15 Participación de energía primaria en países sudamericanos.



Fuente [87]

Sin embargo, la energía hidroeléctrica continúa siendo con gran margen la principal fuente primaria para la generación eléctrica en la región, como se aprecia en la Ilustración 2.16. Aunque esta fuente de energía tiene gran potencial en Latinoamérica, no es posible desarrollar todo el potencial hidroeléctrico debido a altos requerimientos de capital, altos costos de transmisión y requisitos ambientales cada vez más exigentes. La siguiente Ilustración muestra la participación total de los distintos tipos de generación eléctrica en la región de países asociados a CIER.

Ilustración 2.16 Distribución de la potencia instalada y generación en la región CIER.

Fuente [87]

2.2.6 COLOMBIA.

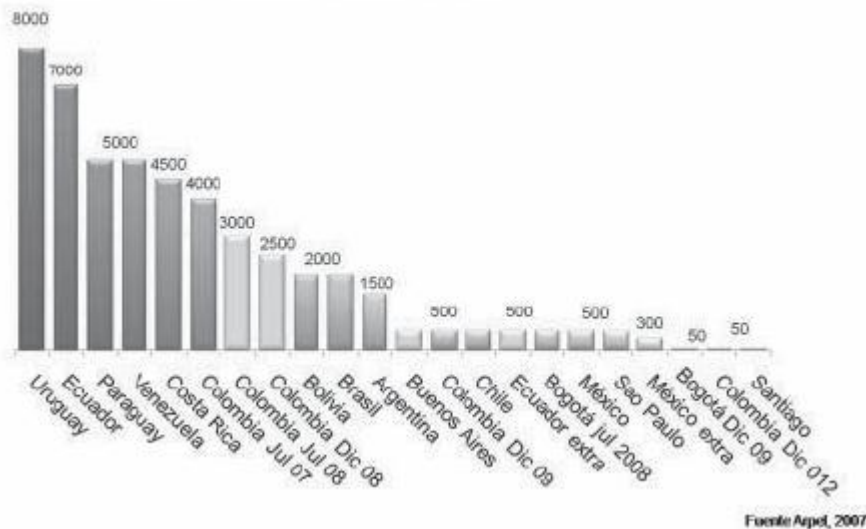
Para conocer el estado actual de los combustibles usados en Colombia y para conocer las necesidades en el marco de los biocombustibles, se presenta un resumen de la calidad de la gasolina, diesel, biodiesel, y el gas natural, tomando en cuenta aspectos tales como el contenido de azufre, la presencia de aromáticos y la emisión de material particulado.

Colombia muestra uno de los contenidos más bajos en azufre con respecto a Latinoamérica, llegando a niveles de 500 ppm para la ciudad de Bogotá. Para el caso de aromáticos en gasolina, Colombia presenta una de las mejores en el mundo en términos de aromáticos, con contenidos de gasolina regular en 20% y en gasolina Premium en 22 %. Por otro lado, la emisión de compuestos azufrados y material particulado no se está reduciendo en la misma proporción que la calidad

de los combustibles colombianos, que están siendo mejorados especialmente en parque automotor de transporte pesado antiguo (mayor de 25 años).

La figura siguiente muestra una lista del contenido de azufre en el Diesel en Latinoamérica. Se puede ver cómo Colombia está dentro de los niveles más bajos y ha venido avanzando en las cifras desde el año 90, pasando de 3.000 ppm a 2.500 ppm en enero de este año y, para Bogotá, a 500ppm. Es importante ver que en los países se ve una diferencia entre las capitales y el resto del país, debido a la concentración de población y también porque allí está concentrado un consumo mayor de combustible. Colombia para el año 2012 va a estar toda en 50ppm de contenido de azufre en el diesel. *Fuente [12].*

Ilustración 2.17 Comparativo en Latinoamérica. Contenido de azufre en PPM.



Fuente [12]

Así mismo, en el año 2008 se empezó el Programa de Biocombustibles, básicamente en la Costa Norte, en el que Ecopetrol adiciona 2% de Biodiesel y un 3% los distribuidores mayoristas, para completar el 5% que exige la regulación.

Ecopetrol adelanta varios proyectos de participación en Biocombustibles: a final de año se producirán dos mil barriles de biodiesel por día en la planta de Ecodiesel que está en construcción en Barrancabermeja.

El “Reid Vapor Pressure” o RVP, por su sigla en inglés, es la medición de la tendencia a evaporarse de las fracciones más livianas; de las cuales pasamos de 11.5 a 9 en 1991 (recordemos que en Estados Unidos manejan 8.5 y 11 de RVP,

dependiendo de la estacionalidad). En 1993 se pasó de 9 a 8.5%, hasta llegar 8 de RVP en 1997. En el 2005, se reguló una adición de Etanol del 10% y, para el 2010, se tiene proyectada una reducción del contenido de azufre de 900ppm a menos de 300ppm. En la figura siguiente podemos observar la evolución de la gasolina. Fuente [12].

Ilustración 2.18 Muestra de la evolución en la calidad de la gasolina en Colombia.



Fuente [12]

En el caso del gas natural vehicular, hay ya 280.000 vehículos convertidos en el país y, para el año 2008, se proyectó que habría 30.000 vehículos más con una inversión de 12 millones de dólares. En el caso del biodiesel, hay inversiones de más de 72 mil millones de pesos y la planta está construida en más del 70%. Ecopetrol tiene todos los equipos de larga entrega en el país y con esto se procesarán 100.000 toneladas al año: esta planta va a producir 2.000 barriles diarios, con lo que lograría inyectar a todo el producto del interior y del occidente del país el 2% de biodiesel. Fuente [12]

Lo expuesto anteriormente nos permite conocer de manera general todo lo relacionado con los combustibles fósiles, si bien sabemos que estos poseen energía química la cual puede ser liberada durante su proceso de combustión. Motivo por el cual es necesario abarcar este aspecto importante de la obtención de la energía.

2.1. EFICIENCIA ENERGÉTICA

2.1.1. Criterios De Eficiencia

Para caracterizar los sistemas de cogeneración se deben definir un conjunto de parámetros que permitan: i) valorar las oportunidades de inversión, ii) seleccionar el sistema más adecuado, y iii) optimizar su operación una vez instalado. Suponiendo, para simplificar, que el sistema de cogeneración es una caja negra, como la de la Fig. X, que consume F unidades de energía de combustible (poder calorífico inferior), produce simultáneamente W unidades de trabajo y Q unidades de calor. Para un análisis energético de la operación convendrá expresar F , W y Q como flujos de energía en el mismo Sistema de Unidades y manejar los parámetros siguientes:

Eficiencia eléctrica $\alpha_W \equiv W/F$ (1)

Eficiencia térmica $\alpha_Q \equiv Q/F$ (2)

Eficiencia global $\eta \equiv (W + Q)/F$ (3)

Relación calor–trabajo $\beta \equiv Q/W$ (4)

Nótese, sin embargo, que para caracterizar por completo el sistema basta conocer 3 variables independientes de entre las anteriores. Por ejemplo, pueden emplearse W , α_W y β . Otros parámetros interesantes para el análisis muestran la ventaja comparativa de los sistemas de cogeneración sobre los sistemas convencionales de aprovisionamiento de calor y trabajo. Para definirlos, se representa en la Fig. XX la operación de un sistema convencional que produce las mismas cantidades de trabajo y calor que el sistema de cogeneración.

Ilustración 2.19 Sistema de cogeneración.

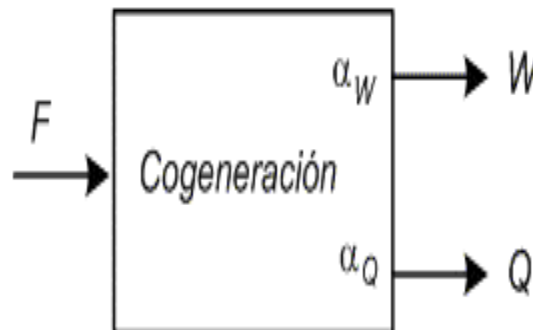
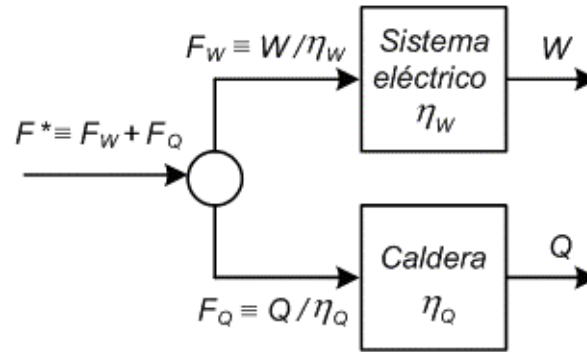


Ilustración 2.20 producción convencional de potencia y vapor.

2.2. CENTRALES TÉRMICAS

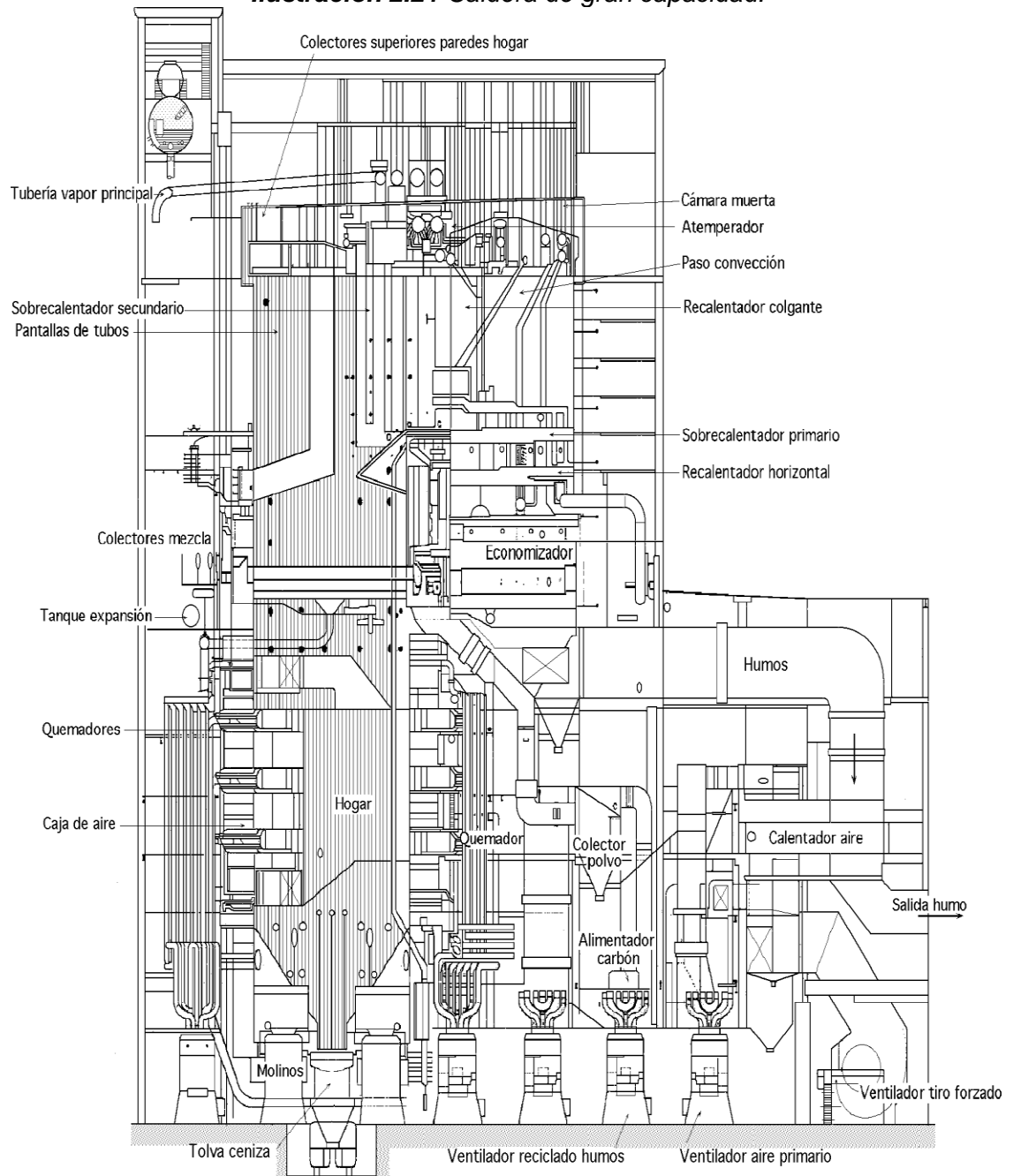
Las calderas utilizan el calor para convertir agua líquida en vapor, que se destina a una gran variedad de aplicaciones, entre las que se encuentran la producción de energía eléctrica y el calentamiento en procesos industriales. El vapor de agua es un recurso fundamental por su disponibilidad, sus propiedades ventajosas y su naturaleza no tóxica. La utilización de determinados combustibles (carbón, petróleo y gas natural) y sus diferentes formas de manipulación, aumentan la complejidad y variedad de las unidades generadoras de vapor.

La energía nuclear tiene también un papel importante en el sector de la generación de energía eléctrica, aunque su futuro, al menos en Colombia, sigue siendo incierto a corto plazo. Otras fuentes de calor para la generación de electricidad, son una gran variedad de materiales de biomasa y de subproductos de procesos industriales, como la turba, la madera y sus desechos, la paja, los posos del café, las cáscaras de cereales, los desechos de las minas de carbón, el calor residual de factorías siderúrgicas, las energías geotérmica y solar, así como los procesos de generación de vapor asociados a los de recuperación de subproductos en determinados procesos, como la fabricación de pasta de papel, los residuos sólidos municipales y la destrucción de residuos sanitarios peligrosos.

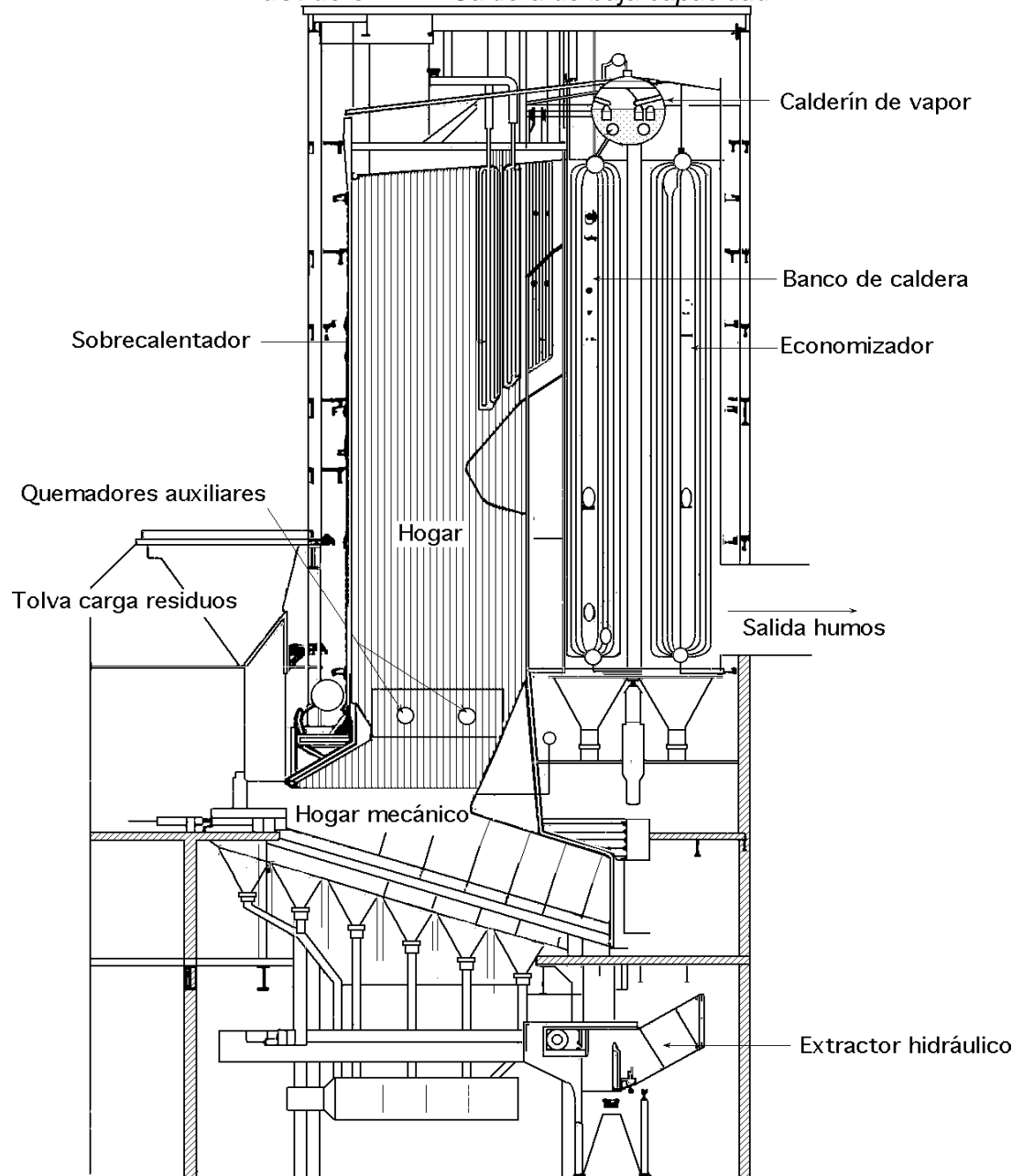
Los generadores de vapor diseñados para cumplimentar tales objetivos, pueden ser:

- a) Pequeñas calderas prefabricadas montadas en factoría, completamente equipadas y automatizadas, que queman gas y pueden suministrar vapor, a las que sólo hay que acoplar la chimenea y conexiones.
- b) Calderas energéticas de potencia para producir 1300 MW, Ilus. 2.20, que entran dentro del grupo de las grandes calderas energéticas; se montan y construyen en el lugar de emplazamiento y pueden producir más de 1250 kg/seg de vapor, a 275 bar y 550°C; estas unidades, o sus equivalentes nucleares, forman parte de los sistemas actuales que se encuentran en explotación, siendo de gran complejidad.
- c) Otras calderas energéticas de menor potencia, como las utilizadas en plantas de generación de electricidad que queman 700 Tm/día de residuos en masa incandescente, Ilus. 2.21, o las de combustión en lecho fluido circulante, etc.

Ilustración 2.21 Caldera de gran capacidad.



Fuente [65]

Ilustración 2.22 Caldera de baja capacidad.

Fuente [65]

Para obtener un sistema generador de vapor que cumplimente las características de un determinado suministro de vapor en cualquiera de estas aplicaciones, hay que compaginar la ciencia fundamental, la tecnología, datos empíricos y experiencia, con el equipamiento más económico posible.

Otros factores que se integran en el proceso de diseño son:

- Las características del combustible
- La protección del medio ambiente
- El rendimiento térmico
- Las características funcionales
- Los costes de explotación (producción-control-mantenimiento)
- Los requisitos legales y las condiciones climatológicas y geográficas locales, etc.

Por lo que el diseño implica ponderar todos los factores mencionados tan complejos y, a veces, tan contrapuestos. Por ejemplo, la reducción del contaminante NO_x puede requerir una caldera con gran volumen de hogar, elevando los costes de inversión e incrementando los de mantenimiento. Hay que procurar que el diseño del generador de vapor se oriente hacia determinadas tendencias, para facilitar la mejor opción posible en base a las siguientes consideraciones:

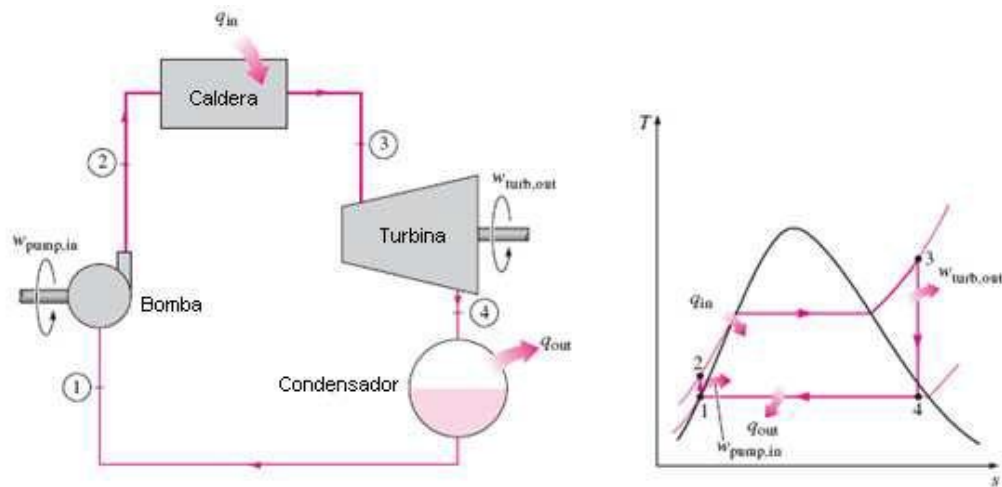
- El precio de los combustibles se incrementa en cuanto el suministro se haga más inseguro, por lo que se hace necesario mejorar la eficiencia, al tiempo que se flexibiliza la utilización de los combustibles.
- Las crecientes exigencias en el campo de la protección medioambiental tienen que conducir a mejorar la combustión, para reducir la formación de los NO_x y las emisiones de CO₂.
- El aumento de la demanda en muchas regiones puede conducir a la necesidad de mantener, en el generador de vapor, determinados ciclos de carga que se harán más frecuentes y rápidos.

2.2.1. Ciclo Rankine

La mayor parte de las centrales generadoras de electricidad son variaciones del ciclo de potencia de vapor donde el agua es el fluido de trabajo. Las plantas de potencia de vapor de agua trabajan fundamentalmente con el mismo ciclo básico, tanto si el suministro de energía proviene de la combustión de combustibles fósiles (Carbón, gas natural o petróleo) como si procede de un proceso de fisión en un reactor nuclear. El ciclo termodinámico que describe el modelo de operación en las centrales generadoras de potencias es el ciclo Rankine. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos que se pueden observar en la figura 2.22:

- 1 - 2 Compresión isentrópica en una bomba.
- 2 - 3 Adición de calor a presión constante en una caldera.
- 3 - 4 Expansión isentrópica en una turbina.

3 - 1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

Ilustración 2.23 Ciclo Rankine.Figura [<http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Ecosolar/>]

El agua entra a la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se condensa isentropicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura de agua aumenta durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua.

El agua entra a la caldera como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes, se transfiere al agua esencialmente a presión constante. La caldera, con la sección donde el vapor se sobrecalienta, recibe el nombre de sobrecalentador.

El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina donde se expande isentropicamente y produce trabajo al hacer girar al eje conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al condensador. En este estado el vapor es por lo general una mezcla saturada de líquido y vapor con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, el cual es básicamente un intercambiador de calor que rechaza a este hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor sale del condensador como líquido saturado y entra a la bomba, complementando el ciclo.

El área bajo la curva del proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; y es de notar que el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y que el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estable, por lo tanto los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estable. Un proceso de flujo estable se caracteriza en que el flujo másico de cada corriente que entra en el sistema y sale de él es constante y además no hay acumulación ni disminución de masa y energía dentro del sistema, es decir, la intensidad de flujo de calor Q y el trabajo W son constantes.

Para evaluar los componentes presentes en el ciclo Rankine, aplicamos la primera ley de la termodinámica.

$$\text{Energía que entra} = \text{Energía que sale}$$

2.2.2. Ciclo Brayton

En el año 1873 GEORGE BRAYTON (1830 – 1892) expuso el principio de funcionamiento del ciclo que lleva su nombre que originariamente se desarrolló empleando una máquina de pistones con inyección de combustible, para luego realizarlo como ciclo abierto simple llamado turbina a gas.

Si bien se le llama ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no realiza un ciclo completo dado que el fluido que ingresa es aire y el que egresa son gases de combustión, o sea en un estado diferente al que se tenía cuando se inició el proceso, por eso se dice que es un “ciclo abierto”. Las turbinas a gas son máquinas térmicas rotativas de combustión interna a flujo continuo cuyo esquema se representa en la Fig. 2.23.

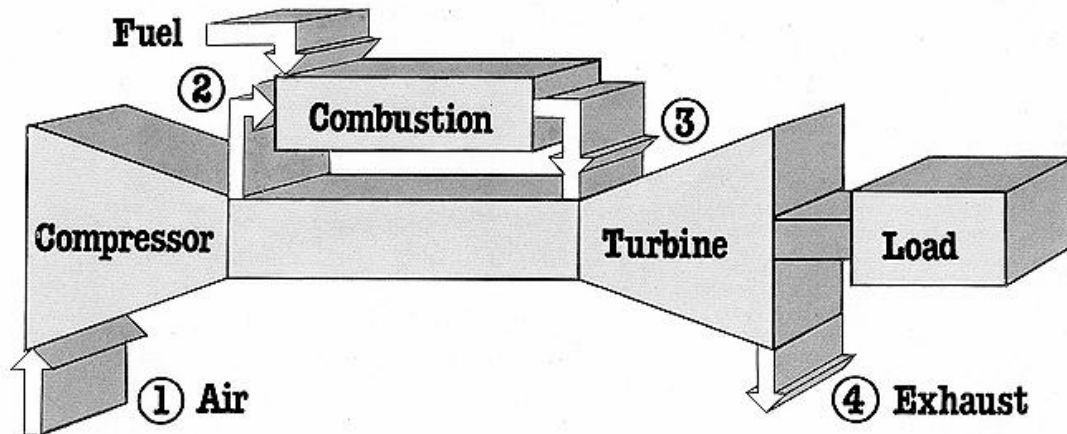
Ilustración 2.24 Turbina a gas.

Figura [65]

El objetivo de ésta máquina térmica es convertir energía calórica contenida en el combustible utilizado en energía mecánica (trabajo mecánico) en el eje de la misma. La máquina está compuesta de los siguientes elementos:

1. Un compresor de flujo axial
2. Una o varias cámaras de combustión (según el fabricante)
3. La turbina a gas
4. Sistemas auxiliares para su operación:
 - a) Sistemas de lubricación
 - b) Sistema de alimentación de combustible
 - c) Sistema de regulación de velocidad
 - d) Sistema de puesta en marcha y parada
 - e) Sistemas de protección de máquina
 - f) Sistema de acoplamiento hidráulico
 - g) Sistema de virado (virador)
5. Motor de lanzamiento (motor Diesel, o motor eléctrico)

La máquina acciona una carga la cual se encuentra montada en el eje de la misma. La carga podrá ser de diversos tipos, tales como: un generador eléctrico, una bomba de gran potencia, un compresor, un soplante de aire, la hélice de un navío, etc. Según el tipo de carga de que se trate podrá existir una caja reductora de velocidad entre la máquina y la carga, caso de que la carga sea un generador Eléctrico También se aplica con gran éxito como planta propulsora de aeronaves, barcos y vehículos terrestres tales como trenes y vehículos de calle, dada la importante característica que presenta ésta máquina en cuanto a la relación

potencia / peso y tamaño que la distingue fundamentalmente de otras máquinas térmicas.

Ventajas De La Turbina A Gas

- a) Muy buena relación potencia vs. Peso y tamaño
- b) Bajo costo de instalación
- c) Rápida puesta en servicio
- d) Es una máquina rotante (no tiene movimientos complejos como son los movimientos roto alternativos de los motores de combustión interna)
- e) Al ser una máquina rotante el equilibrado de la misma es prácticamente perfecto y simple, a diferencia de máquinas con movimiento alternativos
- f) Menos piezas en movimiento (comparado con los motores de combustión interna)
- g) Menores pérdidas por rozamiento al tener menores piezas en movimiento
- h) Sistema de lubricación más simple por lo expresado anteriormente
- i) Bajas presiones de trabajo (es la máquina térmica que funciona a más baja presiones)
- j) El proceso de combustión es continuo y se realiza a presión constante en la cámara de combustión (diferente a los motores de combustión interna)
- k) Pocos elementos componentes: compresor, cámara/s de combustión y turbina propiamente dicha.
- l) No necesitan agua (diferente a las turbinas a vapor que requieren de un condensador)
- m) Permiten emplear diferentes tipos de combustibles como kerosene, gasoil, gas natural, carbón pulverizado, siempre que los gases de combustión no corroan los álabes o se depositen en ellos
- n) El par motor es uniforme y continuo

Desventajas De La Turbina A Gas

Bajo rendimiento térmico (alto consumo específico de combustible) debido a:

- A. Alta pérdida de calor al ambiente que se traduce por la alta temperatura de salida de los gases de escape por chimenea, entre 495°C a 560 °C
- B. Gran parte de la potencia generada por la turbina es demandada por el compresor axial,

Clasificación De Las Turbinas A Gas

Las turbinas a gas, al igual que las turbinas a vapor, se clasifican en:

1. Turbinas a gas de acción
2. Turbinas a gas de reacción

En las turbinas de acción la caída total de presión de los gases de combustión se produce en las toberas que están ubicadas antes del/los estadios móviles y fijos de la misma. De esta manera se produce una transformación de energía de presión a energía de velocidad (energía cinética) en los gases. La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, permanece constante.

En las turbinas de reacción, en cambio, la caída de presión de los gases de combustión se produce tanto en las toberas, como en los estadios móviles y fijos que componen la misma. La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, va disminuyendo.

También las turbinas a gas se clasifican de acuerdo al número de estadios móviles, en cuyo caso pueden ser:

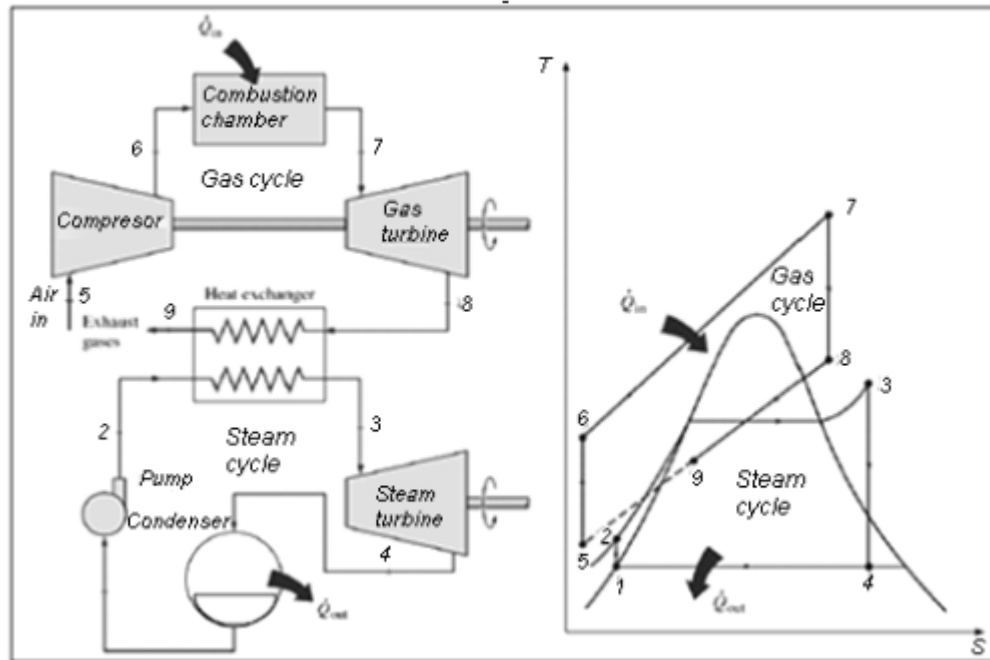
1. Turbinas a gas mono etapa (un solo estadio móvil)
2. Turbinas a gas multietapas (varios estadios móviles)

2.2.3. Ciclos combinados

En la generación de energía se denomina ciclo combinado a la coexistencia de dos ciclos termodinámicos en un mismo sistema, uno cuyo fluido de trabajo es el vapor de agua y otro cuyo fluido de trabajo es un gas producto de una combustión. En una central eléctrica el ciclo de gas genera energía eléctrica mediante una turbina de gas y el ciclo de vapor de agua lo hace mediante una o varias turbinas de vapor. El principio sobre el cual se basa es utilizar los gases de escape a alta temperatura de la turbina de gas para aportar calor a la caldera o generador de vapor de recuperación, la que alimenta a su vez de vapor a la turbina de vapor. La principal ventaja de utilizar el ciclo combinado es su alta eficiencia, ya que se obtienen rendimientos superiores al rendimiento de una central de ciclo único y mucho mayores que los de una de turbina de gas.

En síntesis el ciclo combinado es un conjunto de equipos (turbinas a gas, calderas de recuperación, turbinas a vapor, generadoras y auxiliares) configurados de manera tal que la generación de energía permite alcanzar rendimientos de conversión hasta 60% y consecuentemente a muy bajo costo [\$/Kwh].

Ilustración 2.25 esquema y diagrama T Vs S Para un ciclo combinado.



Fuente [<http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Ecosolar/>]

2.2.4. Cogeneración

El término cogeneración está definido en general como la generación simultánea y combinada de calor y energía eléctrica, en un verdadero sistema de cogeneración una porción importante del calor generado o recuperado debe ser destinado a procesos térmicos.

Típicamente la potencia es cogenerada en la forma de energía mecánica o eléctrica, esta potencia puede ser usada totalmente en una planta industrial que sirve como “anfitrión” del sistema de cogeneración o puede también ser exportada Parcial o totalmente a la red de un sistema eléctrico.

La Cogeneración es reconocida como una de las principales alternativas para usar racionalmente la energía que no solo toca aspectos de eficiencia energética si no que se convierte en una forma estratégica de generación distribuida que alivia las presiones sobre la red de transmisión y coadyuvan a alejar el fantasma del racionamiento.

Por otra parte se recomienda estudiar el diseño de esquemas de desarrollo de proyectos de cogeneración por parte de terceros. Los proyectos de cogeneración en parques industriales que permitan optimizar los ciclos térmicos y aprovechar las

economías de escala, pueden construir una alternativa atractiva para los inversionistas privados.

Ilustración 2.26 sistema tradicional de Potencia.

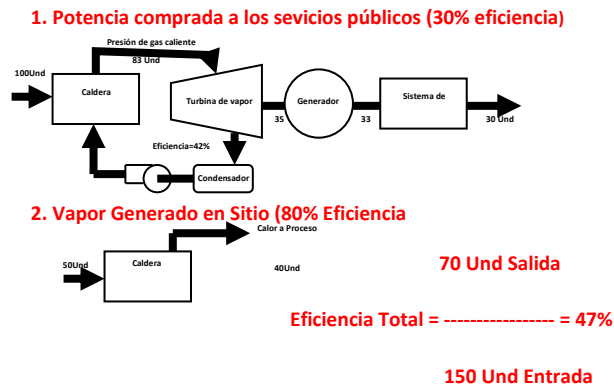


Ilustración 2.27 Sistema de Cogeneración con motor y generador.

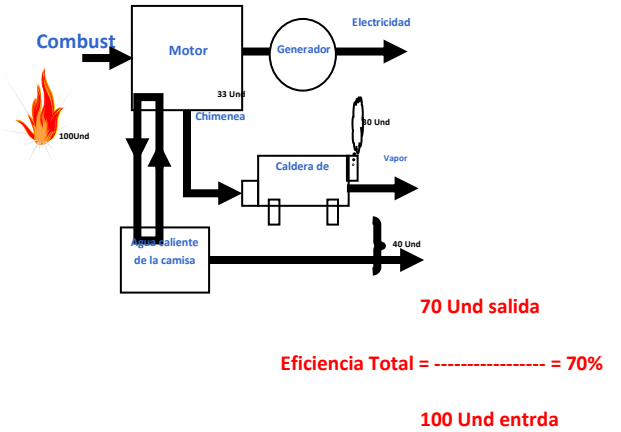


Ilustración 2.29 Diagrama de flujo de un sistema convencional de generación eléctrica.

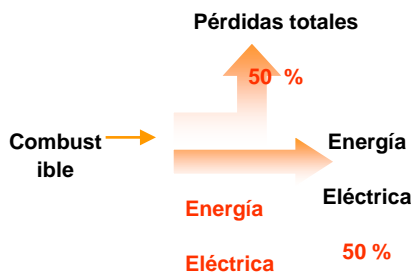
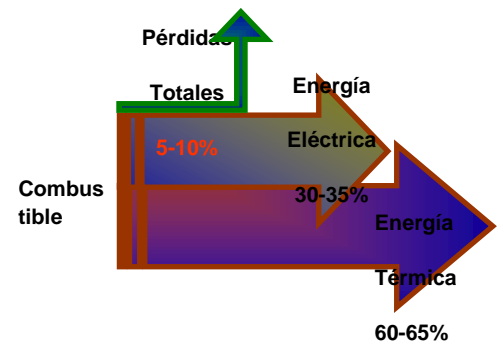


Ilustración 2.28 Diagrama de flujo de un Sistema de cogeneración.

(Producción simultánea)



La Cogeneración y el medio ambiente

La maquinaria de alta eficiencia de la cogeneración resulta beneficiosa para el medio ambiente. Las emisiones de CO₂ se reducen, en consonancia con los esfuerzos por detener el efecto del calentamiento global del planeta y, además, las reservas de combustibles son conservadas como resultado del consumo eficiente.

Considerando la generación de energía útil total, las emisiones de NO₃ y CO₂ que genera el sistema completo por planta térmica más caldera casi doblan a las emisiones de una planta de cogeneración.

Rentabilidad

La cogeneración debe ser aplicada en aquellos procesos en que se puede utilizar de forma eficiente el calor y parte de la energía eléctrica generada por el módulo de cogeneración.

Las administraciones de los países más desarrollados han asumido que la cogeneración es el sistema más eficaz y menos contaminante de aprovechamiento energético de un combustible. Por esta razón existen normativas de regulación que tratan de promover este sistema de producción energética.

Las plantas de cogeneración de alta eficiencia superan sin dificultad un análisis de rentabilidad.

Además de los precios de los combustibles y de la energía eléctrica hay que tener en cuenta otros factores importantísimos para que la explotación de una planta de cogeneración obtenga unos resultados económicos brillantes.

El rendimiento del módulo de cogeneración, la disponibilidad y la calidad del servicio del mantenimiento y reparaciones son componentes del precio de la energía producida.

Disponibilidad

La disminución de la energía generada por un módulo de cogeneración, como consecuencia de una parada de dos días por averías, es equivalente a una pérdida de energía del 0.6% si su funcionamiento es de 8000 horas anuales. En las plantas con menor número de horas de funcionamiento la recuperación es mayor.

La disponibilidad depende de un buen servicio de asistencia técnica que puedan tener en la empresa.

Ventajas

Son muy numerosas las ventajas que la cogeneración representa tanto para el usuario de la misma como para la sociedad en su conjunto.

- Ventajas para el usuario:
 - ✓ Reducción de los costes energéticos, gracias al ahorro que se consigue en energía primaria y el menor coste de operación de una planta de cogeneración.
 - ✓ Independencia e la red eléctrica y seguridad en el suministro, ya que la energía necesaria para los procesos industriales es auto generada.
 - ✓ Dimensión de la planta de cogeneración acorde a las necesidades energética del proceso.

- Ventajas para la sociedad:
 - ✓ Mayor protección del medio ambiente, al reducir considerablemente las emisiones.
 - ✓ Mayor eficiencia en la generación de la energía, reducción de costes de energía, transporte y distribución de la electricidad y calor, ya que la energía se genera allí donde es consumida.
 - ✓ Mejor adecuación entre oferta y demanda energética, lo que tiene como consecuencia la reducción y el equilibrio en los precios de la energía.

Barreras a la cogeneración

Aun cuando la cogeneración debe ser evaluada como parte de un plan de administración de energía su principal prerequisite es que la planta presente una demanda significativa y concurrente de calor y energía eléctrica, una vez identificado este escenario puede explorarse sistemas de cogeneración aplicables bajo las siguientes circunstancias:

Desarrollo de nuevas instalaciones.

Ampliaciones importantes a instalaciones existentes con incremento de demandas de calor y/o de producción de energía remanente de proceso.

Reemplazo de equipo viejo de proceso o de generación de energía eléctrica y oportunidad de mejorar la eficiencia del sistema de suministro de energía.

Sumado a esto, en el caso de la cogeneración, las barreras que impiden concretar sus potencialidades se enumeran a continuación:

- Un proyecto de cogeneración resultará viable en la medida que exista un adecuado equilibrio entre los productos térmicos (vapor y calor) y la energía eléctrica generada. Es necesario que exista un comprador para ambos productos.
- En principio, se requiere un régimen de operación a 3 turnos o de un mínimo de horas trabajadas por año para hacer rentables estos proyectos.
- Es necesario disponer de energéticos limpios y de bajo costo: gas natural, biogás o residuos combustibles, como la biomasa, que no tengan uso alternativo.
- Precios de los combustibles y de la electricidad: La incertidumbre actual impide predecir lo que sucederá en los próximos 20 años, aunque se puede asegurar que si los combustibles aumentan su costo, también lo hará la electricidad.
- Tarifado y respaldo eléctrico: Una industria que decida instalar un sistema de cogeneración, debería contar con un respaldo en el suministro, lo que tendría implicancias contractuales y de costo.
- Costo unitario de equipos para pequeñas industrias (US\$/kW instalado): Para instalaciones más pequeñas, se produce el efecto negativo por las economías de escala.
- Poca disponibilidad y disposición de la industria a invertir: Las industrias consideran a la energía como un proceso diferente a su línea de negocios principal (sus productos, marketing, etc.), lo que se suma a la tendencia creciente a la tercerización de servicios - sistemas de vapor, eléctricos, mantención, etc.-.

2.7 IMPACTOS AMBIENTALES POR LA GENERACIÓN DE POTENCIA

El Mercado eléctrico solo puede funcionar de manera eficiente y transparente si los precios finales de la electricidad reflejan la totalidad de los costes asociados a su producción y, entre ellos, el coste de los daños medioambientales y sociales que provoca.

El mercado eléctrico, sin embargo, no funciona actualmente así ya que las fuentes energéticas convencionales, es decir, las basadas en combustibles fósiles y en el Uranio, solo incorporan en sus precios finales los costes privados originados en la fase de generación, como son el combustible, los costes de capital y de operación, la mano de obra, los impuestos y los seguros.

El coste económico que supone los impactos medioambientales y sociales que provocan las energías convencionales son, en cambio, sistemáticamente externalizados, es decir, repercutidos sobre la sociedad en su conjunto y no sobre los propios consumidores de electricidad.

2.7.1 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD ANALIZADOS

A continuación se evalúa y compara los ocho principales sistemas de electricidad utilizados actualmente, cinco convencionales y tres renovables, tomando referencia plantas de potencia homogéneas. [51]

Sistemas convencionales:

- **Térmico de lignito:** el lignito es un combustible fósil de poder calorífico relativamente bajo y gran proporción de azufre y componentes inertes.
- **Térmico de carbón:** el carbón es un combustible fósil de mediano poder calorífico, bajo cuya denominación se incluyen mezclas de hulla y antracitas.
- **Térmico de Fuel-oil:** el Fuel-oil es el principal derivado del petróleo, un combustible fósil de alto poder calorífico, utilizado para generar electricidad.
- **Térmico de gas Natural:** el gas natural es también un combustible fósil de alto poder calorífico.
- **Térmico Nuclear:** estas centrales utilizan como combustible diversos derivados del uranio natural.

Sistemas renovables:

- **Eólico:** la tecnología eólica transforma la energía del viento en trabajo mecánico que, al aplicarse a un alternador, genera electricidad.
- **Hidráulico:** la tecnología Hidráulica transforma la energía del agua en trabajo mecánico que, al mover una turbina conectada a un alternador, genera electricidad.
- **Solar fotovoltaica:** la tecnología solar fotovoltaica transforma la energía fotonica de la radiación solar en energía eléctrica.

2.7.2 IMPACTO MEDIO AMBIENTALES

- **Calentamiento global.**

El calentamiento global es el proceso de aumento gradual de la temperatura de la tierra a consecuencia del incremento de la concentración de gases de efecto invernadero en la atmosfera, incremento provocado por los procesos de combustión con fines energéticos de carburantes fósiles y por la deforestación.[51]

- **Disminución de la capa de ozono.**

La disminución de la capa de ozono es el proceso de reducción, tanto en concentración como en grosor, de la capa de ozono presente en la atmosfera. Este fenómeno es consecuencia de la alteración del balance atmosférico de oxígeno y ozono. Las emisiones de clorofluorocarbonos (CFC), un hidrocarburo sintético utilizado como refrigerante, son las principales responsables de impacto.[51]

- **Acidificación.**

La acidificación es el proceso de introducción de sustancias acidas en el medio ambiente provocado por las emisiones a la atmosfera de óxidos de azufre y de nitrógeno prominentes principalmente de la quema de combustibles fósiles. Tras reaccionar con el vapor de agua presente en el aire, estos óxidos se convierten en compuestos ácidos que la lluvia precipita sobre la superficie terrestre.[51]

2.7.3 UNIDAD DE MEDIDA DE LOS IMPACTOS MEDIOAMBIENTALES.

La unidad utilizada para medir el impacto medioambiental de los ocho sistemas de generación de electricidad analizados es el llamado Ecopuntos de Impacto. El estudio concluye otorgándole a cada una de las tecnologías estudiadas un valor total de ecopuntos de impacto medioambiental por Terajulio de electricidad

producido. (Un Terajulio equivale a 278 megavatios hora (MWh), es decir, la cantidad de electricidad que consumen 278000 estufas de 1000 W durante una hora). [51]

Es importante remarcar que los ecopuntos son unidades de penalización, de forma que cuanto más ecopuntos obtenga un sistema de generación de electricidad mayor será su impacto medioambiental, y a la inversa, los sistemas con menor puntuación de ecopuntos resultaran ser los más amigables con el medio ambiente.[51]

2.7.4 RESULTADO DEL ESTUDIO.

El resultado del estudio en términos de ecopuntos de impacto son los siguientes:

- Los sistemas de generación de electricidad basados en los combustibles fósiles tradicionales (lignito, carbón, petróleo) son los únicos que superan los 1000 ecopuntos, por lo que resultan como los de mayor impacto medioambiental.[51]

Tabla 2.4 Impacto ambiental por generación eléctrica con Lignito, Petróleo y Carbón.

| | |
|--|------|
| Categoría 1- total ecopuntos superior a 1000 | |
| Sistema lignito | 1735 |
| Sistema Petróleo | 1398 |
| Sistema Corbona | 1356 |

Fuente [51]

- Los sistemas de generación de electricidad basados en la energía nuclear y el gas natural se sitúa en el rango de los 100 y los 1000 ecopuntos y, por tanto, en una posición intermedia de impacto.
-

Tabla 2.5 Impacto ambiental por generación eléctrica con Uranio y Gas Natural.

| | |
|--|-----|
| Categoría 2- total ecopuntos comprendidos entre 100 y 1000 | |
| Sistema nuclear | 672 |
| Sistema Gas Natural | 267 |

Fuente [51]

- Los dos sistemas basados en recursos renovables que tienen un mayor grado de desarrollo e implantación es el hidráulico y el eólico, son los que presentan un menor impacto medioambiental, obteniendo una puntuación inferior a los 100 ecopuntos de impacto.[51]

Tabla 2.6 Impacto ambiental por la generación eléctrica con Hidroeléctricas y Fotovoltaica.

| | |
|---|----|
| Categoría 3- Total ecopuntos inferior a 100 | |
| Sistema eólico | 65 |
| Sistema Hidráulico | 5 |

Fuente [51]

2.7.5 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS POR TECNOLOGÍA.

Las energías renovables tienen, en general, un impacto medioambiental menor que las energías convencionales.

Esto permite cuantificar las diferencias de impacto entre las diversas tecnologías de generación de electricidad. [51]

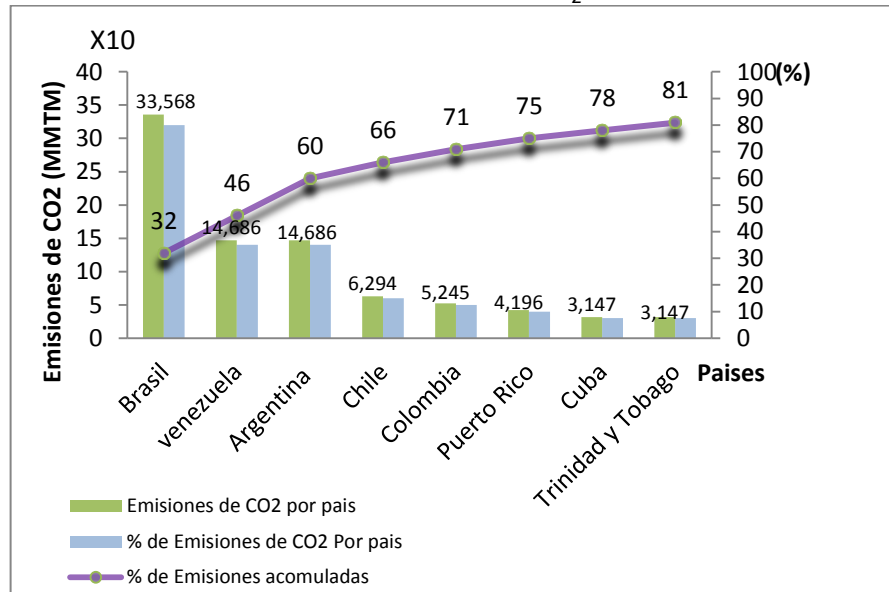
- El impacto medioambiental de las energías convencionales es 31 veces superior al de las energías renovables.
- Producir un kilovatio hora (KWh) de electricidad con el mejor sistema renovable "Hidráulico" tiene un impacto medioambiental:
 - 300 veces inferior al que tiene producirlo con lignito.
 - 250 veces menor respecto al que supone generarlo con carbón o petróleo.
 - 125 veces inferior al que implica producirlo con Uranio.
 - 50 veces menor que generarlo con gas natural.

2.7.6 EMISION DE CO₂ EN SUR AMERICA

En Sur América en el año 2004, la emisión de CO₂, gas de efecto invernadero, producto de la quema de combustibles fósiles se situó en 1040 millones de toneladas métricas (MMTM), equivalente al 4 % del total mundial que alcanzó los 27040 MMTM. [8]

45 países (tierra firme e islas) son los responsables de dicha emisión. Utilizando el “Principio de Pareto”, mostrado en la gráfica, inferimos que el 80 % de las emisiones corresponde al 18 % de los países. [8]

Ilustración 2.30 Emisiones de CO₂ en sur América.



Brasil contribuye con el 32 %; Venezuela y Argentina con el 14%, cada una; Chile con el 6%; Colombia 5%; Puerto Rico 4%; Cuba, Trinidad y Tobago con 3% cada uno. [8]

Las emisiones de estos 9 países totalizan 845 MMTM.

Aunque la participación de Sur América es pequeña dentro del total mundial de emisión de CO₂, las políticas públicas a aplicar por los países que la integran, dentro de su desarrollo económico-social, deben estar enfocadas a una protección del ambiente mediante el uso de fuentes de energía alternas, incorporación de nuevas tecnologías y métodos para los procesos productivos y un uso racional y eficiente de las energías fósiles. [8]

Como meta global sur americana debería establecerse como límite máximo de emisiones de CO₂ un 4 % del total mundial. [8]

2.7.7 MERCADO DE CO₂ EN COLOMBIA.

En 2011 al 2013, si las proyecciones son correctas, se vendería en Colombia el primer bono de carbono dentro del mercado voluntario creado con aportes del Banco Interamericano de Desarrollo (BID), la Fundación Natura, la Bolsa Mercantil de Colombia y la Cámara de Comercio de Bogotá. [82]

Con una bolsa inicial de US\$10,5 millones se espera que en la primera etapa se lleguen a negociar 371.200 Certificados de Reducción Verificada de Emisiones (VER, por sus siglas en inglés), que equivalen a 464.000 toneladas de CO₂. La misma cantidad que emiten al año 81.000 automotores.

La idea, es que las empresas colombianas que no tienen la obligación legal de pagar por sus emisiones lo hagan a través de la compra voluntaria de bonos. Estos aportes permitirán que en distintas zonas del país se fomenten proyectos forestales que capturen el carbono disperso en la atmósfera.

Por este motivo las empresas que estén dispuestas a comprar bonos tendrán que comprometerse con estrategias de mediano y largo plazo que apunten a una mayor eficacia y a reducir su impacto ambiental.

En cuanto a los proyectos forestales, que podrán participar en la venta de bonos, se les dará prioridad a los que provengan de bosques naturales o plantados (no plantaciones comerciales). También proyectos silvopastoriles con buenas prácticas de manejo ambiental.

La fundación natural busca promover y apoyar proyectos que además de reducir los niveles de CO₂ también ofrezcan beneficios sociales a comunidades que por lo general no pueden participar de estas iniciativas.

En los próximos 10 años las toneladas capturadas a través del nascente mercado podrían llegar a ser de seis millones. Una cifra nada despreciable si se piensa que el país arroja a la atmósfera 180 millones de toneladas en promedio. Aunque sin olvidar que Colombia tan sólo representa el 0,2% de las emisiones globales de CO₂.

2.8 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PLANTA DE BIOFILM S.A.

2.8.1 BIOFILM S.A.

Para los procesos productivos llevados a cabo en la empresa BIOFILM S.A. básicamente se emplean tres tipos de energías, las cuales son: eléctrica, térmica transportada por medio del vapor generado y gas natural. Los dos primeros tipos de energía se producen en la misma empresa por medio de dos centrales térmicas de cogeneración (el estudio realizado en esta tesis se centrará en la Planta N° 1), y el gas es suministrado por la comercializadora de este combustible de la región directamente a la turbina de gas del sistema, la cual permite suplir las necesidades requeridas por las turbinas de gas que se encuentran en las diferentes plantas de cogeneración de la empresa. BIOFILM S.A. cuenta además con tres portadores energéticos secundarios, que se obtienen a partir de los primarios: Agua fría, obtenida a partir de chillers de absorción consumidores de vapor; aire comprimido, obtenido a partir de compresores de tornillo eléctricos, y aceite térmico calentado en calderas a gas natural.

Ilustración 2.31 Planta cogeneradora N° 2 de Biofilm S.A.



Fuente [67]

2.8.2 Especificaciones técnicas de la Planta de cogeneración N° 1

Esta planta presenta las siguientes características nominales:

Tabla 2.7 Parámetros nominales de la central de Cogeneración N° 1

| Planta de cogeneración N° 1 | | | | |
|--------------------------------|-------------|---------|---------|---------|
| Características | Unidades | Turno 1 | Turno 2 | Turno 3 |
| Temperatura del aire | °C | 10 | 13 | 13,5 |
| Humedad relativa | % | 60 | 60 | 60 |
| Carga específica | Kw | Full | Full | Full |
| Potencia neta generada | Kw | 4472 | 4123 | 4076 |
| Flujo de combustible | Kcal/sec IT | 4373,05 | 4184,43 | 4084,30 |
| Heat Rate | Kcal/sec IT | 2856 | 2900 | 2930 |
| Eficiencia térmica | % | 30,109 | 29,646 | 29,346 |
| Flujo de gases de escape | Kg/h | 79323 | 76850 | 75375 |
| Temperatura de gases de escape | °C | 512 | 517 | 520 |

En la siguiente tabla se muestran las características más importantes del gas Natural utilizado en la planta de cogeneración N° 1.

| Composición del combustible (% volumen) | |
|---|-------|
| Metano (CH ₄) | 92.79 |
| Etano (C ₂ H ₆) | 4.16 |
| Propano (C ₄ H ₈) | 0.84 |
| N-Butano (C ₄ H ₁₀) | 0.18 |
| N-Pentano (C ₅ H ₁₂) | 0.04 |
| N-Hexano (C ₆ H ₁₄) | 0.04 |
| Dióxido de carbono (CO ₂) | 0.44 |

| | |
|--------------------------------|--------|
| Sulfhídrico (H ₂ S) | 0.0001 |
| Nitrógeno (N ₂) | 1.51 |

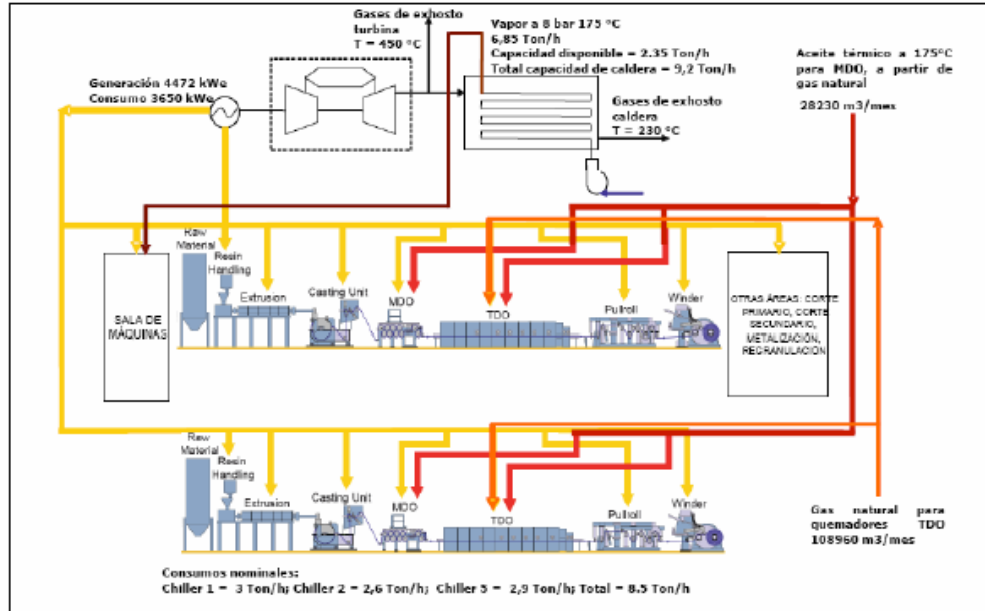
Tabla 2.1 *Parámetros nominales del Gas Natural*

| Propiedades nominales del combustible | | |
|---------------------------------------|-------------|--------|
| LVH | $Kcal/Nm^3$ | 8827.1 |
| Gravedad Especifica | | 0.5970 |
| Índice de wobbe @ 60 °F | | 1215.6 |

2.8.3 Funcionamiento de la Central de cogeneración N° 1

Esta planta de cogeneración provee de energía eléctrica y vapor a algunos equipos de dos de las tres líneas de producción que se encuentran en la empresa, 3 chillers de absorción, los cuales presentan un consumo nominal de $8,5 \frac{Ton}{h}$ de vapor. A continuación podemos observar el Diagrama energético productivo el cual nos permite observar cómo está compuesta la central de estudio, además que en este se especifican los consumos, producción y distribución de los diferentes portadores energético, con los que cuenta esta central de cogeneración. Como es el caso de la energía eléctrica (línea naranja) y aceite atérmico (línea roja).

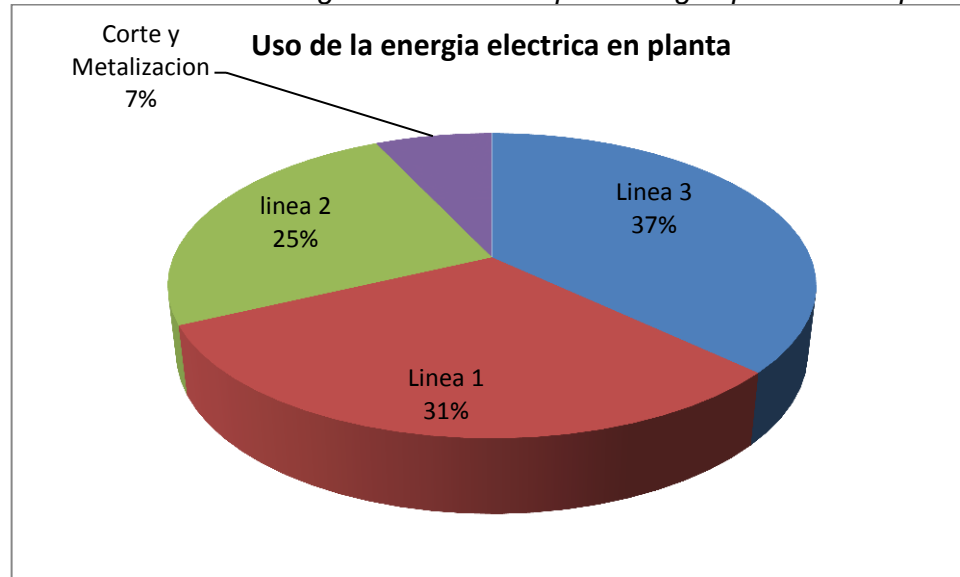
Ilustración 2.32 Esquema del uso y distribución de los principales energéticos que se utilizan y generan en la central 1



Fuente [67]

Usos de la Energía eléctrica: El consumo de energía eléctrica en la planta se distribuye según áreas de proceso productivo así: 37% Línea 3; 31% Línea 1; 25% Línea 2 y 7% Corte y Metalización. Las líneas 1 y 2 presentan consumos de energía eléctrica muy similares. La diferencia que se presenta en el cuadro obedece a que las áreas de servicio (sala de máquinas 1) se alimenta eléctricamente de los transformadores de las dos líneas, teniendo una mayor participación en la línea 1. [67]

Ilustración 2.33 *Uso de la energía eléctrica en la planta según procesos de producción.*



Usos del Vapor: La central de cogeneración 1 genera vapor para abastecer los procesos de la línea 1 y 2, donde los equipos consumidores son los chillers de absorción. El chiller 1 el cual consume 37,8% del vapor generado, mientras que el chiller 2 consume el 32% del vapor generado y por último se encuentra el Chiller 4 consume el restante 30,2% del vapor generado, los cuales a su vez soportan la demanda de agua fría de estas líneas, Metalizadora 3 y acondicionamiento de aire.

Cap. 3

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

- 3.1 METODOLOGÍA DE CÁLCULO.
- 3.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN N^o1 BIOFILM.
- 3.3 DESCRIPCIÓN DE LAS ECUACIONES PRINCIPALES QUE RIGEN EL CÓMPUTO TÉRMICO DE LA PLANTA DE ESTUDIO.

ESTE CAPÍTULO SE ENFOCA EN LA METODOLOGÍA QUE SE REQUIERE PARA EL CÁLCULO DE LOS DIFERENTES INDICADORES TÉRMICOS, COMO ES EL CASO DE LA EFICIENCIA DE UNA CENTRAL DE GENERACIÓN DE ENERGÍA Y VAPOR, EL HEAT RATE DE LA TURBINA A GAS O LA EFICIENCIA DE LA CALDERA, ENTRE OTROS.

3.1. METODOLOGÍA

Este capítulo se enfoca en la metodología que se requiere para el cálculo de la eficiencia de una central de generación de energía y vapor, para la realización de dichos cálculos he utilizado las expresiones que vienen especificadas en las normas internacionales (ASTM).

- ASTM PTC 22 Turbina de Gas, consumidor de calor y generador de vapor
- ASTM PTC 4.4 Turbina a Gas

Otros de los cálculos que debemos abarcar en este estudio y los cuales son de gran importancia para conocer el comportamiento general que tiene la planta, es el cálculo de la eficiencia de la combustión y parámetros del compresor (Trabajo, eficiencia y temperatura de salida del aire del compresor).

Ecuaciones principales:

$$\text{Heat Rate de la turbina de gas: } \frac{\text{Calor entregado por el combustible KJ}}{\text{Potencia entregada KW}}$$

$$\text{Eficiencia HRSG} = \frac{\text{Energía entregada a la HRSG KJ}}{\text{Energía entrante a la HRSG KJ}} * 100$$

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia termica} \\ = \frac{(\text{Potencia generada} * 860 * 4.19) + (\text{Vapor generado} * \text{entalpia})}{\text{Flujo de combustible} * \text{LHV}} \end{aligned}$$

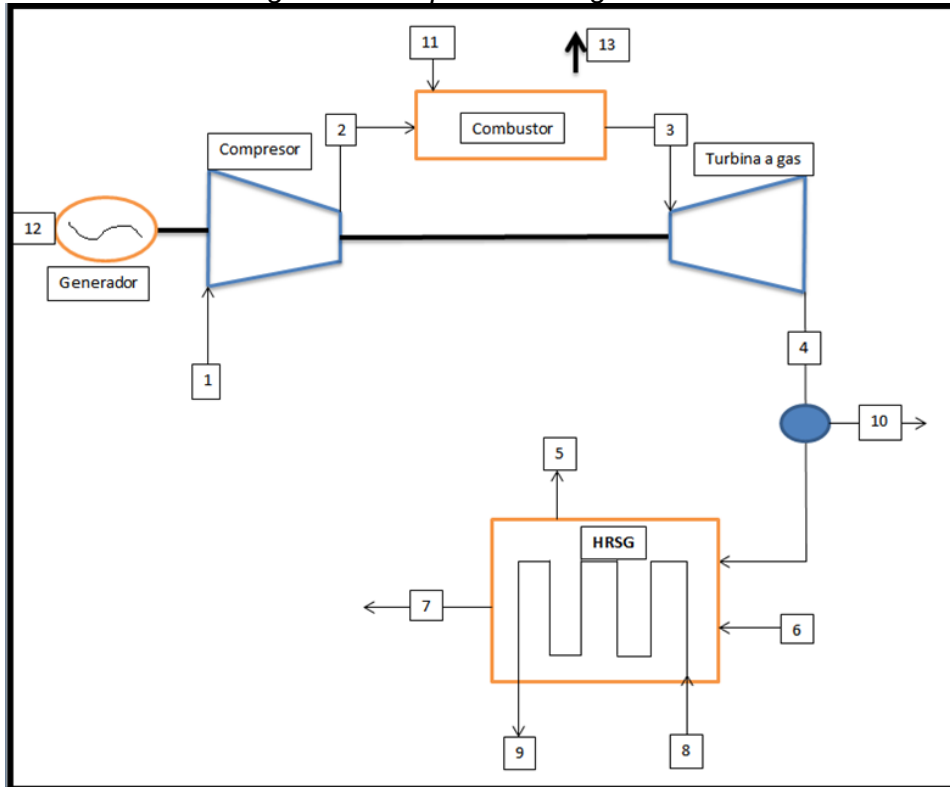
$$\text{Heat rate de la Central} = \frac{860 * 4.19 * 100}{\text{Eficiencia total de la central}} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kwh}} \right]$$

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia de la Combustion} \\ = \frac{\text{Energía entregada por el combustible} - \text{Perdidas}}{\text{Energía entregada por el combustible}} * 100 \end{aligned}$$

3.2 Diagrama de flujo de la Central de cogeneración N° 1 de Biofilm.

En la Ilustración siguiente se muestra el diagrama representativo de la central de cogeneración número 1 de biofilm, en el cual se especifican cada uno de los componentes que la constituyen y sus diferentes puntos de medición.

Ilustración 3.1 Diagrama de la planta de cogeneración N0 1 de Biofilm.



A continuación se describen los puntos de medición que se muestran en el diagrama anterior:

1. Admisión de aire al Compresor (variables a medir: *Presión, Temperatura y Humedad*).
2. Entrada del aire a la cámara de combustión (variables a medir: *Presión, Temperatura*).
3. Gases de escape a la salida del Combustor (variables a medir: *presión y temperatura*).
4. Gases de escape a la salida de la turbina (variables a medir: *presión y temperatura*).
5. Purgas a la salida de la HRSG (variables a medir: *Flujo y temperatura*).
6. Combustible en el quemador auxiliar (variable a medir: *Flujo*).
7. Gases a la salida de la chimenea (variable a medir: *flujo y Temperatura*).
8. Agua de alimentación a la entrada HRSG (variables a medir: *presión y temperatura*).
9. Vapor sobrecalentado a la salida de la HRSG (variables a medir: *presión y temperatura*).
10. Salida de los gases de escape regulada por un Bypass (variables a medir: *Flujo, presión y temperatura*).
11. Combustible a la entrada del Combustor (variables a medir: *Flujo, presión y temperatura*).
12. Potencia eléctrica generada
13. Calor perdido (variables a medir: *Flujo y temperatura*).

3.3 Descripción de las ecuaciones principales que rigen el cómputo térmico de la planta de estudio (central de cogeneración número 1 de la multinacional Biofilm)

A continuación se describen las ecuaciones que gobiernan el cálculo de los parámetros fundamentales de una central térmica, los cuales nos permitirán observar cual es el comportamiento de dicha planta, si este es óptimo o si se encuentra fuera del rango eficiente de operación lo que nos permitirá identificar

cuáles son las variables que generan esta singularidad, permitiendo esto tomar y realizar las correcciones necesarias.

Conociendo también que dichas ecuaciones no solo permitirán estar al tanto del rendimiento que tiene la planta y sus componentes principales (como es el caso de la turbina y la HRSG), sino también influyen en los costes generados por la misma, en especial por el consumo de combustible, el cual es un parámetro de gran importancia, debido a que este elemento es la materia prima que permite el funcionamiento de la planta, por tanto cualquier variación que se genere en la medición y estimación de dicha variable se verá reflejado en los costes que pueda presentar el proceso de producción de la planta.

3.3.1 Cálculo del Heat Rate de la Turbina

Este cálculo se puede llevar a cabo empleando la siguiente ecuación:

$$HR_{Turbina} = \frac{HI}{P} \quad 3.1$$

Donde

$$HR_{Turbina} = \text{Heat Rate} \left[\frac{KJ}{Kwh} \right]$$

$$HI = \text{Calor total entregado por el combustible} \left[\frac{KJ}{h} \right]$$

P = Potencia entregada Kw

Mientras que el calor entregado se puede calcular de la forma siguiente:

$$HI = V_{comb.} * LHV \quad 3.2$$

Siendo:

$$\dot{V}_{comb.} = \text{Consumo de combustible.} \left[\frac{Nm^3}{h} \right]$$

NOTA: debido a que el combustible es la fuente de energía principal del sistema, se hace necesario contar con un sistema sofisticado de medición de parámetros del mismo, ya que cualquier variación generada en alguno de dichos parámetros, podrían generar cambios notables en el rendimiento del sistema.

No obstante algunas de las empresas encargadas del suministro del combustible suelen tener su propio sistema de medición de algunos parámetros del gas, como es el caso del flujo.

LHV = poder calorífico inferior del combustible (En este caso gas natural) $\left[\frac{KJ}{Nm^3} \right]$

NOTA: Esta información es suministrada a la empresa por el proveedor del combustible.

3.3.2 Cálculo de la eficiencia térmica de la turbina a gas

Para poder conocer la eficiencia alcanzada por la turbina es necesario conocer la potencia generada, la cual puede obtenerse por medio de instrumentos de medición en el generador y la energía entregada por el combustible durante la combustión.

La expresión que nos permite realizar este cálculo es la siguiente:

$$\eta_{Turb.} = \frac{3600 * P * 100}{HI} \quad 3.3$$

Dónde:

η_{Turb} = Eficiencia de la turbina a gas (%)

P = Potencia entregada Kw

HI = Calor total entregado por el combustible $\left[\frac{KJ}{h} \right]$

Este cálculo nos permitirá observar si la eficiencia que alcanza este equipo es la adecuada o no, permitiendo esto determinar los puntos en los cuales se puede optimizar el proceso.

En cuanto a los parámetros que gobiernan esta ecuación como es el caso de la potencia entregada por la turbina al generador es medida en planta, mientras que el calor suministrado por el combustible es estimado en el ítem anterior de este apartado.

3.3.3 Eficiencia térmica del consumidor de calor y productor de vapor o HRSG

Esta se puede obtener utilizando la siguiente ecuación: la cual relaciona la energía que es aprovechada por el fluido de trabajo (Agua), sobre la energía que llega al generador de vapor, entre esta se encuentra la suministrada por los gases de escape que provienen de la turbina de gas y la energía suministrada por el combustible suplementario.

Para conocer el valor cuantitativo de estos parámetros es necesario realizar las mediciones de algunas variables que gobiernan estos procesos en la planta, como es el caso del flujo de vapor y la medición de las temperaturas del vapor a la salida de la HRSG y del agua a la entrada de la misma, como la de las temperaturas de los gases a la entrada y salida de la HRSG.

En el caso del flujo de los gases productos de la combustión y del calor específico de los mismos, podrán ser estimados al emplear una metodología la cual será expuesta más adelante en este mismo capítulo, la cual tiene como parámetros fundamentales la composición química del combustible, el aire en exceso y la temperatura a la que se encuentran los mismos.

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{m}_s * (h_{sali.vapor} - h_{Agua.Ent}) * 100}{[m_{gases\ esca} * C_p * (T_{gases.ent})] + (V * LHV)} \quad 3.4$$

Dónde:

η_{HRSG} = Eficiencia alcanzada por la HRSG

\dot{m}_s = Vapor generado

$h_{sali.vapor}$ = Entalpia del vapor a la salida de la HRSG

$h_{Agua.Ent}$ = Entalpia del agua de alimentación a la entrada de la HRSG

$m_{gases\ esca}$ = flujo de gases de escape

C_p = Calor específico de los gases de escape

$T_{gases.ent}$ = Temperatura de los gases de escape a la entrada de la HRSG

V = Consumo de combustible en quemador suplementario

LHV = Valor calorífico inferior del combustible

3.3.4 Cálculo de la eficiencia térmica alcanzada por la Central de cogeneración.

Por medio de la siguiente ecuación se puede estimar la eficiencia térmica de la planta, ya que esta relaciona parámetros generales de la planta, como es el caso de la potencia neta generada, que la podemos obtener por medio de mediciones; la energía aprovechada por el fluido de trabajo, la cual se representa por la cantidad de vapor generado y la diferencia de entalpía, donde estos parámetros pueden ser estimados, realizando algunas mediciones; como es el caso del flujo de vapor que se mide en planta y la medición de la temperatura de los gases a la entrada y salida del generador de vapor nos permiten conocer el valor de las entalpías al dirigirnos a las tablas de vapor, las cuales podemos encontrarlas en los libros de termodinámica o en las normas ASTM aquí Utilizadas y la energía suministrada por el combustible suplementario.

$$\eta_{paln.Cog} = \frac{(P * 860 * 4.19) + [\dot{m}_s * (h_{sali.vapor} - h_{Agua.Ent})]}{V * LHV} * 100 \quad 3.5$$

Dónde:

$\eta_{paln.Cog}$ = Eficiencia térmica alcanzada por la planta de cogeneración (%)

P = Potencia neta generada [Kwh]

\dot{m}_s = Vapor generado $\left[\frac{Kg}{h}\right]$

$h_{sali.vapor}$ = Entalpía del vapor a la salida de la HRSG $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$

$h_{Agua.Ent}$ = Entalpía del agua de alimentación a la entrada de la HRSG $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$

V = Consumo de combustible en quemador suplementario y turbina $\left[\frac{Nm^3}{h}\right]$

LHV = Valor calorífico inferior del combustible $\left[\frac{KJ}{m^3}\right]$

Donde la potencia generada es medida en planta, el valor calorífico inferior del combustible esta información es suministrada por la empresa que suministra este energético, el flujo de vapor es medido en planta, mientras que la entalpía del agua de alimentar y la del vapor a la salida del generador de vapor es tomada de tabla al conocer el valor de las temperaturas y presiones correspondiente y el

consumo de combustible se estima al conocer el flujo de combustible que llega al que mador suplementario y el cual es medido en planta y la densidad estándar del combustible la cual es suministrada por la empresa que suministra el recurso.

3.3.5 Calculo del Heat rate de la Central de cogeneración

El cálculo de este parámetro puede ser calculado por la ecuación expresada continuación, una constante la cual se encuentra en el numerador de la expresión matemática y la eficiencia a la cansada por la planta, la cual se puede estimar con la ecuación que ya ha sido estudiada en el ítem anterior.

$$q_{Plan.Cog} = \frac{860 * 4.19 * 100}{\eta_{plant.Cog}} \quad 3.6$$

Dónde:

$\eta_{plant.Cog}$ = La eficiencia alcanzada por la planta de cogeneración (%)

$q_{Plan.Cog}$ = Heat rate de la central $\left[\frac{KJ}{Kwh} \right]$

3.3.5.1 Método directo o de entrada y salida

Este método permite calcular la eficiencia alcanzada por la HRSG, teniendo en cuenta la energía aprovechada por la HRSG y la energía total que es suministrada por los gases de escapes provenientes de la turbina a gas y los gases generados en el quemador suplementario o auxiliar. La ecuación que permite realizar este cálculo es el siguiente, y se encuentra especificada en la norma ASTM 4.4.

$$Eficiencia HRSG = \frac{Energia entregada a la HRSG}{Energia entrante a la HRSG} * 100$$

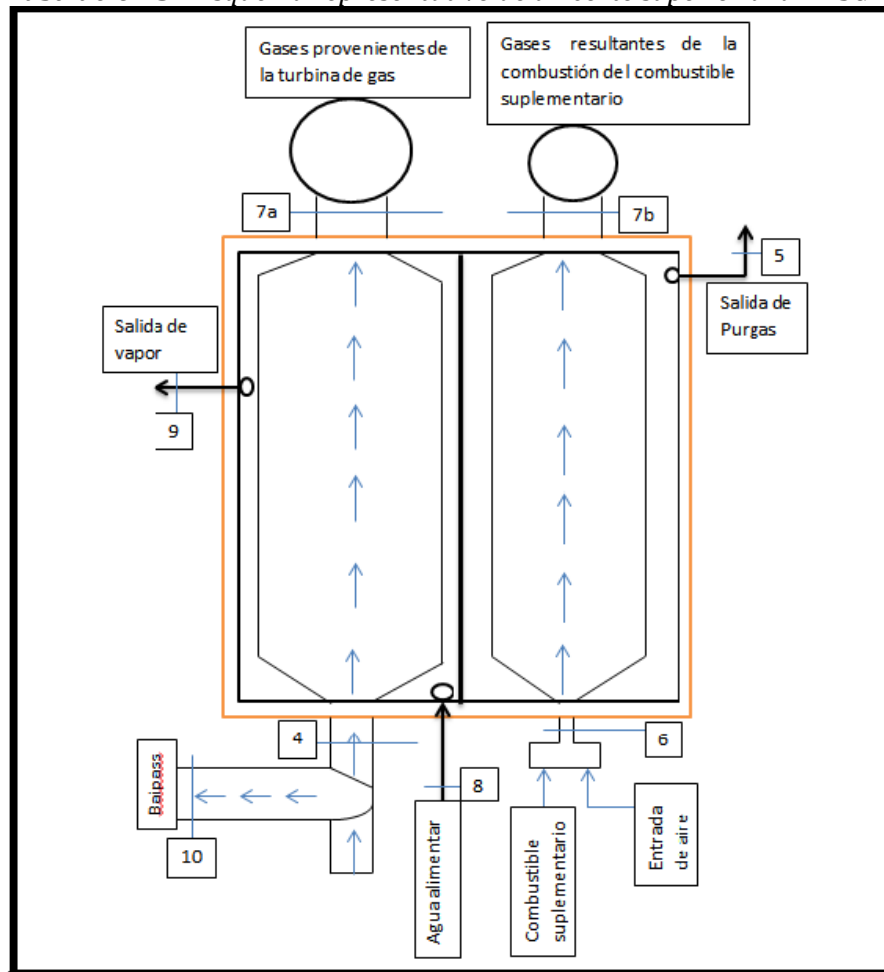
Donde podemos representar esta expresión matemáticamente de la siguiente manera

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{m}_s * (h_{sali.vapor} - h_{Agua.Ent}) * 100}{[m_{gases\ esca} * C_p * (T_{gases.ent})] + (V * LHV)} \quad 3.7$$

Donde, la energía entregada a la HRSG es la energía aprovechada por el fluido de trabajo (en este caso Agua), sin tener en cuenta la energía que sale en las purgas ya que esta no es aprovechada en ningún proceso productivo. Por tanto la ecuación que permite cuantificar esta energía útil, se define de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \text{Energía entregada a la HRSG} &= \dot{m}_s * (h_{sali.vapor} - h_{Agua.Ent}) \\ &= \dot{m}_9 * (h_9 - h_8) \end{aligned} \quad 3.8$$

Ilustración 34 Esquema representativo de un corte superior a la HRSG 1.



Mientras que la energía entregada es toda aquella que puede ser aprovechada por el fluido de trabajo (como podemos observar en la Figura 2, estas energías es la que ingresa a la HRSG por los puntos 4 y 6), como es el caso de los gases procedentes de la turbina a Gas y la suministrada por el combustible suplementario, el cual es quemado por el quemador de apoyo en la caldera, por tanto la energía entregada podemos representarla de la siguiente manera:

$$\text{Energía entrante a la HRSG} = [\dot{m}_4 * C_p * (T_4)] + (V * LHV) \quad 3.9$$

Donde, cada una de las variables anteriormente expresadas significan:

η_{HRSG} = Eficiencia alcanzada por la HRSG

\dot{m}_s = Vapor generado $\left[\frac{Kg}{h}\right]$

$h_{sali.vapor}$ = Entalpia del vapor a la salida de la HRSG $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

$h_{Agua.Ent}$ = Entalpia del agua de alimentación a la entrada de la HRSG $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

$\dot{m}_{gases\ esca}$ = flujo de gases de escape $\left[\frac{lb}{h}\right]$

C_p = Calor específico de los gases de escape $\left[\frac{Btu}{lb^{\circ}F}\right]$

$T_{gases.ent}$ = Temperatura de los gases de escape a la entrada de la HRSG, °F

V = Consumo de combustible en quemador suplementario $\left[\frac{ft^3}{h}\right]$

Nota: donde el flujo de combustible suplementario se calcula de la siguiente manera:

$$V = \frac{\dot{m}_{Cs}}{\rho_{scom}} \quad 3.10$$

Dónde:

$\dot{m}_{Cs} = \dot{m}_6$ = Flujo de combustible suplementario $\left[\frac{lb}{h}\right]$

ρ_{scom} = Densidad estándar del combustible $\left[\frac{lb}{ft^3}\right]$

$LHV =$ Valor calorífico inferior del combustible $\left[\frac{Btu}{ft^3}\right]$

3.3.5.2 Método indirecto o de las pérdidas

Este método se caracteriza por permitir el cálculo de la eficiencia de un recuperador de calor generador de vapor apoyándose en las pérdidas de calor que se pueden encontrar en el generador de vapor, dichas pérdidas pueden ser por radiación, convección, purgas, pérdidas por los gases de escape y por inquemados como es el caso del CO. La ecuación que permite el cálculo de la eficiencia por este método es la siguiente:

$$\eta = \left(1 - \frac{L}{\text{Energía que entra a la HRSG}}\right) * 100 \quad 3.11$$

Dónde:

L: son todas las pérdidas de calor que se pueden encontrar en la HRSG=

$$\text{Pérdidas de calor} = L = P_{Rad} + P_{Conv} + P_{Gases.Es} + P_{CO} + P_{Purgas} \left[\frac{Btu}{h}\right]$$

Por lo tanto la ecuación de la eficiencia expresada anteriormente se puede reescribir como:

$$\eta = \left(1 - \frac{(P_{Rad} + P_{Conv} + P_{Gases.Es} + P_{CO} + P_{Purgas})}{\text{Calor proporcionado por los gases Procedentes de la Turbina} + \text{Calor Proporcinado por la quema del combustible suplementario} + \text{creditos de calor}}\right) * 100$$

Para realizar un buen cálculo de la eficiencia por medio de este método, es necesario poder realizar unas mediciones adecuadas de las variables que gobiernan esta ecuación, como es el caso de la temperatura y flujo de los gases de escape a la entrada y salida de la HRSG, el flujo del combustible suplementario consumido.

Calculo de la perdida por Radiación

Para realizar el cálculo de estas pérdidas nos apoyaremos en la metodología expuesta en la norma ASTM 4.4. Este cálculo se puede realizar de dos maneras primero empleando la ecuación siguiente:

$$P_{Rad} = \frac{Q}{A} = 0.174e \left[\left(\frac{460 + T_{sup}}{100} \right)^4 - \left(\frac{460 - T_{Ref}}{100} \right)^4 \right] \quad \mathbf{3.10}$$

Dónde:

$\frac{Q}{A}$ = Calor perdido por unidad de área, $\left[\frac{Btu}{ft^2h} \right]$

e = Emisividad

T_{sup} = Temperatura superficial de la HRSG, °F

T_{Ref} = Temperatura de referencia o ambiente, °F

Donde, la emisividad es función del material de la que está constituida la caldera y de la temperatura superficial de la misma, ahora bien conociendo los dos parámetros anteriores podemos conocer el valor de la emisividad ingresando a la tabla siguiente.

Tabla 3.1 Valores de la Emisividad en función de la temperatura superficial de la HRSG y del material del cual está construida.

Radiation emittance table

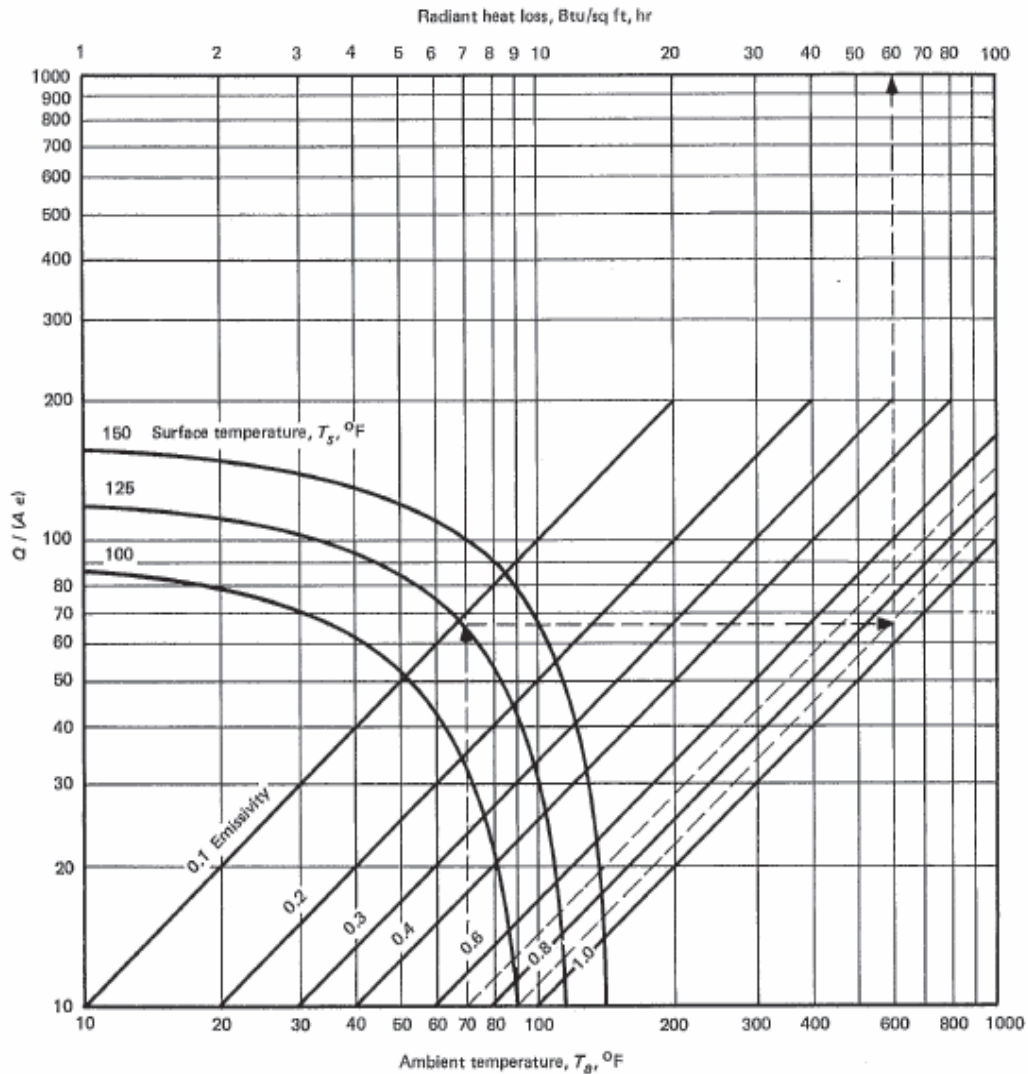
| Metals | Surface Temp., °F | Total Normal Emittance, ϵ | Metals | Surface Temp., °F | Total Normal Emittance, ϵ |
|-------------------------|-------------------|------------------------------------|-------------------------------|-------------------|------------------------------------|
| Aluminum | | | Lead | | |
| Highly polished | 440-1070 | 0.039-0.057 | Pure | 260-440 | 0.06-0.08 |
| Polished | 100-1000 | 0.04-0.06 | Gray, oxidized | 75 | 0.28 |
| Rough plate | 78 | 0.055-0.070 | Oxidized @ 390°F | 390 | 0.63 |
| Oxidized @ 1110°F | 390-1110 | 0.11-0.19 | Magnesium | | |
| Roofing surface | | 0.216 | Polished | 100-1000 | 0.07-0.22 |
| Oxide | 530-1520 | 0.63-0.26 | Monel metal | | |
| Foil | 212 | 0.087 | Washed, abrasive soap | 75 | 0.17 |
| Bismuth | 175 | 0.34 | Repeated heating | 450-1610 | 0.46-0.65 |
| Brass | | | Nickel and alloys | | |
| Highly polished | 497-710 | 0.03-0.04 | Electrolytic, polished | 74 | 0.05 |
| Polished | 100 | 0.05 | Electroplated, not polished | 68 | 0.11 |
| Rollled plate, natural | 72 | 0.06 | Wire | 368-1844 | 0.10-0.19 |
| Rollled, coarse emerald | 72 | 0.20 | Oxidized @ 1110°F | 390-1110 | 0.37-0.48 |
| Oxidized @ 1110°F | 390-1110 | 0.61-0.59 | Oxide | 1200-2290 | 0.59-0.86 |
| Dull plate | 120-660 | 0.22 | Nickel copper, polished | 212 | 0.06 |
| Chromium | 100-1000 | 0.08-0.26 | Nickel silver, polished | 212 | 0.14 |
| Polished | 100-500 | 0.06-0.08 | Nickelin, gray oxide | 70 | 0.26 |
| Polished | Solar | 0.50 | Nichrome wire, bright | 120-1830 | 0.65-0.79 |
| Copper | | | Nichrome wire, oxidized | 120-930 | 0.95-0.98 |
| Electrolytic, polished | 176 | 0.02 | Chrome-nickel | | .36-.97 |
| Comm'l plate, polished | 66 | 0.030 | Platinum, polished | 440-2960 | 0.05-0.17 |
| Heated @ 1110°F | 390-1110 | 0.57-0.57 | Silver, pure, polished | 440-1160 | 0.02-0.03 |
| Thick oxide coating | 77 | 0.78 | Stainless steels | | |
| Cuprous oxide | 1470-2010 | 0.66-0.54 | Type 316, cleaned | 75 | 0.28 |
| Everdur, dull | 200 | 0.11 | 316, repeated heating | 450-1600 | 0.57-0.66 |
| Gold | | | 304, 42 hr @ 980°F | 420-980 | 0.62-0.73 |
| Highly polished | 440-1160 | 0.02-0.40 | 310, furnace service | 420-980 | 0.90-0.97 |
| Polished | 100 | 0.06 | Tin, bright | 76 | 0.04-0.06 |
| Iron and Steel | | | Tungsten | | |
| Pure iron, polished | 350-1800 | 0.05-0.37 | Filament | 100-1000 | 0.03-0.08 |
| Wrought iron, polished | 100-480 | 0.28 | Filament | 2000-5000 | 0.19-0.34 |
| Cast iron, polished | | 0.21 | Zinc | | |
| Smooth oxidized iron | 260-980 | 0.78-0.82 | Pure, polished | 440-620 | 0.05 |
| Strongly oxidized iron | 100-480 | 0.95 | Galv. iron, bright | 82 | 0.23 |
| Steel, polished | 100-1000 | 0.07-0.14 | Galv. gray oxidized | 75 | 0.28 |
| Steel, polished | Solar | 0.045 | Galv. iron, dirty | 2500 | 0.90 |
| Steel, rolled sheet | 70 | 0.657 | Galv. iron, dirty | Solar | 0.90 |
| Steel, rough plate | 100-700 | 0.94-0.97 | Galv. iron | Solar | 0.54 |
| Smooth sheet iron | 1650-1900 | 0.55-0.60 | | | |
| Plate steel, rusted | 67 | 0.69 | | | |
| Steel, oxidized | 100-1000 | 0.79-0.79 | | | |

Source: "Thermal Insulation," John F. Malloy, Van Nostrand Reinhold Co., 1969, Appendix B, p. 525.

Fuente [62]

O bien empleando el grafico siguiente.

Ilustración 35 Estimación del Calor Perdido por Radiación.



Fuente [62]

El grafico anterior permite realizar un cálculo rápido de la pérdida de calor por radiación, conociendo los valores de la temperatura ambiente, de la temperatura superficial de la HRSG y el valor de la Emisividad, la cual depende del material del cual está construida la HRSG y el valor de la temperatura superficial de la misma.

Calculo de la pérdida de calor por Convección

Para realizar este cálculo como en el caso de la pérdida por radiación, nos apoyaremos en la metodología expuesta en la norma ASTM 4.4, para este caso.

De la misma manera como en el caso del cálculo de la pérdida por radiación este se puede realizar de dos maneras, en primera medida utilizando la siguiente ecuación:

$$P_{Conv} = \frac{Q}{A} = 0.296(\Delta T)^{1.25} \sqrt{\frac{v + 68.9}{68.9}} \quad 3.12$$

Dónde:

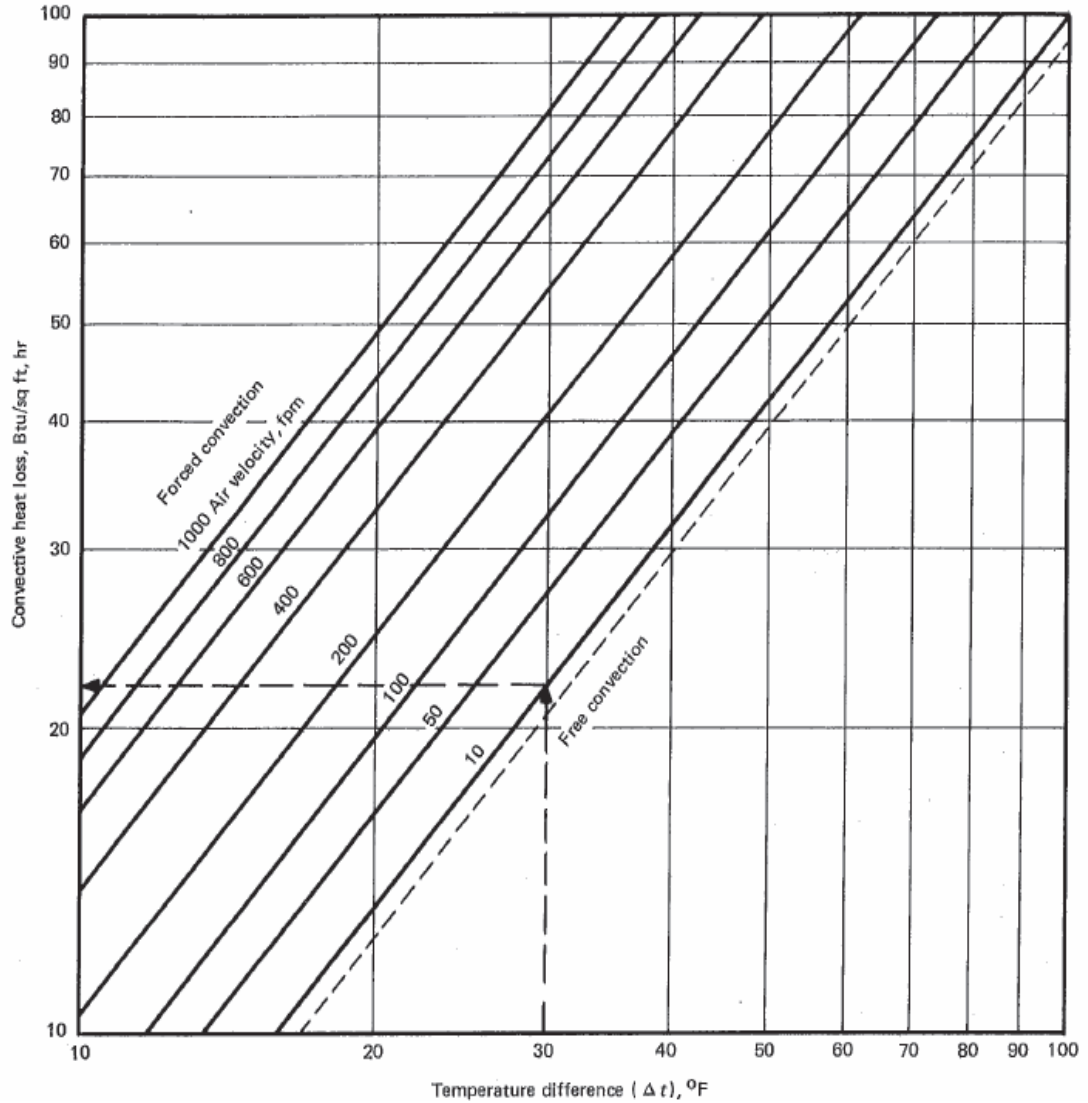
$\frac{Q}{A}$ = Pérdida de Calor por convección por unidad de área, $\left[\frac{Btu}{ft^2h} \right]$

ΔT = Diferencia de temperatura entre la pared y el aire circundante, °F

v = Velocidad del aire, ft/min

O utilizando el diagrama siguiente

Ilustración 36 Estimación del Calor Perdido por Convección.



Fuente [62]

El grafico anterior permite la estimación rápida de la perdida de calor por convección, conociendo el valor de la velocidad del aire y la diferencia de temperatura entre la pared de la HRSG y el aire circundante.

Calculo de la perdida de calor por Chimenea

Este es quizás el foco más significativo de pérdida de calor que podemos encontrar en la HRSG; conociendo que esta caldera es de hogar dividido, es decir que los gases precedentes de la turbina a gas no se mezclan con los generados en la combustión del combustible suplementario.

De lo anterior debemos tener en cuenta que en esta caldera encontraremos dos chimeneas (como podemos observar en la Ilustración 2).

Por tanto la ecuación que nos permitirá realizar el cálculo de este parámetro es la expresada a continuación:

$$P_{Gas.Es} = \dot{m}_{7a}Cp_{7a}(T_{7a} - T_{Ref}) + \dot{m}_{7b}Cp_{7b}(T_{7b} - T_{Ref}) \quad 3.13$$

Donde, el primer término de la ecuación **3.13** ($\dot{m}_{7a}Cp_{7a}(T_{7a} - T_{Ref})$), representa la energía que se pierde en los gases procedentes de la turbina a gas; mientras que el segundo termino ($\dot{m}_{7b}Cp_{7b}(T_{7b} - T_{Ref})$), representa la energía que se escapa al medioambiente por medio de los gases resultantes de la combustión del combustible suplementario.

Dónde:

$P_{Gas.Es}$ = Perdida de calor por Chimenea $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

\dot{m}_{7a} = Flujo másico de los gases de escape procedentes de la turbina a gas a la salida de la chimenea $\left[\frac{lb}{h}\right]$

Cp_{7a} = Calor específico de los gases de escape procedentes de la turbina a gas a la salida de la chimenea $\left[\frac{Btu}{lb^{\circ}F}\right]$

T_{7a} = Temperatura de los gases de escape procedentes de la turbina a gas a salida de la Chimenea, °F

T_{Ref} = Temperatura de referencia, °F

\dot{m}_{7b} = Flujo másico de los gases de escape procedentes del combustible suplementario $\left[\frac{lb}{h}\right]$

Cp_{7a} = Calor específico de los gases de escape procedentes del combustible suplementario $\left[\frac{Btu}{lb^{\circ}F}\right]$

T_{7a} = Temperatura de los gases de escape procedentes del combustible suplementario, $^{\circ}F$

Calculo de la perdida por CO

Este se produce cuando durante el proceso de combustión todo el combustible que se suministra al Combustor no se transforma todo en CO_2 y H_2O , generando de esta manera se producen pérdidas de energía calórica en los inquemados expulsados en los gases de escape, como es el caso del CO. La ecuación que permite realizar dicho cálculo es la siguiente:

$$P_{CO} = \frac{CO}{CO + CO_2} * 10160 * \frac{\%CO}{HLV} * 100 \quad \mathbf{3.14}$$

Dónde:

P_{CO} = Perdida de calor por CO $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

HLV = Valor calorífico inferior del combustible $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

$\%CO$ = Contenido de carbono en los gases de escape $\%volumen$

Calculo de las perdidas en las purgas

Este cálculo se puede realizar mediante la siguiente ecuación:

$$P_{Purg} = \dot{m}_5 * h_5 \quad \mathbf{3.15}$$

Dónde:

P_{Purg} = Pérdida de calor en las purgas $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

\dot{m}_5 = Flujo de masa de purgas $\left[\frac{lb}{h}\right]$

Nota: para realizar el cálculo del flujo másico de las purgas se emplea la siguiente expresión matemática:

$$\dot{m}_5 = \frac{TDS_8}{(TDS_{Caldera} - TDS_8)} * \dot{m}_9 \quad 3.16$$

Siendo:

TDS_8 = Total de sólidos en el agua de alimentación *ppm*

$TDS_{Caldera}$ = Total de sólidos en suspensión en la caldera *ppm*

\dot{m}_9 = Flujo másico de vapor $\left[\frac{lb}{h}\right]$

h_5 = Entalpia de purgas a la temperatura de líquido saturado $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

3.3.6 Metodología de cálculo del flujo y del calor específico de los gases de escape

El cálculo del flujo y del calor específico, es fundamental para la estimación de la eficiencia, por este motivo es primordial realizar un cálculo concienzudo, de este par de parámetros, que además influyen directamente en los costos generados, por la producción de energía y vapor en esta central.

Para realizar estos cálculos nos basaremos en la metodología expuesta en el artículo titulado (*A new approach for simplifying the calculation of flue gas specific heat and specific exergy value depending on fuel composition*), y el cual también fue implementado por el Ingeniero Luis Bermúdez en su trabajo de grado.

Otro parámetro importante para llevar a cabo el procedimiento siguiente es conocer la composición del combustible. Dicha información es suministrada por la empresa

proveedora de este servicio (En este caso Promigas S.A). La siguiente tabla muestra la composición del combustible suministrado a la planta de estudio:

Tabla 3.3 Composición química del combustible suministrado por la distribuidora Promigas S.A

| Componentes | Formula | Composición en porcentaje molar |
|----------------------|-------------|---------------------------------|
| Metano | CH_4 | 97.9912 |
| Nitrógeno | N_2 | 1.4580 |
| Dióxido de carbono | CO_2 | 0.1829 |
| Etano | C_2H_6 | 0.2599 |
| Propano | C_3H_8 | 0.0521 |
| Agua | H_2O | 0 |
| Sulfuro de hidrogeno | H_2S | 0 |
| Hidrogeno | H_2 | 0 |
| Monóxido de carbono | CO | 0 |
| Oxigeno | O_2 | 0 |
| i-Butano | C_4H_{10} | 0.0220 |
| n-Butano | C_4H_{10} | 0.0084 |
| i-Pentano | C_5H_{12} | 0.0078 |
| n-Pentano | C_5H_{12} | 0.0016 |
| n-Hexano | C_6H_{14} | 0.0161 |
| n-Heptano | C_7H_{16} | 0 |
| n-Octano | C_8H_{18} | 0 |

| | | |
|----------|----------------|---|
| n-Nonano | C_9H_{20} | 0 |
| n-Decano | $C_{10}H_{22}$ | 0 |
| Elio | He | 0 |
| Argón | Ar | 0 |

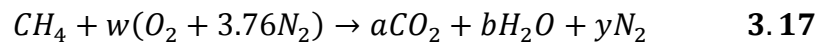
Tabla 3.4 Características principales del Combustible Suministrado.

| | |
|---|------------------------|
| Gravedad específica de la mezcla, a condiciones estándar | 0.5651 |
| Poder calorífico bruto real, (@Pb y Tb), a 14.65 Psi y 60°F | 996.4 Btu/pc |
| Densidad $\frac{Kg}{m^3}$ | 0.68893 |

3.3.7 Cálculo del flujo de gases de escape.

Balance de masa

La combustión teórica de un combustible, se define como la transformación de todo el carbono y del hidrogeno del combustible o reactante en dióxido de carbono (CO_2) y agua (H_2O), es decir que en los gases productos de la combustión no se encuentren inquemados. Como lo muestra la siguiente ecuación estequiometria:



Donde $w, a, b,$ y y representan el número desconocido de moles de aire, dióxido de carbono, agua y nitrógeno, respectivamente. Ahora aplicando el principio de la conservación de la masa, tenemos que:

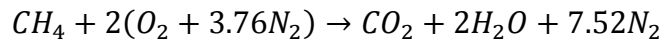
$$\text{Balance de C:} \quad 1 = a$$

$$\text{Balance de O: } 2w = 2a + b \rightarrow w = 2$$

$$\text{Balance de H: } 4 = 2b \rightarrow b = 2$$

$$\text{Balance de N: } 3.76w = y \rightarrow y = 7.52$$

De esta manera la ecuación que da de la siguiente manera:



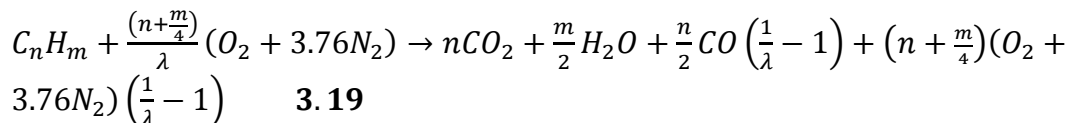
Conociendo que el nitrógeno reacciona con el oxígeno por encima de los 1200 °C. Para este cálculo nuestro límite será la temperatura de 1200 °C, asumiendo que en dicho proceso de combustión no reacciona el nitrógeno con el oxígeno.

La Combustión real, para que esta ocurra es necesario que en la mezcla aire combustible, se encuentra un exceso de aire presente en la mezcla y esta se representa como $1 + \lambda = \alpha$.

Al realizar las mediciones del porcentaje de volumen de oxígeno presente en los humos en la empresa podremos calcular λ por medio de la siguiente ecuación:

$$\lambda(\%) = K * \left(\frac{21}{21 - \%O_2} - 1 \right) * 100 \quad \mathbf{3.18}$$

Donde λ es la fracción de exceso de aire y K es una constante que varía dependiendo del tipo de combustible en éste caso utilizaremos (0.9 para el gas Natural, 0.94 para el Fue-oil y 0.97 para el Carbón). A continuación se presenta la ecuación estequiometria para combustión real de un combustible cualquiera.



Y ahora bien si nos remitimos a la ecuación del balance de masa expresar a continuación:

$$\dot{m}_{Entra} = \dot{m}_{Salida}$$

Donde \dot{m} es la rata de flujo másico, y los subíndices indican cual es el flujo de entrada y cuál es el de salida. Por tanto la ecuación anterior se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{Combust} + \dot{m}_{Aire} = \dot{m}_{gases\ Esca.} + \dot{m}_{Ceniza}$$

De donde tenemos que:

$$\dot{m}_{gases\ Esca.} = \dot{m}_{Combust} + \dot{m}_{Aire} - \dot{m}_{Ceniza} \quad \mathbf{3.20}$$

Mientras que la cantidad de aire requerido se puede calcular de la siguiente ecuación, la cual depende del exceso de aire y de la composición química del combustible.

$$\dot{m}_{Aire} = (2.9978K_H - 0.3747K_o + 0.3747K_s + K_c) (11.445\alpha) \quad \mathbf{3.21}$$

Y la cantidad de aire estequiometrico se obtiene cuando ($\alpha = 1$)

$$\dot{m}_{Aire\ Steq} = (2.9978K_H - 0.3747K_o + 0.3747K_s + K_c) (11.445) \quad \mathbf{3.22}$$

Donde la masa de aire \dot{m}_{Aire} se obtiene de la ecuación estequiometria. Y K se denota como el porcentaje del elemento en la composición química en (%). \dot{m}_{Aire} es la cantidad de aire requerido por Kg de combustible (Kg Aire/Kg Combustible). Por tanto la cantidad del flujo de los gases de escape se pueda obtener por medio de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{gases\ Esca.} = & (2.9978K_H - 0.3747K_o + 0.3747K_s + K_c) (11.445\alpha) \\ & + (\dot{m}_{Combust} - K_{ceniza}) \end{aligned}$$

Si realizamos dicho cálculo para 1 Kg de combustible, la ecuación anterior queda de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{gases\ Esca.} = (2.9978K_H - 0.3747K_O + 0.3747K_S + K_C) (11.445\alpha) + (1 - K_{ceniza}) \quad 3.23$$

Cuando $\alpha = 1$, la cantidad del flujo de los gases de escapes puede ser dado de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{gases\ Esca.estequi} = \dot{m}_{Aire\ Steq} + (1 - K_{ceniza})$$

Aclarando que todos los cálculos se realizan a una temperatura de los gases de combustión entre 100°C y 1200°C.

Calculo del calor específico

El calor específico es un parámetro muy importante a la hora de realizar este tipo de cálculos térmicos, como el requerido aquí en este trabajo de grado, por tanto no es posible considerar el valor del calor específico como una constante, como viene definido en algunos textos, sino que nos basaremos en la teoría que define que el valor de este depende de la temperatura que posean los gases de escape. Motivo por el cual emplearemos la siguiente ecuación la cual incorpora una metodología reciente que permite realizar el cálculo del calor específico basándose en la composición química del combustible, el exceso de aire y la temperatura de los gases de combustión:

$$C_{p,Gases\ de\ esca.} = \left(\frac{C_{p,c}}{a_C + b_N + c_H} \right) \frac{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}}{\dot{m}_{gases\ Esca.}} * f_A \quad 3.24$$

Donde a,b,c,d y f son los coeficientes en la ecuación anterior. $C_{p,Gases\ de\ esca.}$ Representa el promedio del valor del calor específico de los gases de la combustión. $C_{p,c}$ Es el calor específico del (CO_2) .

Estimación del coeficiente a_C

El cálculo de a_C se realiza por medio de la siguiente ecuación:

$$a_c = \frac{a_m}{a_{cp}} \quad 3.25$$

Donde, a_{cp} puede ser definido como la relación de calor específico entre CO_2 y CO_2 , por tanto a_{cp} es igual a 1. a_m Puede ser indicada como la relación de masa de CO_2 de los gases de la combustión para $\alpha = 1$.

Por tanto podemos realizar el cálculo de a_m por medio de la siguiente ecuación.

$$a_m = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} = \frac{3.677K_c}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} \quad 3.26$$

Estimación del coeficiente b_N

Para realizar el cálculo de b_N emplearemos la siguiente ecuación:

$$b_N = \frac{b_m}{b_{cp}} \quad 3.27$$

Donde, b_{cp} puede ser definido como la relación de calor específico entre CO_2 y N_2 para diferentes temperaturas y esta temperatura es la que tienen los gases a la entrada de la turbina a gas. b_m Puede ser definida como la relación de masa del N_2 total en los gases de la combustión. Por tanto b_m y b_{cp} se puede calcular con las siguientes ecuaciones:

$$b_{cp} = 0.9094 + 1.69 * 10^{-4}T - \frac{11135}{T^2} \quad 3.28$$

Y

$$b_m = \frac{\dot{m}_N}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} = \frac{0.767 * \dot{m}_{Aire\ Steq} + K_N}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} \quad 3.29$$

Estimación del coeficiente C_H

El coeficiente C_H puede ser calculado por la siguiente expresión:

$$C_H = \frac{C_m}{C_{cp}} \quad 3.30$$

Donde, C_{cp} puede ser definido como la relación de calor específico entre CO_2 y H_2O para diferentes temperaturas, siendo esta tempera de los gases a la entrada de la turbina a gas. C_m Puede ser definida como la relación de masa del H_2O total en los gases de la combustión. Por tanto C_m y C_{cp} se puede calcular con las siguientes ecuaciones:

$$C_{cp} = 0.5657 - 6.68 * 10^{-6}T - \frac{10465}{T^2} \quad 3.31$$

Y

$$C_m = \frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} = \frac{8.938 * K_H + K_M}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} \quad 3.32$$

Calculo del coeficiente f_A

El coeficiente f_A es calculado por la cantidad de exceso de aire. Para este cálculo emplearemos la siguiente ecuación:

$$f_A = f_m * C_{p,A} \quad 3.33$$

Donde, $C_{p,A}$ y f_m se expresan de la siguiente manera:

$$C_{p,A} = 0.7124 * 1.00011^T * T^{0.051} \quad \mathbf{3.34}$$

En esta ecuación T es la temperatura a la que se realiza la combustión, la cual se puede obtener a la entrada de la turbina a gas y esta debe estar una escala absoluta.

Y

$$f_m = \frac{\dot{m}_{Aire\ Steq} * (\alpha - 1)}{\dot{m}_{gases\ Esca.}} \quad \mathbf{3.35}$$

Calculo de $C_{p,c}$

$C_{p,c}$ Denota el calor específico del CO_2 , para realizar este cálculo utilizaremos la siguiente ecuación:

$$C_{p,c} = 0.1874 * 1.000061^T * T^{0.2665} \quad \mathbf{3.36}$$

En esta ecuación T es la temperatura a la que se realiza la combustión, la cual se puede obtener a la entrada de la turbina a gas en K.

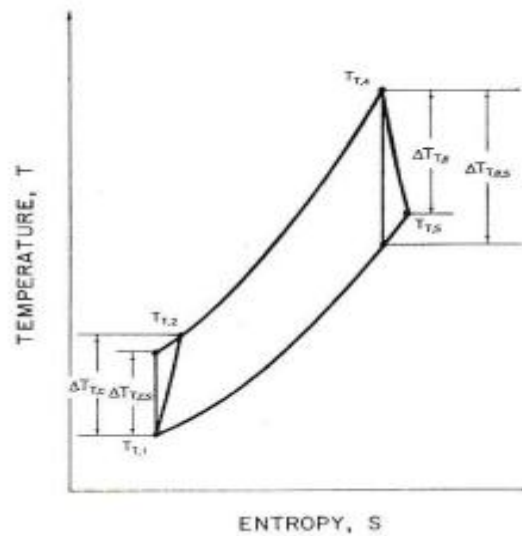
3.3.8 Calculo de los parámetros del compresor (Trabajo, eficiencia y temperatura de salida del aire del compresor).

Los procesos de compresión en una turbina de gas son normalmente y virtualmente adiabáticos, u ocasionalmente procesos de compresión adiabáticos separados por intercoolers (interenfriadores o intercambiadores de calor). Los

procesos de expansión para turbinas “no refrigeradas” son adiabáticos, sin embargo para turbinas refrigeradas con aire o agua no lo son.

En procesos adiabáticos reales la entropía debe crecer. El trabajo requerido para la compresión entre dos niveles de presión aumenta para un proceso no Isentrópico comparado con uno Isentrópico. En cambio, el trabajo obtenido de un proceso de expansión real, con aumento de entropía, decrece respecto a uno Isentrópico, lo vemos en la siguiente figura.

Ilustración 37 ciclo con turbina a Gas e Isentropico.



Fuente [76]

En un ciclo real también habrá pérdidas de carga, lo que significa que la relación de compresión del compresor deberá ser mayor que la relación de expansión de la turbina. Otras pérdidas se pueden deber a la masa no comprimida, el flujo de combustible que se añade y al proceso de expansión.

En el compresor se considera el trabajo del compresor, la temperatura de salida del aire y su eficiencia. La energía de trabajo para el compresor es suministrada por el expansor de la turbina por medio del eje.

Donde el trabajo del compresor se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$W_{cp} = \dot{m}_{aire} C_{p,Aire} * (T_{s,cp} - T_{e,cp}) \quad 3.37$$

Siendo:

W_{cp} = Trabajo realizado por el compresor, [Btu]

$C_{p,Aire}$ = Calor específico del aire, $\left[\frac{Btu}{lb^{\circ}F}\right]$

$T_{s,cp} = T_2$ = Temperatura del aire a la salida del compresor, °F

$T_{e,cp} = T_1$ = Temperatura del aire a la entrada del compresor, °F

De los parámetros anteriores podemos resaltar lo siguiente: Primero que todo el flujo del aire que entra al compresor es medido en la empresa, de la misma manera que la temperatura de entrada del aire al compresor, mientras que el valor del calor específico del aire podremos tomarlo de tabla y la temperatura de salida del aire del compresor podremos obtenerla por medio de la siguiente ecuación matemática:

$$T_2 = T_1 * \left(1 + \frac{1}{\eta_{l,cp}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-\frac{1}{K}} - 1 \right] \right) \quad 3.38$$

Dónde:

T_2 = Temperatura del aire a la salida del compresor, °F

T_1 = Temperatura del aire a la entrada del compresor, °F

$\eta_{l,cp}$ = Eficiencia Isentrópicas del Compresor.

P_2 = Presión del aire a la salida del compresor; [Psi]

P_1 = Presión del aire a la entrada del compresor, [Psi]

[K]= Coeficiente Isentrópico y se define por $\left[K = \frac{C_p}{C_v} \right]$

Donde C_p es la capacidad calorífica a presión constante y C_v es la capacidad a volumen constante.

Como en el caso anterior alguno de los parámetros que rigen la ecuación anterior deben ser medidos en planta, como es el caso de la temperatura del aire de entrada, la presión de entrada Mientras que K será tomada de tabla.

En el caso de la eficiencia del compresor deberá ser estimada por medio de la siguiente ecuación:

$$\eta_{I,cp} = 0.91 * \left(\frac{P_1}{14.7} \right) \left(\frac{75 + 459.67}{T_1 + 459.7} \right) \quad 3.39$$

O empleando la siguiente expresión:

$$\eta_{I,cp} = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-\frac{1}{K}} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k * \eta_p}} - 1 \right]} \quad 3.40$$

Dónde:

$\eta_{I,cp}$ = Eficiencia Isentrópicas del Compresor.

P_1 = Presión del aire a la entrada del compresor, [Psi]

T_1 = Temperatura del aire a la entrada del compresor, °F

P_2 = Presión del aire a la salida del compresor; [Psi]

[K] = Coeficiente Isentrópico y se define por $\left[K = C_p / C_v \right]$

η_p = Coeficiente de eficiencia politropica y se define como $\eta_p = \frac{(k-1) * n}{(n-1) * k}$

Donde los parámetros anteriores deberán ser medidos en planta o estimados por medio de las ecuaciones previamente descritos.

3.3.9 Coste del combustible.

El costo del gas natural en Colombia se compone de varios conceptos entre los cuales se encuentran el suministro del gas, el transporte, cargos de comercialización y distribución los cuales son establecidos mediante resolución por la Comisión de Regulación de Energía y Gas (CREG). El costo de suministro se expresa en dólares por unidad de energía, en este caso dólares por millón de BTU (USD/MBTU). El costo del transporte se expresa en dólares por mil pies cúbicos. USD por KPC. Para el caso de Biofilm se tiene un contrato mediante el cual el precio del gas puede variar de acuerdo con la cantidad consumida. En este caso se asumirá un costo del gas de 4.01 USD/KPC, más el 25% por impuestos por tanto el costo del gas será 5.01 USD/KPC.

Para obtener el precio del gas se debe medir el flujo de combustible suministrado a la Planta de cogeneración 1 en KPC al día.

$$Valor\ Gas = (\dot{V}_{11} + \dot{V}_6) * \left[\frac{USD}{KPC} \right] \quad 3.41$$

Dónde:

Valor Gas= Valor de combustible consumido en la planta de cogeneración
USD/día

\dot{V}_{11} = consumo de combustible en la turbina [*KPC/día*]

\dot{V}_6 = Consumo de combustible en el quemador suplementario a la HRSG [*KPC/día*]

3.3.10 Calculo del impacto ambiental

El impacto ambiental causado por la quema de Gas Natural, para la generación de energía eléctrica y térmica en la central de cogeneración N^o 1 de la empresa Biofim, se estimara de la siguiente manera.

Al conocer que 1 m³ de Gas Natural contiene 0,49 Kg de Carbono, y que 1 kg de Carbono al reaccionar con el oxígeno durante un proceso de combustión genera 3,667 Kg de CO₂, podemos deducir la siguiente expresión que nos permitirá estimar que cantidad de CO₂ es vertida al medio gracias al proceso de generación eléctrica y térmica en la central de estudio:

$$\frac{\text{Impacto ambiental por consumo de combustible}}{\frac{3,667 \text{ Kg } CO_2}{\text{Kg Caobono}}} = (V_{11} + V_6) * \frac{0,49 \text{ Kg Carbono}}{Nm^3} * \quad \mathbf{3.42}$$

Dónde:

Impacto ambiental por consumo de combustible = Por el consumo de combustible en la TG y HRSG $\frac{Kg CO_2}{h}$

V_{11} = Es el consumo de combustible en la TG $\frac{Nm^3}{h}$

V_6 = Es el consumo de combustible en la HRSG $\frac{Nm^3}{h}$

3.3.11 Calculo de la entalpia de vapor y liquido por medio de coeficientes.

Esta metodología permite el cálculo de las propiedades de vapor y líquido por medio de coeficientes los cuales se muestran la siguiente tabla y la ecuación que permite relacionar dichos coeficientes.

$$y = Ax + \frac{B}{x} + C\sqrt{x} + D\ln x + Ex^2 + Fx^3 + G \quad \mathbf{3.43}$$

Siendo

y = Propiedad

x = Presión (Psia)

Tabla de Coeficientes:

Tabla 3.5 Coeficientes para determinar valores de entalpias.

| Propiedades | A | B | C | D | E | F | G |
|--------------------------|-------------|------------|------------|-----------|-----------|-----------|---------|
| Entalpia de Liquido | -0,15115567 | 3,671404 | 11,622558 | 30,832667 | 8,74E-05 | -2,62E-08 | 54,55 |
| Entalpia de Vaporización | 0,0086762 | -1,3049844 | -8,2137368 | -16,37649 | -4,30E-05 | 9,76E-09 | 1045,81 |
| Entalpia de Vapor | -0,14129 | 2,258225 | 3,4014802 | 14,438078 | 4,22E-05 | -1,57E-08 | 1100,5 |

Fuente [68]

3.3.14 Cálculo térmico de un intercambiador de calor.

Este cálculo se realizará con el fin de determinar el potencial de ahorro que se puede alcanzar con la instalación de un intercambiador de calor a la salida de los gases de escape con el fin de aprovechar parte de esta en el calentamiento del agua de alimentación de caldera recuperadora. Las ecuaciones a utilizar serán las siguientes:

$$Q = U * A * LMTD_{actual} \quad \mathbf{3.44}$$

Dónde:

$$Q = \text{Flujo de calor} \left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right]$$

$$U = \text{Coeficiente global de transferencia de calor} \left[\frac{\text{Btu}}{\text{h-ft}^2-\text{°F}} \right]$$

$$A = \text{Área de intercambio de calor} [\text{ft}^2]$$

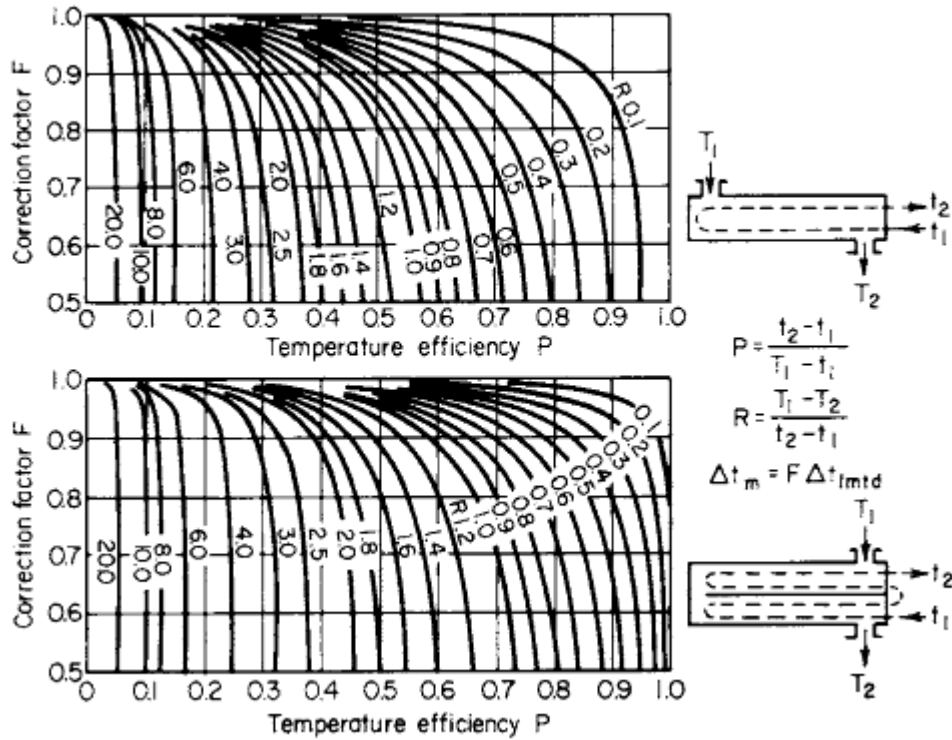
$$LMTD_{actual} = \text{Temperatura media logarítmica corregida} [°\text{F}]$$

Para determinar el valor actual de la temperatura media logarítmica se debe emplear la siguiente ecuación.

$$LMTD_{actual} = F_{cor.} * LMTD_{calculada} \quad \mathbf{3.45}$$

Siendo $F_{cor.}$ Un factor de corrección que se obtiene de las siguientes gráficas.

Grafico 3.15 Para determinar el factor de corrección de la LTDM.



Fuente [67]

Y $LMTD_{Calculada}$ es la diferencia de temperatura media logarítmica calculada con las 4 temperaturas, de entrada y salida de los dos fluidos de trabajo, y se utiliza la siguiente expresión:

$$LMTD_{Calculada} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad 3.46$$

3.315Calculo del costo generado por la construcción, e instalación del intercambiador.

Este cálculo se realizara con el fin de determinar cuan costosa será implementar esta medida de ahorro (instalar un I/C, en la chimenea).

Para realizar este cálculo se empleara la metodología de correlación[67], la cual nos dice que al conocer el área de intercambio de calor y unos parámetros constructivos que ya se deben haber definido previamente se puede estimar el costo del intercambiador de calor. Ver Tabla siguiente:

| Table 2 Correlations for costs of Heat Exchangers | |
|---|--|
| USCS Units | SI Units |
| Base cost for Carbon-steel, floating-head, 100 lb/in ² (gage) Exchanger: $C_B = \exp[8,551 - 0,30863 \ln A + 0,06811 (\ln A)^2]$ | Base cost for Carbon-steel, floating-head, 700 KN/m ² Exchanger: $C_B = \exp[8,202 - 0,0.1506 \ln A + 0,06811 (\ln A)^2]$ |
| Exchanger-type cost factor: Fixed-head: $F_D = \exp(-1,1156 + 0,0906 \ln A)$ Kettle reboiler: $F_D = 1,35$ U-Tube: $F_D = \exp(-0,9816 + 0,0830 \ln A)$ | Exchanger-type cost factor: Fixed-head: $F_D = \exp(-0,9003 + 0,0906 \ln A)$ Kettle reboiler: $F_D = 1,35$ U-Tube: $F_D = \exp(-0,7844 + 0,0830 \ln A)$ |
| Design-pressure cost factor: 100 to 300 lb/in ² (gage): $F_p = 0,7771 + 0,04981 \ln A$ 300 to 600 lb/in ² (gage): $F_p = 1,0305 + 0,0714 \ln A$ 600 to 900 lb/in ² (gage): $F_p = 1,1400 + 0,12088 \ln A$ A in ft ² ; lower limit: 150 ft ² , upper limit: 12000 ft ² | Design-pressure cost factor: 700 to 2100 KN/m ² : $F_p = 0,8599 + 0,04981 \ln A$ 2100 to 4200 KN/m ² : $F_p = 1,2002 + 0,0714 \ln A$ 4200 to 6200 KN/m ² : $F_p = 1,4272 + 0,12088 \ln A$ A in m ² ; lower limit: 14 m ² , upper limit: 1100 m ² |

Cap. 4

CAPÍTULO 4.

INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL DEL PROCESO

4.1 SISTEMA DE CONTROL DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN No. 1 BIOFILM

4.2 LASOS DE CONTROL EN LA CALDERA HRSG

4.3 LASOS DE CONTROL EN LA TURBINA

4.4 ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LA PLANTA DE COGENERACIÓN No. 1 EN BIOFILM

4.5 ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LA PLANTA DE COGENERACIÓN No. 1 EN BIOFILM

4.6 INSTRUMENTOS Y MÉTODOS DE MEDICIÓN

EN ESTE CAPÍTULO SE REALIZA LA DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE MEDICIÓN Y EL SISTEMA DE CONTROL DE PROCESO CON LOS QUE CUENTA LA CENTRAL DE COGENERACIÓN 1, ADEMÁS DE DESCRIBIR CON CUALES INSTRUMENTOS CUENTA Y NO CUENTA LOS EQUIPOS PARA EL CONTROL DEL PROCESO. Y FINALIZA CON UNA DESCRIPCIÓN DE CUÁLES SON LOS DIFERENTES EQUIPOS QUE SE DEBEN UTILIZAR Y OTROS CON LOS QUE DEBE CONTAR LA TURBINA Y LA HRSG PARA REALIZAR LAS MEDICIONES DE LAS VARIABLES CORRESPONDIENTES.

4.1 SISTEMA DE CONTROL DE LA CENTRAL DE COGENERACIÓN No. 1 BIOFILM

Durante la diferentes visitas realizada a la planta, observe que los sistemas de control con los que cuenta actualmente los equipos que constituyen la Central de cogeneración No. 1 solo esta orientados o dispuestos a proteger la vida de dichos componentes. El control existente es más orientado al proceso y no a la eficiencia de la planta como tal. Es decir, no hay control orientado a la eficiencia, sino orientado a mantener funcionando la planta en las mejores condiciones operacionalmente hablando.

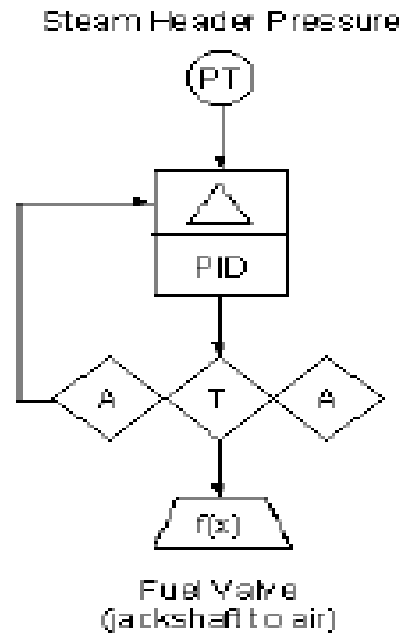
A continuación describiremos los sistemas y lasos de control con los que cuentan actualmente esta planta.

4.2 LASOS DE CONTROL EN LA HRSG

La HRSG_s es el segundo equipo de vital importancia que conforma la Central de cogeneración ya que es la encargada de la generación de vapor para suplir las necesidades terminas de un chiller de absorción, el cual es el encargado de enfriar el aire que ingresa al compresor y de dos de las tres líneas de producción de la empresa. Este equipo cuenta básicamente con tres lasos de control, los cuales están dispuestos para la protección del equipo y de los operadores. A continuación describiremos cada uno de los distintos lasos de control con los que cuanta actualmente la HRSG.

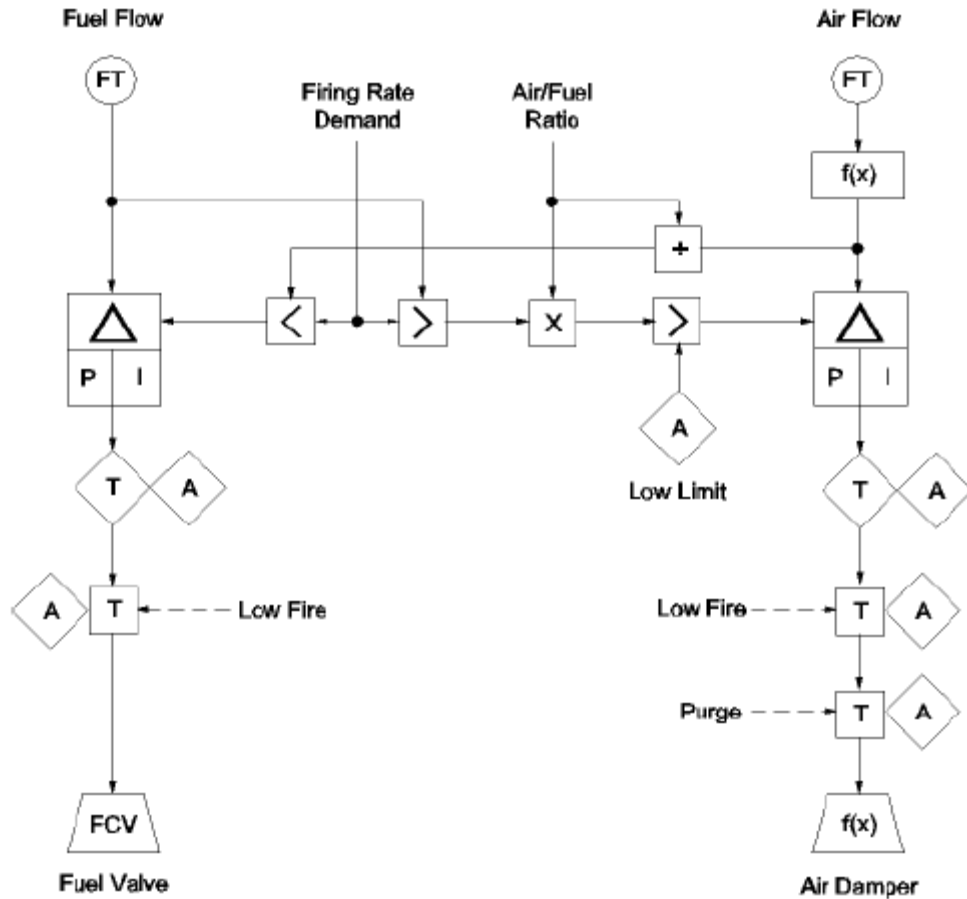
Cabezal de vapor: Las calderas generalmente, descargan a un cabezal de un nivel de presión alto que tiene sus propios usuarios, este bajo control de su respectivo controlador de presión. Por variaciones continuas en el consumo de vapor de los usuarios y tiempos de respuesta de los controladores y actuadores, el sistema puede oscilar continuamente provocando que la salida de vapor de la caldera cambie en tiempos muy cortos. A continuación se ilustra el esquema representativo del laso de control aquí descrito:

Ilustración 38 Lazo de control que vigila la presión del vapor en el cabezal.



Fuente [Tomado del artículo: Automatización de calderas]

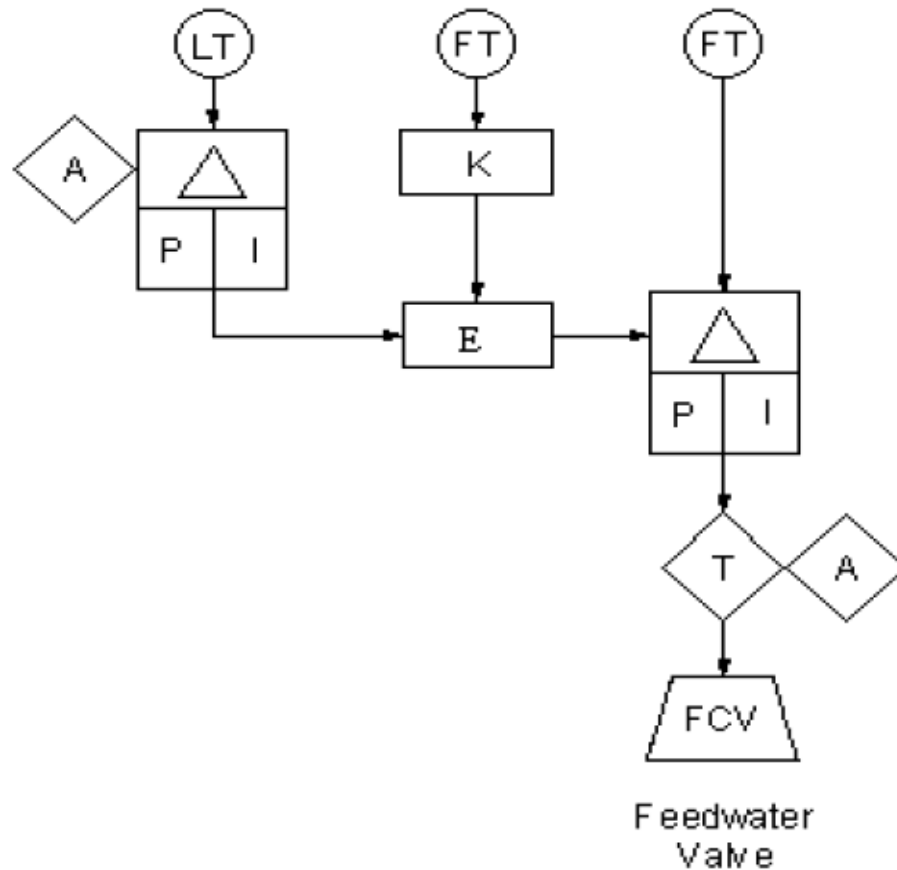
Control de combustión: La función primaria del control de combustión es entregar una mezcla de aire y combustible al quemador a una rata que satisfaga los requerimientos de carga de la caldera bajo condiciones seguras y eficientes. Con insuficiente aire, se desperdicia combustible debido a combustión incompleta, además esta mezcla rica puede causar explosiones en puntos calientes. Un exceso de aire también desperdicia combustible, calentando aire que luego sale por la chimenea. El lazo de control funciona de la siguiente manera, inicialmente se tiene la presión del cabezal de vapor la cual representa la demanda y actúa como setpoint para los controladores de aire y combustible. A continuación se ilustra el lazo de control descrito anteriormente:

Ilustración 39 Lazo de control de combustión en la caldera.

Fuente [Tomado del artículo: Automatización de calderas]

Control de agua de alimentación: Es el segundo lazo que encontramos en la caldera y se encarga de vigilar o controlar el nivel de agua. El nivel de la caldera es una de las variables críticas para la operación segura, un bajo nivel expone los tubos a demasiado calentamiento mientras que alto nivel permite el arrastre de gotas de líquido que corroen y dañan los equipos que usan este vapor. Este lazo de control funciona de la siguiente manera un sensor de nivel que se encuentra instalado en la caldera se encarga de medir el límite inferior que puede alcanzar el volumen de agua que debe contener la caldera, es decir que cuando el límite de agua en la caldera disminuye más de lo permitido este sensor manda una señal a una válvula proporcional para que permita el ingreso del agua alimentar a la caldera manteniéndose así los límites mínimos permisibles de agua dentro de la misma. Como se muestra en la figura siguiente:

Ilustración 40 Lazo de control de nivel de agua.
Drum Level Steam Flow Feedwater
Flow



Fuente [Tomado del artículo: Automatización de calderas]

4.3 LASOS DE CONTROL EN LA TURBINA

En cuanto a la turbina esta es la encargada de generar la energía eléctrica que está destinada a satisfacer la demanda eléctrica de las dos líneas de producción a la que esta abastece. Este equipo como en el caso de la caldera cuenta con tres lasos de control que están orientados a proteger la vida de este equipo. El sistema de control recibe como fuente de entrada los siguientes parámetros:

- Señal de velocidad del eje

- Señal de temperatura de cámara
- Señal de presión y ambiente

Y como salida permite el control del combustible, cortando el flujo de este suspendiendo el proceso de combustión.

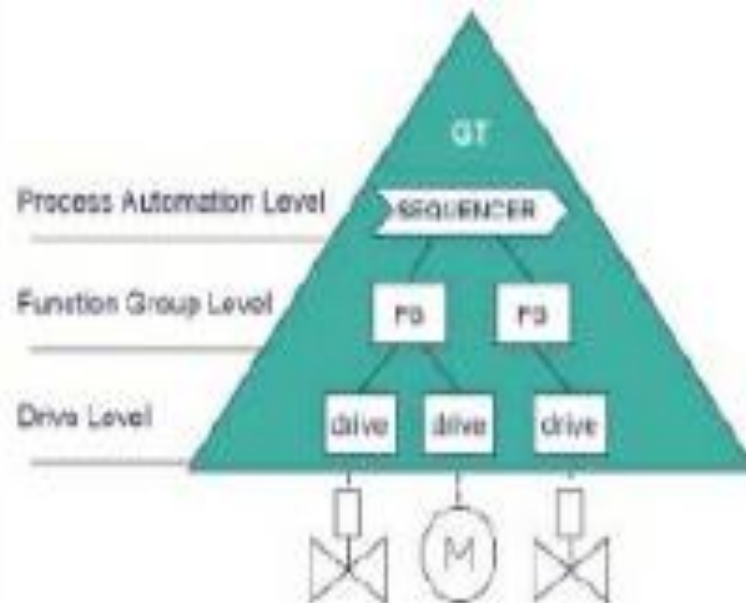
El control de la turbina se compone de los siguientes losos fundamentalmente:

- Control de arranque y parada
- Control de frecuencia y carga
- Control de temperatura para
- Control de posición de los alavesees de disposición.

A continuación procederemos a realizar la descripción de cada uno de estos:

Control de arranque y parada: El lazo de control de arranque controla hasta que el grupo ha llega-do a la velocidad nominal. En ésta se asegura la relación combustible/aire, de manera que los gases de escape no excedan los límites permisibles a la máxima aceleración. La sincronización se realiza mediante un dispositivo autónomo que adapta la velocidad de la turbina para engancharse a la frecuencia de red. Cuando esta frecuencia es la apropiada de la red, los parámetros de frecuencia, ángulo de fa-se y tensión son adaptados a la red. Se ha de permitir una banda de regulación como factor de fluctuación de frecuencia para los cambios de carga, de modo que tenga la dinámica adecuada. Si se funciona en isla, el funcionamiento es semejante, sólo que el sincronizador da la consigna de la frecuencia.

El controlador de frecuencia/carga deduce la consigna de carga mediante el factor de fluctuación y dela consigna de potencia activa. Lastro lar, proteger y monitorizar todos los actuadores, los cuales tienen la función on/off o abierto/cerrado. El control ha de tener una estructura jerárquica (Fig. 4.4), donde el nivel más bajo es el de accionamiento, realizándose los enclavamientos en el control para simplificar los CCMs.

Ilustración 41 estructura jerárquica del control binario.

Fuente [Tomada del artículo: Control de procesos]

Presión y temperatura de la cámara: se encarga de vigilar la temperatura y presión de los gases que salen de la cámara de combustión con el fin de comprobar que la temperatura que estos posean no comprometan la vida útil de los alavés de la turbina, este sistema funciona de la siguiente manera se tiene una termocupla que mide la temperatura de dichos gases y verifica que estos no sobrepasen la temperatura a la que este está graduado, es decir no sobrepase el setpoint, si esto sucede se manda una señal a una válvula proporcional que cortara el flujo de combustible que llega a la turbina causando la detención de esta por falta de gases que muevan la turbina.

Monitorización de la temperatura

La temperatura de escape se mide con termopares distribuidos alrededor de la periferia del difusor. Los valores se supervisan constantemente para detectar cualquier anomalía. Estas medidas sirven para la regulación aparte del disparo. Las temperaturas de entrada son calculadas con éstas y presiones diferenciales a lo largo de la turbina

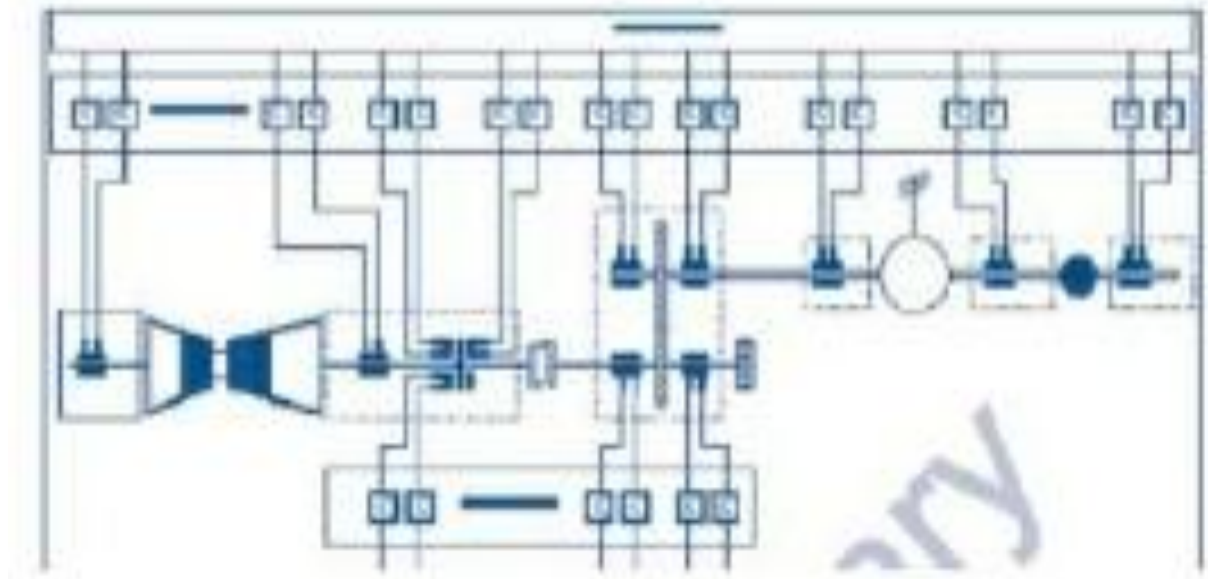
Control mecánico: el control mecánico se encarga de vigilar la temperatura del aceite que lubrica las juntas móviles de esta máquina evitando que se averíen los rodamientos y eje de la turbina por fricción o se fundan por sobrecalentamiento, además de controlar la velocidad a la que debe operar la máquina. Este laso

funciona de la siguiente manera se tiene un termómetro de resistencia eléctrica que esta calibrado a una la temperatura máxima que puede alcanzar el aceite para que este no pierda sus propiedades, si la temperatura del aceite sobrepasa esta temperatura de referencia se manda una señal eléctrica que va a una válvula proporcional que cortara el flujo de combustible que entra a la turbina causando así la detención de la misma.

Monitorización de la temperatura de los cojinetes

Se monitorizan los dos cojinetes de apoyo de la turbina de gas, los dos del generador, los dos de la excitación on, además de los cojinetes de guía para apoyos intermedios (Ilus. 4.5). Los puntos de medida disponen de termopar doble con transmisor en los cabezales.

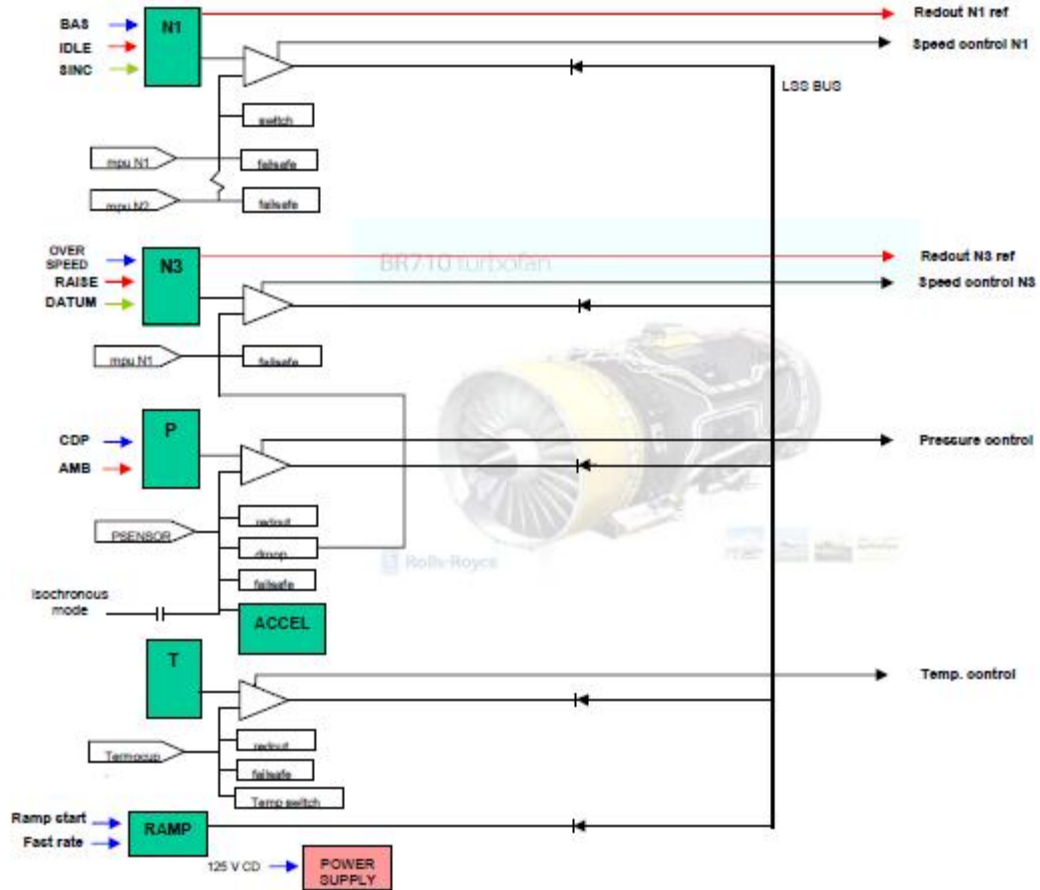
Ilustración 42 Monitoreo de la tempera de los cojinetes.



Fuente [Tomado del artículo: Control de procesos]

A continuación se muestra el diagrama representativo de los lasos de control descritos anteriormente integrados en uno solo:

Ilustración 43 Lazo de control de una Turbogas.



Fuente [Tomado del artículo: Sistemas de control en turbinas a gas]

4.4 ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE DATOS EN LA PLANTA DE COGENERACIÓN No. 1 EN BIOFILM

De nuestra información recolectada en planta podemos resaltar que la planta no cuenta con sistema de recolección de datos online, solo cuenta con un sistema que permite ver el comportamiento de las principales variables como es el caso de temperaturas, flujos (el de vapor es el único que se mide manualmente), y presiones, las cuales son registrada en una minuta por un técnico cada cuatro, ocho o veinticuatro horas, con el fin de verificar el comportamiento de estas y de llevar un control de las mismas que les permitan posteriormente analizar el comportamiento de la planta.

La caldera es controlada por el equipo, SIEMENS SIMATIC S5, que igualmente registra los datos de las variables pertinentes en el proceso de la HRSG. SIMATIC S5, un nombre de familia que esconde mucho: autómatas programables, aparatos de automatización, tarjetas periféricas inteligentes, sistemas para operación y observación; además permite comprende toda una serie de variantes para soluciones personalizadas en este caso el control y toma de datos de la HRSG. Por su parte la turbina similarmente tiene un sistema que es el Digicon Fuel Control System.

4.5 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN CON LOS QUE CUENTA LA PLANTA DE COGENERACIÓN No. 1 en BIOFILM

En cuanto a la turbo gas esta cuenta actualmente con los siguientes sensores e instrumentos de medición:

- Esta cuenta con un contador de flujo de combustible instalado por la empresa suministradora de este recurso (en este caso prodigas).
- Termómetro que muden la temperatura del aire a la entrada del compresor
- Termómetro para medir la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión
- Termómetro para medir la temperatura del aceite que lubrica los rodamientos de la turbina
- Manómetro que permite medir la presión del aire a la salida del compresor
- Manómetro que permite medir la presión del gas que entra a la cámara de combustión

La caldera cuenta actualmente con los siguientes instrumentos de medición:

- Termómetro encargado de medir la temperatura de agua alimentar
- Termómetro para medir la temperatura de las purgas
- Termómetro para medir la temperatura del vapor
- Manómetro para medir la presión de operación de la caldera
- Un flujo metro para medir el flujo de vapor que se genera en la caldera

4.6 INSTRUMENTOS Y MÉTODOS DE MEDICIÓN

La medida de la presión, caudal y temperatura, proporciona datos sobre las características funcionales del proceso, consumo energético, problemas operativos y requisitos de diseño y operación.

Motivo por el cual para realizar los cálculos anteriormente especificados es fundamental contar con unos buenos instrumentos de medición en la planta de estudio, así como contar con una buena metodología de medición, que nos permitan contabilizar las variables que rigen el funcionamiento, rendimiento y eficiencia de una central térmica, como es el caso del flujo (gases, vapor y combustible), la temperatura (gases, vapor y combustible), la presión (gases, vapor y combustible) , entre otros factores que afectan de manera directa los aspectos anteriormente mencionado.

Por este motivo, en este apartado aremos énfasis en este aspecto tan importante como es el caso de los Instrumentos y métodos de medición, y para esto nos apoyaremos en la norma ASTM PTC 4.4.

4.6.1 Medición de flujo

La medición exacta del flujo es de vital importancia para determinar el desempeño general de la planta. Para la realización de esta medición podemos encontrar distintas técnicas disponibles en cuanto a la precisión y a la magnitud del flujo. El método más exacto para realizar la medición del flujo de un fluido es por el Peso.

4.6.2 Mediciones de la cantidad de flujo de combustible gaseoso

Para realizar la medición de esta variable se requiere el uso del orificio, una boquilla medidora de flujo o Venturi. Estos dispositivos de medición deben ser

calibrados antes y después de la realización de la prueba de tal manera que el flujo de combustible gaseoso pueda ser medido con una precisión de $\pm 0.35\%$.

4.6.3 Medición del flujo de agua y vapor

Para realizar la medición del flujo de agua se puede hacer por medio del tubo Venturi, boquilla u orificio. Estos dispositivos de medición deben ser calibrados antes y después de la realización de la prueba de tal manera que el flujo de combustible gaseoso pueda ser medido con una precisión de $\pm 0.75\%$.

4.6.4 Ventaja de los tipos de medidores de flujo:

Orificio:

- Coste mínimo
- Fácil instalación y sustitución
- Coeficiente de descarga bien definido
- Sin obstrucciones ni desgastes durante el funcionamiento
- Borde vivo sin suciedad por óxido o materias en suspensión

Tobera:

- Se puede usar donde no existan bridas de tuberías
- Menor coste que el tubo de Venturi para la misma capacidad

Venturi:

- Mínima pérdida de carga
- Tomas de presión integradas
- Menor tamaño recto previo en el tramo de entrada
- No se obstruye por materia en suspensión
- Se puede utilizar en tuberías sin vidrios
- Coeficiente de descarga bien definido

4.1.5. Desventajas de los medidores de flujo:

Orificio:

- Elevada pérdida de altura no recuperable
- En tuberías horizontales en la entrada se acumulan materias en suspensión
- Baja capacidad

- Requiere bridas de tuberías

Tobera:

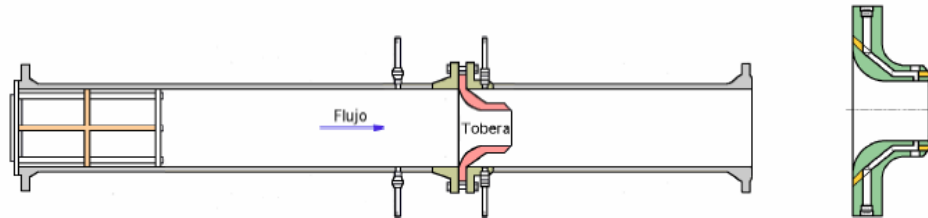
- Mayor coste que el Orificio
- Igual pérdida de carga que el Orificio para la misma capacidad
- La toma de presión en cuello y entrada son muy delicadas

Venturi:

- Coste máximo
- Peso y tamaño máximo para una tubería de tamaño dado

Para medir el gasto de aire y humos no se requiere un alto grado de precisión; se usan orificios, toberas o Venturi, pero no se cumplimentan las especificaciones constructivas y de ubicación por limitaciones de espacio. A continuación se ilustran mediante imágenes los instrumentos de medición anteriormente mencionados.

Ilustración 44 dispositivo de tobera y tubo.



Fuente [52]

Ilustración 45 Tubo Venturi.

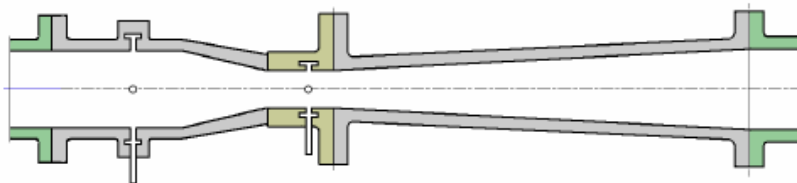
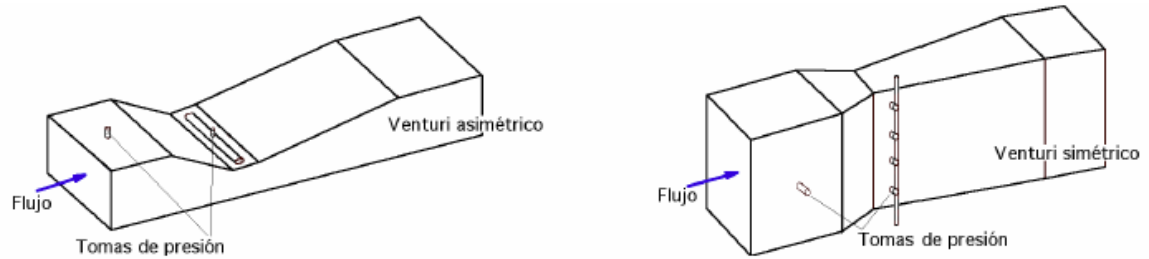


Ilustración 46 Tobos Venturi para medir flujo de aire.

Fuente [58]

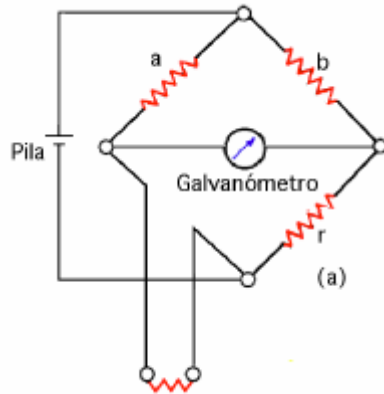
4.6.5 Medición de la temperatura del agua y del vapor generado

La temperatura del agua y del vapor, son parámetros considerados de gran importancia, la temperatura de cada uno de los fluidos deberá ser medida en dos puntos diferentes y la media obtenido después de haber realizado dos mediciones, esta será la temperatura asignada a cada uno de los fluidos. Si encontramos unas discrepancias entre las dos mediciones realizadas y esta supera el 0.25% para el vapor y 0.5% para el agua, es necesario buscar las causas que generen dichas diferencias.

Todo medidor de temperatura debe ser calibrado antes y después de la prueba. Los equipos que se pueden emplear para la realización de esta medición son los siguientes: *Termómetro de mercurio y vidrio*, un *medidor de temperatura de resistencia eléctrica o termocupla*, estos instrumentos se pueden emplear hasta una temperatura de 760°F. Aunque es posible utilizar un *detector de temperatura de resistencia o termocupla* para temperaturas superiores de 760°F.

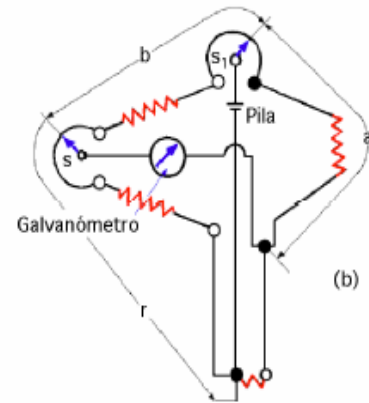
El medidor de temperatura de resistencia eléctrica: se utilizan en un intervalo de temperatura entre (-400 a 1800°F y -240 a 982°C); en su forma más simple utiliza un puente wheatstone como se muestra en la Ilustración 4.10a, donde la lectura contenida es la suma de las resistencias del hilo calibrado y de los conductores que conectan el hilo al puente; pero con circuitos más sofisticados, como el de la Ilustración 4.110b, la resistencia de los conductores se elimina de la lectura del instrumento.

Ilustración 48 medidor de temperatura de resistencia eléctrica utilizando un puente Whe



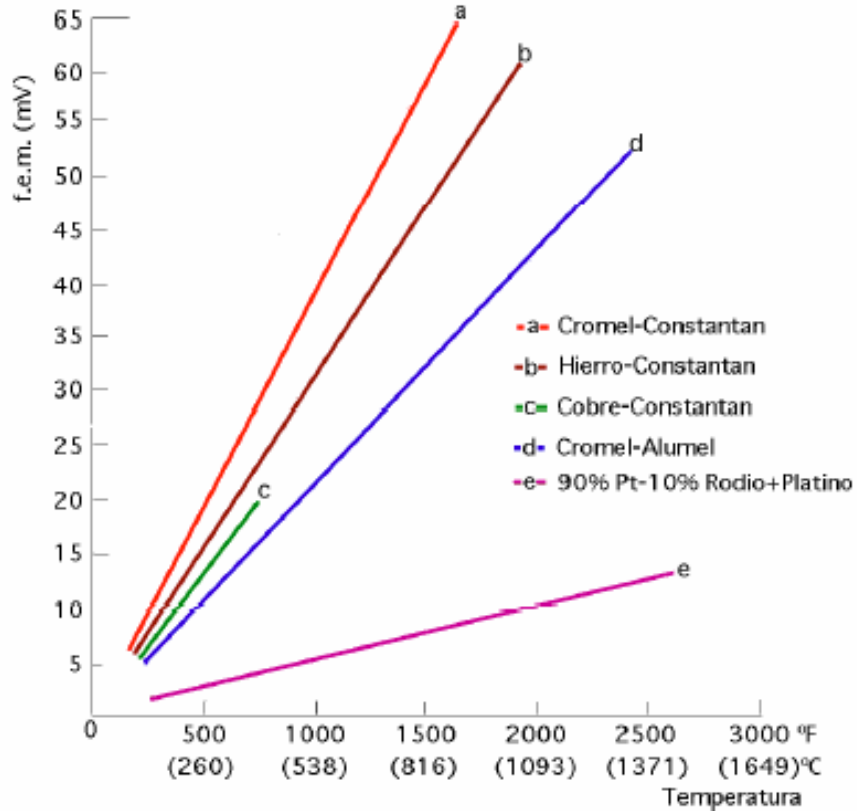
Fuente [58]

Ilustración 47 Medidor de temperatura de resistencia eléctrica empleado un circuito más sofisticado.



Fuente [58]

Termocupla (O también llamada termopar): Constan de dos conductores eléctricos de materiales distintos, unidos en sus extremos, configurando un circuito. Si una de sus uniones se mantiene a una temperatura más alta que la otra, se genera una fuerza electromotriz que produce un flujo de corriente eléctrica a través del circuito, como se muestra en la Ilustración 4.11, que depende también del material de los conductores utilizados.

Ilustración 49 Relación entre la temperatura y la fem que en diversos termopares.

Fuente [58]

4.6.6 Medición de la temperatura de los Gases y del Aire

El elemento sensible inmerso en los humos, recibe calor por convección y radiación, e incluso por conducción a través del propio instrumento.

Si la temperatura de las superficies de su entorno no difiere de la de los humos, la temperatura indicada por el instrumento representa exactamente la temperatura de los humos.

Si la temperatura de las superficies de su entorno es superior o inferior a la de los humos, la temperatura indicada es mayor o menor que la temperatura de los humos, respectivamente.

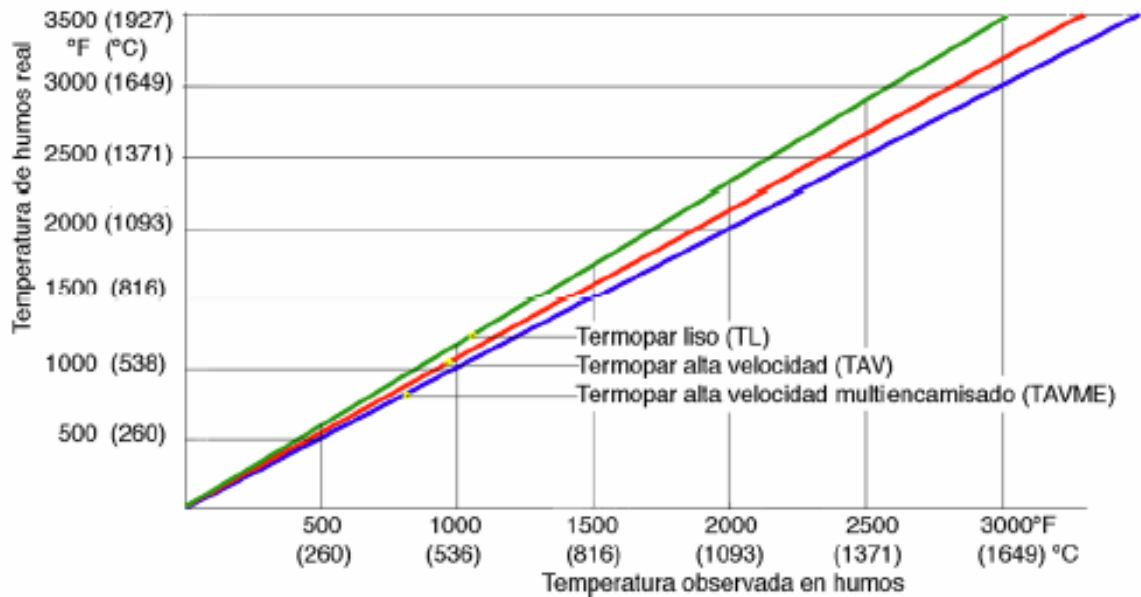
La posible desviación con respecto a la temperatura real de los humos depende de:

- La temperatura y velocidad de los humos
- La temperatura del entorno
- El tamaño, construcción y soportes del instrumento de medición

Para corregir errores en la medida de la temperatura, debidos al medio ambiente del entorno, el instrumento se calibra por medio de una fuente conocida y fiable.

A título de ejemplo, para un termopar liso utilizado para medir la temperatura de los humos en calderas, economizadores o calentadores de aire, con paredes del recinto más frías que los humos, el error observado en la lectura se deduce de la Ilustración 4.12:

Ilustración 50 magnitud de error observado al medir la temperatura del recinto de la caldera.



Fuente [58]

Para obtener esta medida es necesario utilizar un termopar liso, un termopar de alta velocidad o un termopar de alta velocidad multiencamisado.

Termopar de alta velocidad: El diseño y funcionamiento de una unidad generadora de vapor, dependen de la correcta valoración de la temperatura de los humos en el hogar y en las secciones del sobrecalentador. El diseño de la caldera,

para alcanzar unas buenas características técnicas operativas, debe tener en cuenta:

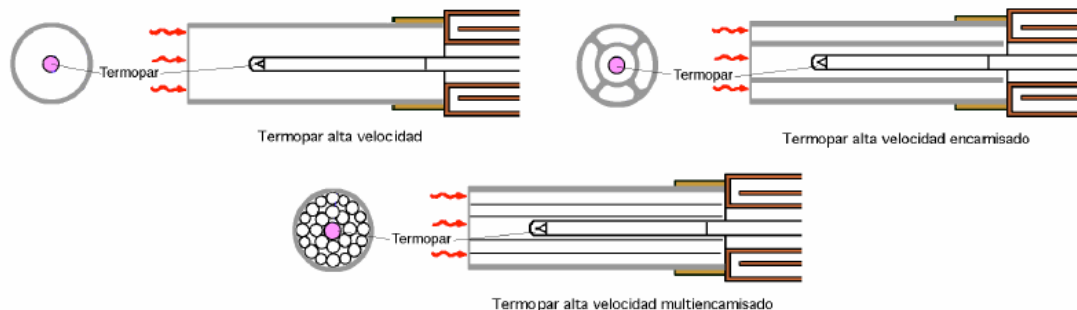
- El límite impuesto por la temperatura admisible en el metal de los tubos del sobrecalentador.
- Las características de fusibilidad de la ceniza (escoria y polvo) del combustible.

El pirómetro óptico y el de radiación no están diseñados para medir la temperatura de los humos en el hogar y en las áreas del sobrecalentador; si se utiliza el termopar liso se pueden cometer grandes errores, por lo que se recurre a los termopares de alta velocidad (TAV) y de alta velocidad con multiencajamiento (TAVME), desarrollados para corregir el efecto de la radiación, siendo los mejores instrumentos disponibles para la medida de: [58]

- Alta temperatura de los humos en ambiente frío
- Baja temperatura de los humos en ambiente caliente

En la Ilustración 4.13 se representa la sección transversal de termopares de alta velocidad, simples (TAV) y multiencajados (TAVME), desarrollados para su utilización en los ensayos de calderas

Ilustración 51 Termopares.



Fuente [58]

Cap. 5

CAPÍTULO 5.

APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA

- 5.1 MEDICIONES
- 5.2 CALCULO DEL FLUJO Y CALOR ESPECÍFICO DE LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN
- 5.3 CALCULO DEL CALOR ESPECÍFICO DE LOS GASES DE ESCAPE
- 5.4 CALCULO DE PARÁMETROS TÉRMICOS PRINCIPALES
- 5.5 CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA EMPLEANDO EL MÉTODO DE LA ENTRADA Y LA SALIDA
- 5.6 CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG POR EL MÉTODO DE LAS PERDIDAS
- 5.7 CALCULO DE PARÁMETRO DE LA TURBINA
- 5.8 CALCULO DE LOS PARÁMETROS TÉRMICOS DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN
- 5.9 CALCULO DE PARÁMETROS DEL COMPRESOR
- 5.10 CALCULO DEL COSTO DEL COMBUSTIBLE E IMPACTO AMBIENTAL
- 5.11 CALCULO DE PRODUCCIÓN DE CO₂

APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE LOS PRINCIPALES INDICADORES ENERGÉTICOS DE UNA PLANTA COGENERADORA Y HRSG.

5.1 MEDICIONES

Empleando la metodología descrita en el capítulo tres (3) y teniendo en cuenta los parámetros operacionales de la planta de estudio (Central de Cogeneración N^o1 ubicada en la empresa Biofilm sede Cartagena Colombia), procederemos a calcular los principales indicadores energéticos.

Al detallar cada una de ellas nos permitirá obtener resultados confiables y veraces, para esto fue necesario apoyarnos en Excel donde realizamos diversas hojas de cálculos que nos permitieron realizar de manera más sencilla dichos cálculos, los cuales posteriormente nos permitirán realizar los análisis necesarios que nos permitirán conocer el comportamiento de la central y especialmente de sus dos principales componentes Turbina a gas y HRSG_s.

Las mediciones fueron tomadas en 2 turnos de 4 horas para la caldera y la turbina respectivamente, en un lapso de tiempo comprendido entre 28 de Abril y 28 de Mayo del 2012.

Esta base de datos obtenida en la Central de cogeneración para los que esta trabajo a diferentes cargas, y el programa elaborado en Excel nos permitirá hacer una evaluación estadística de los resultados arrojados de estos cálculos realizados. A continuación procederemos inicialmente con la estimación del flujo de gases de escape y del calor específico de los gases productos de la combustión ya que esto son parámetros fundamentales que influyen muchos en el comportamiento de otros parámetros de la planta, como es el caso de la eficiencia de la planta entre otros.

5.2 CALCULO DEL FLUJO Y CALOR ESPECÍFICO DE LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN

Para realizar estos cálculos es necesario conocer el porcentaje de cada componente en el combustible.

Ilustración 52 Concentración de componentes de combustible.

| Hoja de cálculos de concentración de componentes del combustible | | | | | | | | | | | | |
|--|--------------|---------------------------------|------------------------|-------------------------------|----------------|----------------------------------|--------------------------|----------------------------------|--------------------------|---------------------------------|--------------------------------|--|
| | Componente | Formula Química | % Molar de Combustible | Composición Molar Combustible | Peso Molecular | %C | %H | %O | %N | %S | %Humedad | %Ceniza |
| | | | | | g/mol | n(C) = 12,011 g/mol | n(H) = 1,008 g/mol | n(O) = 15,9994 g/mol | n(N) = 14,0067 g/mol | n(S) = 32,065 g/mol | | |
| 1 | Metano | CH ₄ | 97,9912 | 0,979912 | 16,043 | 0,733636043 | 0,24627596 | | | | | |
| 2 | Nitrogeno | N ₂ | 1,458 | 0,01458 | 28,0134 | | | | 0,01458 | | | |
| 3 | Dioxido de C | CO ₂ | 0,1829 | 0,001829 | 44,01 | 0,000499162 | | 0,00132983 | | | | |
| 4 | Etano | C ₂ H ₆ | 0,2599 | 0,002599 | 30,069 | 0,002076330 | 0,000522756 | | | | | |
| 5 | Propano | C ₃ H ₈ | 0,0521 | 0,000521 | 44,096 | 0,00042573 | 0,000095277 | | | | | |
| 6 | Agua | H ₂ O | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 7 | Sulfuro de H | H ₂ S | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 8 | Hidrogeno | H ₂ | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 9 | Monoxido de | CO | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 10 | Oxigeno | O ₂ | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 11 | i - Butano | C ₄ H ₁₀ | 0,022 | 0,00022 | 58,123 | 0,000181850 | 0,000038154 | | | | | |
| 12 | n - Butano | C ₄ H ₁₀ | 0,0084 | 0,000084 | 58,123 | 0,000069434 | 0,000014568 | | | | | |
| 13 | i - Pentano | C ₅ H ₁₂ | 0,0078 | 0,000078 | 72,146 | 0,000064928 | 0,000013077 | | | | | |
| 14 | n - Pentano | C ₅ H ₁₂ | 0,0016 | 0,000016 | 72,146 | 0,000013319 | 0,000002683 | | | | | |
| 15 | n - Hexano | C ₆ H ₁₄ | 0,0161 | 0,000161 | 86,172 | 0,00013464 | 0,000026366 | | | | | |
| 16 | n - Heptano | C ₇ H ₁₆ | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 17 | n - Octano | C ₈ H ₁₈ | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 18 | n - Nonano | C ₉ H ₂₀ | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 19 | n - Decano | C ₁₀ H ₂₂ | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 20 | Helio | He | 0 | 0 | | | | | | | | |
| 21 | Argon | Ar | 0 | 0 | | | | | | | | |
| | | TOTAL: | 100,00 | 1,00 | 508,9414 | 0,73710144 | 0,24698884 | 0,00132983 | 0,01458 | 0 | 0 | 0 |
| | | | | | | Kc : Constante del carbono | Kh : Constante del | Ko : Constante del Oxigeno | Kn : Constante del | Ks : Constante del Azufre | Khumedad : Constante del | Kcenizas : Constante del Cenizas |

Conociendo que el flujo de aire estequiométrico que se puede determinar por medio de la siguiente ecuación la cual se encuentra en función del porcentaje de los elementos que constituyen el combustible consumido en la planta. Esta ecuación es la siguiente:

$$\dot{m}_{Aire\ Steq} = (2.9978K_H - 0.3747K_O + 0.3747K_S + K_C) (11.445) \quad 2.24$$

Dónde: $K_H = 0.246988838$, $K_O = 0.00132983$, $K_S = 0$, $K_N = 0.01458$, $K_C = 0.737101445$ estas constante pueden se muestran en la tabla de arriba. Sustituyendo estos valores en la ecuación 2.24 tenemos que el flujo de aire estequiométrico requerido para realizar una combustión completa será.

$$\dot{m}_{Aire\ Steq} = (2.9978 * (246988838) - 0.3747 * (0.00132983) + 0.3747 * (0) + 0.737101445) * (11.445)$$

$$\dot{m}_{Aire\ Steq} = 16,90456597 \frac{Kg\ aire}{Kg\ combust.}$$

A continuación para estimar el flujo de aire real que entra a la cámara de combustión y al quemador suplementario en la caldera, en este caso no se aprovecha el exceso de aire presente en los gases procedentes de la combustión en la cámara de combustión de la turbina, porque se trata de una caldera HRSG de hogar dividido, por tanto es necesario conocer el porcentaje de oxígeno presente en los gases de escape que sale de cada chimenea, al conocer este valor podremos cuantificar la fracción de exceso de aire, este por medio de la siguiente ecuación:

$$\lambda(\%) = K * \left(\frac{21}{21 - \%O_2} - 1 \right) * 100 \quad 21$$

Conociendo que K es una constante que depende del tipo de combustible utilizado empleado en la combustión, y como en este caso se trata de gas Natural $K=0.9$, y con el fin de mostrar el procedimiento de cálculo solo utilizaremos un solo valor de todos los medidos en planta, que en este caso será $\%O_2 = 17,1$ para los gases procedentes de la combustión de la turbina a gas, y para los gases generados por la quema del combustible en el quemador suplementario será $\%O_2 = 2,2$. Por tanto para el caso $\%O_2 = 17,1$

$$\lambda(\%) = 09 * \left(\frac{21}{21 - 17,1} - 1 \right) * 100$$

$$\lambda(\%) = 395$$

Conociendo el valor de λ para este caso podemos obtener el exceso de aire utilizado en la combustión es igual a:

$$\alpha = \left(1 + \frac{\lambda}{100}\right) * 100 = 495\%$$

$$\alpha = 4,95$$

Y para el caso que $\%O_2 = 2,2$

$$\lambda(\%) = 09 * \left(\frac{21}{21 - 2,2} - 1\right) * 100$$

$$\lambda(\%) = 10,5$$

Conociendo el valor de λ para este caso podemos obtener el exceso de aire utilizado en la combustión es igual a:

$$\alpha = \left(1 + \frac{\lambda}{100}\right) * 100 = 110,5\%$$

$$\alpha = 1,105$$

Al conocer el exceso de aire empleado en la quema del combustible, tanto en la turbina como en la caldera, podemos cuantificar el flujo de gases de escape de cada chimenea.

Inicialmente determinaremos la masa de gases de escape estequiometrico, es decir cuando el exceso de aire es igual a 1 y el flujo de combustible es igual a 1

$$\dot{m}_{gases\ Esca.estequi} = \dot{m}_{Aire\ Steq} + (1 - K_{ceniza})$$

De la tabla de arriba podemos ver que $K_{ceniza}=0$ de esta manera podemos deducir que:

$$\dot{m}_{gases\ Esca.estequi} = 16,90456597 + (1 - 0)$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.estequi} = 17,90456597 \frac{Kg}{h}$$

De otra parte para las condiciones reales de trabajo, procedemos a determinar el flujo de gases cuando $\alpha = 4,95$, que corresponde al exceso de aire empleado en la quema del combustible que llega a la cámara de combustión de la turbina y el

$\dot{m}_{Combust} = 996,79 \frac{Kg}{h}$, y para el quemador suplementario las condiciones son las siguientes $\alpha = 1,105$, y $\dot{m}_{Combust} = 0,2687 \frac{Kg}{h}$.

Ahora empleando la siguiente ecuación podremos determinar el valor del flujo de gases de escape para cada caso:

$$\dot{m}_{gases\ Esca.} = \dot{m}_{Aire\ Real} + (\dot{m}_{Combust} - K_{ceniza})$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.} = (16,90456597 * 4.95) + (1 - 0)$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.} = 84,677597 \frac{Kg\ gases}{Kg\ combs}$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.Real} = 84,677597 \frac{Kg\ gases}{Kg\ combs} * 996,79 \frac{Kgcombs}{h}$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.Real} = 84377,714 \frac{Kg}{h}$$

Ahora para el caso de los gases procedentes del quemador suplementario ubicado en la HRSG:

$$\dot{m}_{gases\ Esca.} = \dot{m}_{Aire\ Real} + (\dot{m}_{Combust} - K_{ceniza})$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.} = (16,90456597 * 1,105) + (1 - 0)$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.} = 19,679544 \frac{Kg\ aire}{Kg\ combs}$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.Real} = 19,679544 \frac{Kg\ aire}{Kg\ combs} * 0,2687 \frac{Kgcombs}{h}$$

$$\dot{m}_{gases\ Esca.Real} = 5,283 \frac{Kg}{h}$$

5.3 CALCULO DEL CALOR ESPECÍFICO DE LOS GASES DE ESCAPE.

Para estimar esta variable nos apoyaremos en la siguiente ecuación:

$$C_{p,Gases\ de\ esca.} = \left(\frac{C_{p.c}}{a_C + b_N + c_H} \right) \frac{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}}{\dot{m}_{gases\ Esca.}} * f_A \quad 2.26$$

Para esto es necesario conocer el valor de las diferentes coeficientes que conforman la ecuación anterior (Como son a_C , b_N , c_H , $C_{p.c}$, f_A).
Estimación del coeficiente " a_C "

$$a_C = \frac{a_m}{a_{cp}} \quad 2.27$$

Siendo

$$a_m = \frac{3.677K_c}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} \quad 2.28$$

$$a_m = \frac{3.677 * 0.737101445}{17,90456597}$$

$$a_m = \mathbf{0.1513763}$$

Y

$$a_{cp} = 1$$

Por tanto

$$a_C = \mathbf{0,1513763}$$

5.3.1 Estimación del coeficiente " b_N "

$$b_N = \frac{b_m}{b_{cp}} \quad 2.29$$

Siendo:

$$b_m = \frac{0.767 * \dot{m}_{Aire\ Steq} + K_N}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} \quad 2.31$$

$$b_m = \frac{0.767 * 16,90456597 + 0,01458}{17,90456597}$$

$$b_m = 0.7249761$$

Y para “ b_{cp} ”, debemos tener en cuenta que esta depende de la temperatura y como tenemos dos chimeneas en la caldera es necesario hacer la estimación para ambas, por tanto para los gases que vienen de la turbina la temperatura de entrada a la caldera es $T = 403^\circ\text{C} + 273 = 676^\circ\text{K}$ y a la salida de la caldera la temperatura de los gases es $T = 188,5^\circ\text{C} + 273 = 461,5^\circ\text{K}$.

De ahí que “ b_{cp} ” para $T = 676^\circ\text{K}$

$$b_{cp} = 0.9094 + 1.69 * 10^{-4}T - \frac{11135}{T^2} \quad \mathbf{2.30}$$

$$b_{cp} = 0.9094 + (1.69 * 10^{-4} * 676) - \frac{11135}{676^2}$$

$$b_{cp} = \mathbf{0,999277294}$$

“ b_{cp} ” para $T = 461,5^\circ\text{K}$

$$b_{cp} = 0.9094 + (1.69 * 10^{-4} * 461,5) - \frac{11135}{461,5^2}$$

$$b_{cp} = \mathbf{0,935112148}$$

Y para los gases generados en la combustión suplementaria en la caldera tenemos que la temperatura de salida de estos es $T = 116^\circ\text{C} + 273 = 389^\circ\text{K}$

$$b_{cp} = 0.9094 + (1.69 * 10^{-4} * 389) - \frac{11135}{389^2}$$

$$b_{cp} = \mathbf{0,901555708}$$

Entonces “ b_N ” para los gases precedentes de la combustión en la turbina a gas será:

$$b_N = \frac{0.7249761}{0,999277294}$$

$b_N = \mathbf{0,725500424}$ Para la temperatura a la entrada de la chimenea

$$b_N = \frac{0.7249761}{0,935112148}$$

$b_N = 0,775282517$ Para la temperatura a la salida de la caldera

Y “ b_N ” para los gases generados en el quemador suplementario será:

$$b_N = \frac{0.7249761}{0,901555708}$$

$$b_N = 0,804138975$$

5.3.2 Estimación del Coeficiente “ C_H ”

$$C_H = \frac{C_m}{C_{cp}} \quad 2.32$$

Siendo “ C_m ” igual a:

$$C_m = \frac{8.938 * K_H + K_M}{\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}} \quad 2.34$$

Y conociendo los valores de K_H , K_M y $\dot{m}_{gases\ Esca.estequi}$, solo debemos sustituir sus valores en la anterior expresión matemática.

$$C_m = \frac{(8.938 * 0.246988838) + 0}{17,90456597}$$

$$C_m = 0,124000921$$

Para el caso de C_{cp} como es función de los gases de escape i nuestra calderas es de hogar dividido, es decir que dicha caldera cuenta con dos chimeneas para la evacuación de los gases productos de la combustión tanto en la turbina a gas los cuales entran a un lado de la caldera a una temperatura de $T = 403^\circ\text{C} + 273 = 676^\circ\text{K}$ y salen de esta a una temperatura de $T = 188,5^\circ\text{C} + 273 = 461,5^\circ\text{K}$, para dichos valores de la temperatura “ C_{cp} ” será:

$$C_{cp} = 0.5657 - 6.68 * 10^{-6}T - \frac{10465}{T^2} \quad 2.33$$

$$C_{cp} = 0.5657 - (6.68 * 10^{-6} * 676) - \frac{10465}{676^2}$$

$$C_{cp} = \mathbf{0,538283774}$$

Y para la temperatura de $T = 461,5^{\circ}K$

$$C_{cp} = 0.5657 - (6.68 * 10^{-6} * 461,5) - \frac{10465}{461,5^2}$$

$$C_{cp} = \mathbf{0,51348163}$$

Y para el caso de la temperatura de los gases generados en el quemador suplementario donde $T = 389^{\circ}K$, el valor de " C_{cp} " será:

$$C_{cp} = \mathbf{0,493943861}$$

Como " C_H " en nuestro caso depende de la procedencia de los gases de escape, para los gases que proceden de la Turbina a gas " C_H " será:

$$C_H = \frac{0,124000921}{0,538283774}$$

$C_H = \mathbf{0,230363476}$ Para la temperatura de los gases a la entrada de la caldera

$$C_H = \frac{0,124000921}{0,51348163}$$

$C_H = \mathbf{0,241490472}$ Para la temperatura de los gases a la salida de la caldera

Y para los gases generados en la quema del combustible en el quemador suplementario " C_H " será:

$$C_H = \frac{0,124000921}{0,493943861}$$

$$C_H = \mathbf{0,251042538}$$

5.3.3 Estimación del coeficiente “ d_s ”

$$d_s = \frac{d_m}{d_{cp}}$$

En este caso como C_m , es función de K_S y este es igual a 0, entonces el numerador de la anterior ecuación es 0 ($d_m = 0$), d_s será igual a 0.

5.3.4 Calculo del coeficiente “ f_A ”

$$f_A = f_m * C_{p,A} \quad \mathbf{2.35}$$

Donde “ f_m ” es:

$$f_m = \frac{\dot{m}_{\text{Aire Steq}} * (\alpha - 1)}{\dot{m}_{\text{gases Esca.}}} \quad \mathbf{2.37}$$

“ f_m ” para los gases procedentes de la turbina a gas

$$f_m = \frac{16,90456597 * (4,95 - 1)}{84,677597}$$

$$f_m = \mathbf{0,7885561}$$

“ f_m ” para los gases generados en la quema del combustible en el quemador suplementario.

$$f_m = \frac{16,90456597 * (1,105 - 1)}{19,679544}$$

$$f_m = \mathbf{0,0901941}$$

Como “ $C_{p,A}$ ” es función de la temperatura a la que se encuentran dichos gases, inicialmente para los gases procedentes de la turbina a gas a la entrada de la caldera $T = 676^\circ K$, y para la salida de la caldera $T = 461,5^\circ K$.

$$C_{p,A} = 0.7124 * 1.00011^T * T^{0.051} \quad \mathbf{2.36}$$

$$C_{p,A} = 0.7124 * 1.00011^{676} * (676)^{0.051}$$

$C_{p,A} = 1,069900903$ Para la temperatura a la entrada de la caldera

$$C_{p,A} = 0.7124 * 1.00011^{461,5} * (461,5)^{0.051}$$

$C_{p,A} = 1,024807782$ Para la temperatura a la salida de la caldera

Y para la temperatura de salida de los gases generados en el quemador suplementario $T = 389^{\circ}K$, para este valor de T " $C_{p,A}$ " será:

$$C_{p,A} = 0.7124 * 1.00011^{383} * (389)^{0.051}$$

$$C_{p,A} = 1,007845078$$

Ahora conociendo los parámetros de los que depende " f_A " podemos proceder a determinar su valor para cada uno de los casos específicos de operación: inicialmente calcularemos el valor del coeficiente " f_A " para los parámetros de operación de los gases de escape precedentes de la turbina a gas a la entrada y salida de la caldera.

$$f_A = 0,7885561 * 1,069900903$$

$f_A = 0,843676883$ Para los parámetros de operación a la entrada de la caldera

$$f_A = 0,7885561 * 1,024807782$$

$f_A = 0,808118428$ Para los parámetros a la salida de la caldera

Y para los parámetros de salida de los gases generados en el quemador suplementario " f_A " será:

$$f_A = 0,09091941 * 1,007845078$$

$$f_A = 0,091115232$$

5.3.5 Cálculo de " $C_{p,c}$ "

Como este parámetro es función de la temperatura, debemos calcularlo para cada una de las condiciones de operación específicas. Para los gases procedentes de la turbina a gas a la entrada de la caldera con una $T = 676^{\circ}K$ y a la salida de esta a una $T = 461,5^{\circ}K$ " $C_{p,c}$ " será:

$$C_{p,c} = 0.1874 * 1.000061^T * T^{0.2665} \quad \mathbf{2.38}$$

$$C_{p,c} = 0.1874 * 1.000061^{676} * (676)^{0.2665}$$

$C_{p,c} = \mathbf{1,108813237}$ A la condiciones de entrada de la caldera

$$C_{p,c} = 0.1874 * 1.000061^{461,5} * (461,5)^{0.2665}$$

$C_{p,c} = \mathbf{0,988546298}$ A las condiciones de los gases a la salida de la caldera

Y para los parámetros de salida de los gases generados en la combustión suplementaria donde $T = 389^\circ K$ " $C_{p,c}$ " será:

$$C_{p,c} = 0.1874 * 1.000061^{383} * (389)^{0.2665}$$

$$C_{p,c} = \mathbf{0,940364477}$$

Al conocer el valor de todos los coeficientes anteriores podemos proceder a estima el valor de " $C_{p,Gases\ de\ esca.}$ " para cada uno de los casos especificados. Para los gases de escape provenientes de la turbina tanto a la entrada como a la salida de la caldera.

$$C_{p,Gases\ de\ esca.} = \left(\frac{C_{p,c}}{a_c + b_N + c_H} \right) \frac{\dot{m}_{gases\ Esca.\ estequi}}{\dot{m}_{gases\ Esca.}} * f_A \quad \mathbf{2.26}$$

$$C_{p,Gases\ de\ esca.} = \left(\frac{1,10881323}{0.1513763 + 0,7255004 + 0,2303634} \right) \frac{17,90456597}{84,677597} * 0,8436769$$

$C_{p,Gases\ de\ esca.} = \mathbf{1,0552212} \frac{KJ}{Kg^\circ K}$ Para gases a la entrada caldera

$$C_{p,Gases\ de\ esca.} = \left(\frac{0,9885463}{0.1513763 + 0,7752825 + 0,2414909} \right) \frac{17,90456597}{84,677597} * 0,8081184$$

$C_{p,Gases\ de\ esca.} = \mathbf{0,9870527} \frac{KJ}{Kg^\circ K}$ Para los gases a la salida de la caldera

Y por último para los gases generados en la combustión suplementaria en la caldera " $C_{p,Gases\ de\ esca.}$ " será:

$$C_{p,Gases\ de\ esca.} = \left(\frac{0,9361343}{0,1513763 + 0,80712702 + 0,25104254} \right) \frac{17,90456597}{19,676544} * 0,0911523$$

$$C_{p,Gases\ de\ esca.} = 0,799951651 \frac{KJ}{Kg^{\circ}K}$$

Resultados de calores específicos

La siguiente tabla nos muestra como fue el comportamiento del calor específico de los gases de escape a la entrada y a la salida de la caldera durante los días de estudio. Este resultado se ha obtenido gracias a la ayuda del programa de apoyo elaborado en Excel.

Tabla 2.1 Resultado del cálculo del calor específico y del flujo de gases de escape.

| Valor del calor específico | | | | | | | |
|----------------------------|-------|-------|--|---|---|----------------------|------------------------|
| Día | Turno | Hora | Calor específico de gases procedentes de la turbina a la entrada de la caldera | Calor específico de los gases procedentes de la turbina a la salida de la caldera | Calor específico de los gases generados del lado del quemador suplementario | Flujo de gases de TG | Flujo de gases de HRSG |
| | | | $\frac{KJ}{Kg^{\circ}K}$ | $\frac{KJ}{Kg^{\circ}K}$ | $\frac{KJ}{Kg^{\circ}K}$ | $\frac{Kg}{h}$ | $\frac{Kg}{h}$ |
| 1 | 1 | 09:30 | 1,055033456 | 0,986661029 | 0,79995165 | 84377,71 | 5,28 |
| | | 10:00 | 1,054969788 | 0,985364783 | 0,80570653 | 85049,19 | 6,70 |
| | | 10:30 | 1,055117968 | 0,985192425 | 0,80710432 | 81640,73 | 5,30 |
| | | 11:00 | 1,054678796 | 0,98426389 | 0,80654484 | 78573,15 | 119,80 |
| | 2 | 01:00 | 1,055147166 | 0,991856438 | 0,80524128 | 84275,03 | 6,21 |
| | | 01:30 | 1,055499342 | 0,99229864 | 0,80617212 | 86236,65 | 216,60 |
| | | 02:00 | 1,058053508 | 0,99229864 | 0,80710432 | 85440,01 | 5,30 |
| | | 02:30 | 1,058180589 | 0,990531993 | 0,80524128 | 80905,81 | 58,32 |
| 2 | 1 | 09:30 | 1,060193711 | 0,991414597 | 0,80617212 | 79986,03 | 4,32 |
| | | 10:00 | 1,061650233 | 0,993184126 | 0,80710432 | 86948,75 | 735,80 |
| | | 10:30 | 1,066989595 | 0,994959438 | 0,80803787 | 95675,13 | 42,17 |
| | | 11:00 | 1,038471464 | 0,99229864 | 0,9938494 | 90243,34 | 5,76 |
| | 2 | 01:00 | 1,062709638 | 0,990531993 | 0,80524128 | 85507,75 | 3,82 |
| | | 01:30 | 1,058831399 | 0,995849273 | 0,80710432 | 89790,43 | 7,71 |
| | | 02:00 | 1,06321668 | 0,993184126 | 0,80617212 | 81445,93 | 5,28 |

| | | | | | | | |
|---|---|-------|-------------|-------------|------------|----------|--------|
| | | 02:30 | 1,055319373 | 0,994071057 | 0,80617212 | 90957,59 | 5,28 |
| 3 | 1 | 09:30 | 1,055892947 | 0,994071057 | 0,80833036 | 75532,15 | 5,30 |
| | | 10:00 | 1,06138238 | 0,991414597 | 0,80803787 | 76568,18 | 19,38 |
| | | 10:30 | 1,06138238 | 0,991414597 | 0,80710432 | 78720,12 | 285,63 |
| | | 11:00 | 1,056165372 | 0,990447713 | 0,80524128 | 78240,69 | 6,21 |
| | 2 | 01:00 | 1,055062588 | 0,99229864 | 0,80803787 | 82894,60 | 6,78 |
| | | 01:30 | 1,057729615 | 0,993184126 | 0,80617212 | 87418,74 | 45,14 |
| | | 02:00 | 1,055321443 | 0,990531993 | 0,80524128 | 81318,29 | 6,69 |
| | | 02:30 | 1,062277402 | 0,99229864 | 0,80710432 | 85337,51 | 5,78 |
| 4 | 1 | 09:30 | 1,070462929 | 0,991414597 | 0,80710432 | 81884,66 | 5,30 |
| | | 10:00 | 1,080377389 | 0,99229864 | 0,80617212 | 83257,12 | 41,78 |
| | | 10:30 | 1,082455495 | 0,989650824 | 0,80524128 | 72486,00 | 4,78 |
| | | 11:00 | 1,084046639 | 0,993184126 | 0,80556537 | 81153,84 | 5,30 |
| | 2 | 01:00 | 1,08025315 | 0,990531993 | 0,80369184 | 73759,01 | 8,12 |
| | | 01:30 | 1,068221179 | 0,99229864 | 0,80556537 | 77670,00 | 1,44 |
| | | 02:00 | 1,102061937 | 0,998734041 | 0,85501774 | 69834,09 | 193,92 |
| | | 02:30 | 1,107727537 | 1,00435105 | 0,87372805 | 68370,24 | 4,88 |
| 5 | 1 | 09:30 | 1,110766948 | 1,007260589 | 0,88251082 | 66538,05 | 5,36 |
| | | 10:00 | 1,111970679 | 1,011246721 | 0,88785166 | 79268,86 | 5,36 |
| | | 10:30 | 1,111513972 | 1,013390282 | 0,89172023 | 82998,37 | 4,88 |
| | | 11:00 | 1,110175054 | 1,014153611 | 0,89439284 | 77328,44 | 4,88 |
| | 2 | 01:00 | 1,119198104 | 1,012315455 | 0,89637794 | 66994,33 | 4,88 |
| | | 01:30 | 1,119817501 | 1,012847811 | 0,89416177 | 67742,58 | 147,80 |
| | | 02:00 | 1,113244523 | 1,013275262 | 0,89909658 | 68431,90 | 5,36 |
| | | 02:30 | 1,114487116 | 1,013077592 | 0,90027224 | 63529,51 | 57,68 |
| 6 | 1 | 09:30 | 1,118653003 | 1,010962154 | 0,89765636 | 65052,60 | 57,76 |
| | | 10:00 | 1,119464347 | 1,013639837 | 0,89814104 | 64256,49 | 2,44 |
| | | 10:30 | 1,116117325 | 1,016739635 | 0,90224354 | 81567,45 | 5,85 |
| | | 11:00 | 1,104747244 | 1,014709776 | 0,90142068 | 82145,74 | 4,89 |
| | 2 | 01:00 | 1,104703988 | 1,014842752 | 0,90275439 | 81671,41 | 5,37 |
| | | 01:30 | 1,111980654 | 1,016890752 | 0,90124344 | 79553,42 | 5,38 |
| | | 02:00 | 1,099173079 | 1,01589686 | 0,90252423 | 44777,77 | 5,38 |
| | | 02:30 | 1,102573087 | 1,016654825 | 0,90080143 | 77027,28 | 299,72 |

5.4 CALCULO DE PARÁMETROS TÉRMICOS PRINCIPALES

A continuación procederemos a realizar el calculo de los diferentes parámetros térmicos que nos permitirán evaluar el comportamiento de los equipos principales que constituyen a la planta de cogeneración de estudio como es el caso de la caldera y turbina además de sus rendimientos, emplearemos los siguientes parámetros que fueron medidos en planta para la turbina y la HRSG.

Tabla 5.2 Parámetros de operación de la turbina Para 5 de los 20 días de estudio (Ver tabla completa en anexos).

| VARIABLES TURBINA | | | | | | | |
|-------------------|-------|-------|--|---|-----------------------------------|---|-----------------|
| Día | Turno | Hora | Temperatura de aire a la entrada del compresor | Temperatura de gases a la salida de la cámara de combustión | Presión de descarga del compresor | Flujo Másico de Combustible al Quemador Principal | potencia Activa |
| | | | °C | °C | Psi | Kg/h | Kw |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 13 | 403,5 | 139,2 | 996,79 | 3718,75 |
| | | 10:00 | 12,8 | 404 | 139,2 | 1029,64 | 3920 |
| | | 10:30 | 13,1 | 405,7 | 140,65 | 1012,26 | 3963,75 |
| | | 11:00 | 13,6 | 405,4 | 139,2 | 997,18 | 3736,25 |
| | 2 | 01:00 | 13,6 | 404 | 139,2 | 1007,93 | 3806,25 |
| | | 01:30 | 13,2 | 404,6 | 139,6 | 1018,75 | 3955 |
| | | 02:00 | 12,5 | 413,4 | 140,01 | 1009,34 | 3823,75 |
| | | 02:30 | 13,1 | 416,1 | 140,03 | 1003,15 | 3920 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 12,4 | 421,9 | 140,25 | 968,35 | 3710 |
| | | 10:00 | 13,5 | 424,8 | 140,5 | 1001,64 | 3579,75 |
| | | 10:30 | 11,9 | 441,7 | 142,6 | 1045,87 | 3838,75 |
| | | 11:00 | 12,1 | 347,2 | 143,2 | 1066,08 | 4033 |
| | 2 | 01:00 | 13 | 431,6 | 141,6 | 1060,21 | 3894,25 |
| | | 01:30 | 12,8 | 411,4 | 139,9 | 955,05 | 3413,25 |
| | | 02:00 | 11,6 | 430,3 | 142,7 | 938,253 | 3524,25 |
| | | 02:30 | 13,4 | 401,5 | 139,2 | 1021,08 | 3589 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 12,5 | 403,5 | 139,4 | 847,92 | 2886 |
| | | 10:00 | 12,8 | 426 | 141,9 | 926,97 | 3293 |
| | | 10:30 | 13,1 | 426 | 142,4 | 953,02 | 3348,5 |
| | | 11:00 | 13,6 | 410,4 | 141,3 | 992,96 | 3635,25 |
| | 2 | 01:00 | 13,8 | 403,1 | 139,3 | 979,27 | 3598,25 |
| | | 01:30 | 12,6 | 411,11 | 139,1 | 1007,05 | 3726 |
| | | 02:00 | 12,7 | 406,38 | 140,5 | 1008,27 | 3744 |
| | | 02:30 | 11,9 | 428,05 | 139,8 | 1008,13 | 3807 |
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 12,5 | 457,63 | 139,7 | 991,33 | 3717 |
| | | 10:00 | 13,2 | 492,22 | 140,6 | 983,55 | 3383,25 |
| | | 10:30 | 13,7 | 501,25 | 140 | 919,93 | 3120 |
| | | 11:00 | 13,3 | 505 | 139 | 934,88 | 3276 |
| | 2 | 01:00 | 13 | 492,91 | 139,3 | 914,54 | 3100,5 |
| | | 01:30 | 12,6 | 448,88 | 139,6 | 917,55 | 3061,5 |
| | | 02:00 | 13,13 | 501,25 | 147,63 | 1007,96 | 3771,25 |
| | | 02:30 | 12,03 | 495,41 | 147,63 | 986,83 | 3675 |
| 1 | 1 | 09:30 | 14,3 | 492,77 | 147,63 | 960,39 | 3404 |

| | | | | | | | |
|--|---|-------|-------|--------|--------|----------|--------|
| | 1 | 10:00 | 13,13 | 499,30 | 147,93 | 1006,014 | 3607,5 |
| | | 10:30 | 11,61 | 493,19 | 147,93 | 1053,34 | 2930 |
| | | 11:00 | 13,01 | 485,55 | 147,93 | 981,38 | 3570,5 |
| | 2 | 01:00 | 12,65 | 496,52 | 147,82 | 1005,64 | 3727,5 |
| | | 01:30 | 11,73 | 496,25 | 147,82 | 1016,87 | 3885 |
| | | 02:00 | 13,01 | 474,72 | 147,82 | 1027,22 | 3902,5 |
| | | 02:30 | 12,46 | 473,61 | 147,17 | 990,178 | 3710 |

Tabla 5.3 Parámetros de operación HRSG (ver tabla completa en anexos).

| VARIABLES HRSG | | | | | | |
|----------------|-------|-------|--|---|----------------|---------------------------|
| Día | Turno | Hora | Temperatura de gases TG a la salida de la HRSG | Temperatura de gases a la salida de la HRSG lado Convencional | Flujo de vapor | Presión de operación HRSG |
| | | | °C | °C | Kg/h | Psi |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 188,5 | 116 | 7426,32 | 126,73 |
| | | 10:00 | 187,5 | 122,66 | 7620,36 | 127,57 |
| | | 10:30 | 189,6 | 122,66 | 7296,96 | 127,13 |
| | | 11:00 | 189,6 | 122,66 | 7351,08 | 128,41 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,66 | 8120,03 | 126,78 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,66 | 7890,96 | 127,67 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,66 | 7838,79 | 126,11 |
| | | 02:30 | 204,44 | 122,66 | 7838,79 | 126,56 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 122,66 | 7805,87 | 126,01 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,66 | 7827,82 | 126,67 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,66 | 7827,82 | 126,66 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,66 | 8042,84 | 127,45 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,66 | 9513,35 | 127,89 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,66 | 9099,72 | 127,67 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,66 | 7999,97 | 127,67 |
| | | 02:30 | 204,44 | 122,66 | 7999,97 | 127,1 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 124 | 9099,97 | 127,65 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,66 | 7999,97 | 127,1 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,66 | 7499,41 | 127,1 |
| | | 11:00 | 206,66 | 122,66 | 7643,40 | 127,77 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,66 | 7843,02 | 127,88 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,66 | 7462,45 | 127,32 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,66 | 8015,31 | 127,77 |
| | | 02:30 | 204,44 | 122,66 | 7854,57 | 127,88 |
| 10 | | 09:30 | 204,44 | 122,66 | 7816,07 | 127,88 |

| | | | | | | |
|------------|---|-------|--------|--------|---------|--------|
| | 1 | 10:00 | 204,44 | 122,66 | 7811,65 | 127,22 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,66 | 7827,24 | 126,78 |
| | | 11:00 | 204,44 | 121 | 7497,49 | 126,01 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 121 | 8080,76 | 126,68 |
| | | 01:30 | 204,44 | 121 | 7906,74 | 126,23 |
| | | 02:00 | 201,66 | 121 | 7963,72 | 126,45 |
| | | 02:30 | 201,66 | 122,66 | 7722,13 | 127,11 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 201,66 | 122,66 | 7728,87 | 126,78 |
| | | 10:00 | 201,66 | 122,66 | 6430,07 | 127,07 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,66 | 6021,40 | 126,34 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,66 | 7968,15 | 127,1 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,66 | 7695,76 | 12626 |
| | | 01:30 | 204,44 | 119,33 | 7552,93 | 126,32 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,66 | 7984,13 | 126,57 |
| | | 02:30 | 204,44 | 122,66 | 9460,41 | 127,05 |

5.5 CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA EMPLEANDO EL MÉTODO DE LA ENTRADA Y LA SALIDA

El cual nos dice que la eficiencia es igual al cociente entre la energía que es aprovechado por el fluido de trabajo y la energía a portada pro los gases procedentes de la turbina a gas y la energía aportada por la quema del combustible en el quemador suplementario que se encuentra en la caldera. Para este cálculo emplearemos la ecuación 2.9.

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{m}_s * (h_{sali.vapor} - h_{Agua.Ent}) * 100}{[m_{gases\ esca} * C_p * (T_{gases.ent})] + (V * LHV)} \quad 2.9$$

Ahora procedemos a calcular la energía que es aprovechada por el fluido de trabajo:

$$Energia\ aportada\ al\ fluido = \dot{m}_s * (h_{sali.vapor} - h_{Agua.Ent})$$

Por medio de medición en planta conocemos que $\dot{m}_s = \dot{m}_g = 7426,32 \left[\frac{Kg}{h} \right]$

Y para conocer los valores de las entalpias, procederemos a aplicar la metodología descrita en el capítulo anterior, en la cual es necesario aplicar la siguiente ecuación:

$$y = Ax + \frac{B}{x} + C\sqrt{x} + D\ln x + Ex^2 + Fx^3 + G \quad 2.47$$

Dónde:

$$y = \text{Entalpia} \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right]$$

$$x = 126,73(\text{Psi}) \text{ Presión de vapor}$$

Ahora con los siguientes valores de coeficientes y sustituyéndolos en la ecuación 2.47 determinamos el valor de la propiedad:

| Propiedad | A | B | C | D | E | F | G |
|------------------|------------|----------|-----------|-----------|---------|-----------|--------|
| Entalpia liquido | -0,1511556 | 3,671404 | 11,622558 | 30,832667 | 8,74E-5 | -2,62E-08 | 54,55 |
| Entalpia Vapor | -0,14129 | 2,258225 | 3,4014802 | 14,438068 | 4,22E-5 | -1,57E-08 | 1100,5 |

$$y = (-0,1511556 * 126,73) + \frac{3,671404}{126,73} + (11,622558\sqrt{126,73}) \\ + (30,832667\text{Ln}(126,73)) + (8,74E - 5 * (126,73)^2) \\ + (-2,62E - 08 * (126,73)^3) + 54,55$$

$$y = h_8 = 316,91 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right] * 2,3282_{\text{Factor comber.}}$$

$$h_8 = 737,83 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right] \text{ Entalpia de líquido}$$

Para la entalpia de vapor tenemos:

$$y = (-0,14129 * 126,73) + \frac{2,258225}{126,73} + (3,4014802\sqrt{126,73}) \\ + (14,438068\text{Ln}(126,73)) + (4,22E - 5 * (126,73)^2) \\ + (-1,57E - 08 * (126,73)^3) + 1100,5$$

$$y = h_9 = 1191,46 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right] * 2,3282_{\text{Factor comver.}}$$

$$h_9 = 2773,96 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right] \text{ Entalpia de vapor}$$

Por tanto la energía que se aporta al fluido de trabajo será:

$$\begin{aligned} \text{Energía aportada al fluido} &= 7426,32 * (2773,96 - 737,83) \\ \text{Energía aportada al fluido} &= \mathbf{15075763,11} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{h}} \right] * 0,947769_{\text{Factor Conver.}} \end{aligned}$$

$$\text{Energía aportada al fluido} = \mathbf{14288340,93} \left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right]$$

5.5.1 Estimación de la energía que entra a la caldera.

Esta es aportada por los gases que entran a la caldera y que proceden de la turbina a gas además de la energía que aporta la quema del combustible en el quemador suplementario de la caldera. Esta energía podemos cuantificarla por medio de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \text{Energía que entra a la HRSG} \\ &= [m_{\text{gases esca}} * C_p * (T_{\text{gases.ent}} - T_{\text{gases.sal}})] + (V * LHV) \end{aligned}$$

Para estimar conocer el flujo de gases que entran a la caldera, más el calor específico de estos y la temperatura a la que estos entran y salen de la caldera. Como ya estos valores han sido calculados anteriormente solo debemos sustituirlos la energía que aportan los gases de escape que vienen de la turbina debemos en la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \text{Energía que aportan los gases de la turbina} \\ &= \left[84377,74 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 1,055033 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} * (676^\circ\text{K}) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Energía que aportan los gases de la turbina} \\ &= \mathbf{60178406,62} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{h}} \right] * 0,947769_{\text{Factor Conver.}} \end{aligned}$$

$$\text{Energía que aportan los gases de la turbina} = \mathbf{57036853,08} \left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right]$$

Y para estimar la energía entregada por el combustible en el quemador suplementario es necesario conocer el valor calorífico inferior del combustible el cual es suministrado por la empresa que proveedora, además del consumo de dicho combustible:

*Energía aportada por el combustible suplementario = (V * LHV)*

Dónde:

$$LHV = 8827,1 \left[\frac{Kcal}{Nm^3} \right] * 4,185_{Factor\ Conver.}$$

$$LHV = \mathbf{36941,414} \left[\frac{KJ}{Nm^3} \right]$$

El consumo es función del flujo de combustible el cual debe ser medido en planta y de la densidad del mismo la cual es suministrada por el proveedor.

$$V = \frac{\dot{m}_{Cs}}{\rho_{scom}} \quad \mathbf{2.12}$$

$$V = \frac{0,2683 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{0,68893 \left[\frac{Kg}{Nm^3} \right]}$$

$$V = \mathbf{0,3894} \left[\frac{Nm^3}{h} \right]$$

Por tanto:

$$\begin{aligned} & \text{Energía aportada por el combustible suplementario} \\ & = \left(0,3894 \left[\frac{Nm^3}{h} \right] * 36941,414 \left[\frac{KJ}{Nm^3} \right] \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{Energía aportada por el combustible suplementario} \\ & = \mathbf{14384,98} \left[\frac{KJ}{h} \right] * 0,947769_{Factor\ Conver.} \end{aligned}$$

$$\text{Energía aportada por el combustible suplementario} = \mathbf{13633,64} \left[\frac{Btu}{h} \right]$$

Conociendo estos parámetros podemos conocer la eficiencia de la caldera por medio del método de la entrada y la salida:

$$\eta_{HRSG} = \frac{15075763,11 \left[\frac{KJ}{h} \right] * 100}{60178406,62 \left[\frac{KJ}{h} \right] + 14384,98 \left[\frac{KJ}{h} \right]}$$

$$\eta_{HRSG} = \mathbf{25,04} \%$$

5.6 CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG POR EL MÉTODO DE LAS PERDIDAS.

Este método propone que la eficiencia es 100% y que disminuye con respecto a las pérdidas que se pueden presentar durante la operación de este equipo como es el caso de las pérdidas por radiación y convección, las pérdidas ligadas a la energía que no se aprovecha y que se pierden en la salida de los gases de escape al medio además de la energía que se pierde en las purgas. La ecuación que nos permite cuantificar esta eficiencia es la siguiente:

$$\eta = \left(1 - \frac{(P_{Rad} + P_{Conv} + P_{Gases.Es} + P_{CO} + P_{Purgas})}{\text{Calor proporcionado por los gases Procedentes de la Turbina} + \text{Calor Proporcinado por la quema del combustible suplementario} + \text{creditos de calor}} \right) * 100$$

Como la energía que entra a la caldera ya ha sido estimada anteriormente en este capítulo solo nos esta estimar cada una de las pérdidas anteriormente enunciadas.

5.6.1 Perdida por radiación.

Es la energía que se pierde de la caldera HRSG, por la propagación de energía en forma de ondas electromagnéticas al medio circundante. Y podemos estimarla por medio de la siguiente ecuación:

$$P_{Rad} = \frac{Q}{A} * A = 0.174e \left[\left(\frac{460 + T_{sup}}{100} \right)^4 - \left(\frac{460 - T_{Ref}}{100} \right)^4 \right] \quad 2.14$$

Al conocer los siguientes parámetros, que son característicos del diseño de la caldera.

$A = 21549,348 [ft^2]$ Área superficial de la caldera

$T_{sup} = 122 [^{\circ}F]$ Temperatura superficial de HRSG

$T_{Ref} = 86,72 [^{\circ}F]$ Temperatura de referencia

$e = 0.9$ Emisividad de la HRSG (que se obtiene de tabla la conocer la temperatura superficial y el material de construcción de la HRSG).

De este modo tenemos que.

$$\frac{Q}{A} = 0.174 * (0.9) * \left[\left(\frac{460 + 122}{100} \right)^4 - \left(\frac{460 - 86,72}{100} \right)^4 \right]$$

$$P_{Rad} = \frac{Q}{A} * A = 149,2693 \left[\frac{Btu}{hft^2} \right] * 21549,348 [ft^2]$$

$$P_{Rad} = \frac{3216657,567 \left[\frac{Btu}{h} \right]}{0,947769_{Factor\ Conver.}}$$

$$P_{Rad} = 3393925,7 \left[\frac{KJ}{h} \right]$$

Resultados de cálculo de pérdidas por Radiación.

A continuación incorporamos la siguiente tabla que nos muestran el cálculo de estas pérdidas para los días de estudios escogidos. Esta tabla también nos permite ver cuál es la variación de esta con respecto al valor de la temperatura y cómo repercute esto en la eficiencia de la caldera.

Tabla 5.4 Pérdidas por radiación.

| Perdida de Radiación | | | | | | | |
|----------------------|-------|-------|---|---------------------------|-----------------------------|------------------------|------------------------|
| Día | Turno | Hora | Temperatura de la superficie de la HRSG | Temperatura de Referencia | perdidas por unidad de área | P _{Radiacion} | P _{Radiacion} |
| | | | °C | °C | Btu/h ft ² | Btu/h | KJ/h |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 49,01 | 34,1 | 127,89155 | 2755978,79 | 2907859,19 |
| | | 10:00 | 48,75 | 32,7 | 127,22758 | 2741670,8 | 2892762,71 |
| | | 10:30 | 49,296 | 33,3 | 127,51381 | 2747838,8 | 2899270,63 |
| | | 11:00 | 49,296 | 33 | 127,371017 | 2744761,6 | 2896023,82 |
| | 2 | 01:00 | 53,15 | 34,1 | 127,891552 | 2755978,79 | 2907859,19 |
| | | 01:30 | 53,15 | 33,5 | 127,608667 | 2749882,8 | 2901427,24 |
| | | 02:00 | 53,15 | 28,3 | 125,050532 | 2694756,69 | 2843263,17 |
| | | 02:30 | 53,15 | 32,3 | 127,03537 | 2737528,63 | 2888392,25 |
| 8/5/12 | 1 | 09:30 | 53,15 | 30,8 | 126,304486 | 2721778,57 | 2871774,21 |
| | | 10:00 | 53,15 | 29,3 | 125,557538 | 2705682,32 | 2854790,91 |
| | | 10:30 | 53,15 | 32,5 | 127,13162 | 2739602,75 | 2890580,67 |
| | | 11:00 | 53,15 | 33,3 | 127,513816 | 2747838,83 | 2899270,63 |
| | | 01:00 | 53,15 | 28,5 | 125,152516 | 2696954,38 | 2845581,97 |

| | | | | | | | | |
|------------|-------|-------|-------|------------|------------|------------|------------|------------|
| 09/05/2012 | 2 | 01:30 | 53,15 | 33,1 | 127,418686 | 2745788,85 | 2897107,68 | |
| | | 02:00 | 53,15 | 32,2 | 126,987139 | 2736489,3 | 2887295,64 | |
| | | 02:30 | 53,15 | 29,8 | 125,80832 | 2711086,51 | 2860492,92 | |
| | 1 | 09:30 | 53,15 | 30,4 | 126,10688 | 2717520,29 | 2867281,26 | |
| | | 10:00 | 53,15 | 32,3 | 127,03537 | 2737528,63 | 2888392,25 | |
| | | 10:30 | 53,15 | 29,5 | 125,658068 | 2707848,67 | 2857076,64 | |
| | | 11:00 | 53,73 | 31,3 | 126,549887 | 2727066,81 | 2877353,88 | |
| | | 2 | 01:00 | 53,15 | 33,6 | 127,655988 | 2750902,53 | 2902503,18 |
| | | | 01:30 | 53,15 | 28,4 | 125,101561 | 2695856,32 | 2844423,4 |
| 02:00 | 53,15 | | 30 | 125,908128 | 2713237,3 | 2862762,24 | | |
| 10/05/2012 | 1 | 02:30 | 53,15 | 34,1 | 127,891552 | 2755978,79 | 2907859,19 | |
| | | 09:30 | 53,15 | 29,1 | 125,456718 | 2703509,73 | 2852498,59 | |
| | | 10:00 | 53,15 | 31,4 | 126,598754 | 2728119,85 | 2878464,96 | |
| | | 10:30 | 53,15 | 33,3 | 127,513816 | 2747838,83 | 2899270,63 | |
| | 2 | 11:00 | 53,15 | 28,7 | 125,254208 | 2699145,77 | 2847894,13 | |
| | | 01:00 | 53,15 | 31,6 | 126,696275 | 2730221,36 | 2880682,28 | |
| | | 01:30 | 53,15 | 34,3 | 127,985293 | 2757998,86 | 2909990,57 | |
| | | 02:00 | 52,43 | 32,2 | 126,997863 | 2736720,39 | 2887539,47 | |
| | | 02:30 | 52,43 | 32,5 | 127,13162 | 2739602,75 | 2890580,67 | |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 52,43 | 27,3 | 124,567855 | 2684355,32 | 2832288,58 | |
| | | 10:00 | 52,43 | 29,8 | 125,838847 | 2711744,36 | 2861187,02 | |
| | | 10:30 | 53,15 | 29,8 | 125,838847 | 2711744,36 | 2861187,02 | |
| | | 11:00 | 53,15 | 29,5 | 125,699869 | 2708749,48 | 2858027,09 | |
| | 2 | 01:00 | 53,15 | 31,8 | 126,79621 | 2732374,88 | 2882954,48 | |
| | | 01:30 | 53,15 | 32,1 | 126,930782 | 2735274,82 | 2886014,23 | |
| | | 02:00 | 53,15 | 32,8 | 127,2946 | 2743114,88 | 2894286,35 | |
| | | 02:30 | 53,15 | 31,5 | 126,662175 | 2729486,53 | 2879906,95 | |

5.6.2 Cálculo de pérdida por Convección.

Es la energía que es transmitida al medio por medio en este caso el aire al pasar por la superficie de la caldera HRSG, y se puede estimar por medio de la siguiente ecuación:

$$P_{Conv} = \frac{Q}{A} * A = 0.296(\Delta T)^{1.25} \sqrt{\frac{v + 68.9}{68.9}} \quad 2.15$$

Dónde:

$A = 21549,348 [ft^2]$ Área superficial de la caldera

$\Delta T: (T_{sup} - T_{Ref}) = (122 - 86,72) = 35,28 [^{\circ}F]$ Diferencia de temperatura entre la superficie de la HRSG y la temperatura de referencia.

$v = 328,08 \left[\frac{ft}{min} \right]$ Velocidad del aire en la planta

Al conocer el valor de estos parámetros podemos proceder a estimar la pérdida que se presenta en la caldera por convección:

$$\frac{Q}{A} = 0.296(35,28)^{1.25} \sqrt{\frac{328.08 + 68.9}{68.9}}$$

$$\frac{Q}{A} * A = 61,0909 \left[\frac{Btu}{hft^2} \right] * 21549,348 [ft^2]$$

$$P_{Conv} = \frac{1316470,916 \left[\frac{Btu}{h} \right]}{0,947769_{Factor\ Conver.}}$$

$$P_{Conv} = 1389020,865 \left[\frac{KJ}{h} \right]$$

Resultados de cálculos de pérdidas por Convección

La siguiente tabla nos muestra cual fue el comportamiento de esta pérdida durante 5 de los 20 días de estudio.

Tabla 5.5 Pérdidas por convección para 5 de los 20 días de estudio.

| Pérdida de convección | | | | | | | |
|-----------------------|-------|-------|--------------------------------------|---------------------------|-----------------------------|---------------|---------------|
| Día | Turno | Hora | Temperatura de superficie de la HRSG | Temperatura de Referencia | Perdidas por unidad de área | $P_{convec.}$ | $P_{convec.}$ |
| | | | °C | °C | Btu/h ft ² | Btu/h | KJ/h |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 49,01 | 34,1 | 47,033 | 1013532 | 1069387,159 |
| | | 10:00 | 48,75 | 32,7 | 52,265 | 1126286,01 | 1188354,974 |
| | | 10:30 | 49,296 | 33,3 | 50,009 | 1077672,12 | 1137062,006 |
| | | 11:00 | 49,296 | 33 | 51,134 | 1101925,44 | 1162651,915 |
| | 2 | 01:00 | 53,15 | 34,1 | 47,033 | 1013532 | 1069387,159 |
| | | 01:30 | 53,15 | 33,5 | 49,261 | 1061563,53 | 1120065,679 |
| | | 02:00 | 53,15 | 28,3 | 69,379 | 1495084,46 | 1577477,693 |
| | | 02:30 | 53,15 | 32,3 | 53,780 | 1158931,17 | 1222799,19 |
| 08 | | 09:30 | 53,15 | 30,8 | 59,536 | 1282973,23 | 1353677,141 |

| | | | | | | | |
|------------|---|-------|-------|------|--------|------------|-------------|
| | 1 | 10:00 | 53,15 | 29,3 | 65,406 | 1409464,01 | 1487138,754 |
| | | 10:30 | 53,15 | 32,5 | 53,021 | 1142585,27 | 1205552,478 |
| | | 11:00 | 53,15 | 33,3 | 50,009 | 1077672,12 | 1137062,006 |
| | 2 | 01:00 | 53,15 | 28,5 | 68,581 | 1477879,87 | 1559324,973 |
| | | 01:30 | 53,15 | 33,1 | 50,759 | 1093829,02 | 1154109,299 |
| | | 02:00 | 53,15 | 32,2 | 54,160 | 1167121,48 | 1231440,867 |
| | | 02:30 | 53,15 | 29,8 | 63,437 | 1367037 | 1442373,621 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 53,15 | 30,4 | 61,090 | 1316470,55 | 1389020,478 |
| | | 10:00 | 53,15 | 32,3 | 53,780 | 1158931,17 | 1222799,19 |
| | | 10:30 | 53,15 | 29,5 | 64,617 | 1392462,11 | 1469199,885 |
| | | 11:00 | 53,73 | 31,3 | 57,604 | 1241346,62 | 1309756,515 |
| | 2 | 01:00 | 53,15 | 33,6 | 48,889 | 1053527,48 | 1111586,771 |
| | | 01:30 | 53,15 | 28,4 | 68,980 | 1486477,18 | 1568396,08 |
| | | 02:00 | 53,15 | 30 | 62,653 | 1350139,22 | 1424544,61 |
| | | 02:30 | 53,15 | 34,1 | 47,033 | 1013532 | 1069387,159 |
| 10/5/2012 | 1 | 09:30 | 53,15 | 29,1 | 66,197 | 1426507,03 | 1505121,006 |
| | | 10:00 | 53,15 | 31,4 | 57,220 | 1233054,41 | 1301007,319 |
| | | 10:30 | 53,15 | 33,3 | 50,009 | 1077672,12 | 1137062,006 |
| | | 11:00 | 53,15 | 28,7 | 67,784 | 1460715,25 | 1541214,42 |
| | 2 | 01:00 | 53,15 | 31,6 | 56,451 | 1216503,43 | 1283544,228 |
| | | 01:30 | 53,15 | 34,3 | 46,294 | 997621,096 | 1052599,416 |
| | | 02:00 | 52,43 | 32,2 | 54,075 | 1165300,41 | 1229519,443 |
| | | 02:30 | 52,43 | 32,5 | 53,021 | 1142585,27 | 1205552,478 |
| 11/5/12 | 1 | 09:30 | 52,43 | 27,3 | 73,151 | 1576376,47 | 1663249,664 |
| | | 10:00 | 52,43 | 29,8 | 63,197 | 1361869,34 | 1436921,165 |
| | | 10:30 | 53,15 | 29,8 | 63,197 | 1361869,34 | 1436921,165 |
| | | 11:00 | 53,15 | 29,5 | 64,289 | 1385390,19 | 1461738,236 |
| | 2 | 01:00 | 53,15 | 31,8 | 55,664 | 1199539,51 | 1265645,439 |
| | | 01:30 | 53,15 | 32,1 | 54,604 | 1176691,39 | 1241538,172 |
| | | 02:00 | 53,15 | 32,8 | 51,737 | 1114904,49 | 1176346,227 |
| | | 02:30 | 53,15 | 31,5 | 56,720 | 1222291,18 | 1289650,939 |

5.6.3 Cálculo de la pérdida por chimenea.

Se trata de la energía que se pierde con los gases que se vierten al medio en el que está la pérdida más considerable, la cual se puede estimar por medio de la siguiente expresión.

$$P_{Gas.Es} = \dot{m}_{7a} C_{p7a} (T_{7a} - T_{Ref}) + \dot{m}_{7b} C_{p7b} (T_{7b} - T_{Ref}) \quad 2.16$$

Como podemos ver en la ecuación, este es un caso especial ya que nuestra caldera de estudio es de hogar dividido (observar la figura x), esto indica que los gases que provienen de la caldera y entran a la caldera no se mezclan con los

gases que se producen durante la combustión del combustible en el quemador suplementario.

Como conocemos todos los parámetros que conforman la ecuación anterior, los cuales han sido estimados en la primera parte de este capítulo:

$\dot{m}_{7a} = 84377,741 \frac{Kg}{h}$ Flujo de gases que salen de la chimenea de la caldera y que proviene de la turbina.

$Cp_{7a} = 0,9870527 \frac{KJ}{Kg^{\circ}K}$ Calor específico de los gases que salen de la caldera y que provienen de la turbina

$\dot{m}_{7b} = 5,283 \frac{Kg}{h}$ Gases generados durante la combustión en la caldera por parte del quemador suplementario,

$Cp_{7b} = 0,7999516 \frac{KJ}{Kg^{\circ}K}$ Calor específico de gases de combustión suplementaria.

Por tanto:

$$P_{Gas.Es} = [84377,741 * 0,9870527 * (461,5 - 307,1)] + [5,283 * 0,7999516 * (389 - 307,1)]$$

$$P_{Gas.Es} = 12854486,18 \left[\frac{KJ}{h} \right] * 0,947769_{Factor\ Conver.}$$

$$P_{Gas.Es} = 12183083,51 \left[\frac{Btu}{h} \right]$$

Resultado de cálculo de Pérdida de energía en gases de escape.

En la siguiente tabla se muestra como fue el comportamiento que presento las perdidas por gases de escape para cada lado de la caldera durante el periodo de estudio.

Tabla 3 Pérdidas en gases de escape (Gases de Turbina y en los gases lado convencional).

| Perdidas en gases de escape | | | | |
|-----------------------------|-------|-------|--|--|
| Día | Turno | Hora | Perdida en gases procedente de turbina | Perdida en gases lado del quemador suplementario |
| | | | KJ/h | KJ/h |
| 07/05 /2012 | 1 | 09:30 | 12854140,05 | 346,12490 |
| | | 10:00 | 12972933,8 | 486,27660 |
| | | 10:30 | 12571495,89 | 382,8167 |

| | | | | |
|------------|---|-------|-------------|------------|
| | 2 | 11:00 | 12110930,76 | 8664,632 |
| | | 01:00 | 14238876,52 | 443,24497 |
| | | 01:30 | 14628146,31 | 15570,385 |
| | | 02:00 | 14933880 | 404,23501 |
| | | 02:30 | 13795620,66 | 4244,22365 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 13769886,81 | 320,125864 |
| | | 10:00 | 15124795,2 | 55447,8012 |
| | | 10:30 | 16367886,3 | 3072,57558 |
| | | 11:00 | 15325702,63 | 511,882055 |
| | 2 | 01:00 | 14902171,16 | 290,012924 |
| | | 01:30 | 15321232,14 | 558,070448 |
| | | 02:00 | 13932991,88 | 385,302271 |
| | | 02:30 | 15791056,77 | 395,523997 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 13068009,49 | 401,559946 |
| | | 10:00 | 13067624,91 | 1415,81191 |
| | | 10:30 | 13653413,09 | 21478,5468 |
| | | 11:00 | 13589744,11 | 457,257987 |
| | 2 | 01:00 | 14053015,83 | 488,405495 |
| | | 01:30 | 15284691,46 | 3430,88609 |
| | | 02:00 | 14051216,86 | 499,438186 |
| | | 02:30 | 14424819,24 | 413,879749 |
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 14234751,74 | 400,808086 |
| | | 10:00 | 14296228,31 | 3074,33888 |
| | | 10:30 | 12277189,68 | 344,037455 |
| | | 11:00 | 14165127,84 | 394,628219 |
| | 2 | 01:00 | 12628130,35 | 583,95602 |
| | | 01:30 | 13113345,87 | 101,09603 |
| | | 02:00 | 11818018,86 | 14720,5264 |
| | | 02:30 | 11616289,79 | 384,565197 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 11682160,73 | 451,308129 |
| | | 10:00 | 13771998,92 | 441,818705 |
| | | 10:30 | 14684160,76 | 404,113277 |
| | | 11:00 | 13713119,65 | 406,680808 |
| | 2 | 01:00 | 11708266,35 | 397,853001 |
| | | 01:30 | 11826200,01 | 11530,9842 |
| | | 02:00 | 11899113,67 | 433,662629 |
| | | 02:30 | 11128830,38 | 4732,69455 |

5.6.4 Cálculo de pérdidas por purgas.

Esta son las pérdidas que se generan por la extracción de los sólidos en suspensión que se encuentran en la caldera por medio del agua. Para esto empleamos la siguiente expresión matemática.

$$P_{purg} = \dot{m}_5 * h_5 \quad 2.18$$

Inicialmente es necesario celular los parámetros que constituyen la ecuación anterior, primero procederemos a estimar el flujo de purgas, para eso emplearemos la siguiente expresión: [67]

$$\dot{m}_5 = \frac{TDS_8}{(TDS_{caldera} - TDS_8)} * \dot{m}_9 \quad 2.19$$

$\dot{m}_{vapor} = 6818,712 \left[\frac{Kg}{h} \right]$ Flujo de vapor que sale de la caldera

$TDS_8 = 350 ppm$ Elementos en suspensión en el agua de alimentación

$TDS_{caldera} = 3500 ppm$ Elementos en suspensión en la caldera

De esta manera tenemos que:

$$\dot{m}_5 = \frac{350}{(3500 - 350)} * 7426,32$$

$$\dot{m}_5 = 825,146 \left[\frac{Kg}{h} \right]$$

Y el valor de la entalpia para las purgas se estimara por medio de la metodología que fue empleada para calcular las propiedades del líquido y vapor anterior mente empleada.

$$y = Ax + \frac{B}{x} + C\sqrt{x} + D\ln x + Ex^2 + Fx^3 + G \quad 2.47$$

| Propiedad | A | B | C | D | E | F | G |
|------------------|------------|----------|-----------|-----------|---------|-----------|-------|
| Entalpia liquido | -0,1511556 | 3,671404 | 11,622558 | 30,832667 | 8,74E-5 | -2,62E-08 | 54,55 |

$x = 136,87 (Psi)$ Presión de purgas

$$y = (-0,1511556 * 136,87) + \frac{3,671404}{186,37} + (11,622558\sqrt{136,87}) + (30,832667\ln(136,87)) + (8,74E - 5 * (136,87)^2) + (-2,62E - 08 * (136,87)^3) + 54,55$$

$$y = h_5 = 323,1 \left[\frac{Btu}{lb} \right] * 2,3282_{Factor\ comber.}$$

$$h_5 = 752,241 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Por tanto la pérdida por purga será:

$$P_{Purg} = 825,146 * 752,241$$

$$P_{Purg} = 618852,97 \left[\frac{KJ}{h} \right] * 0,947769_{Factor\ Conver.}$$

$$P_{Purg} = 586529,66 \left[\frac{Btu}{h} \right]$$

5.6.7 Calculo de pérdidas por CO.

Debido a que al realizar las mediciones pertinentes a los gases de escape en busca de la presencia de CO en estos podemos asumir que la pérdida por CO es igual a Cero.

Ahora al haber estimado cada una de las pérdidas que se pueden encontrarse en la caldera, podremos estimar la eficiencia de esta por la metodología de las pérdidas.

$$\eta = \left(1 - \frac{(346,125, \left[\frac{KJ}{h} \right] + 12854140,05 \left[\frac{KJ}{h} \right] + 1389020,86 \left[\frac{KJ}{h} \right] + 3393925,03 \left[\frac{KJ}{h} \right] + 618852,97 \left[\frac{KJ}{h} \right])}{60178406,62 \left[\frac{KJ}{h} \right] + 14384,98 \left[\frac{KJ}{h} \right]} \right) * 100$$

$$\eta_{HRSG} = 71\%$$

Resultado de cálculo de eficiencia de la caldera HRSG

En la siguiente tabla podemos encontrar los diferentes valores de eficiencias (por el método directo e indirecto), calculados para 5 de los 20 días de estudio con la ayuda de Excel.

Tabla 4 Valor de la eficiencia de la HRSG por el método directo e indirecto.

| Día | Turno | Hora | Eficiencia caldera método Directo | Eficiencia caldera método Indirecto |
|-----|-------|------|-----------------------------------|-------------------------------------|
|-----|-------|------|-----------------------------------|-------------------------------------|

| | | | % | % |
|------------|---|-------|-------|-------|
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 25,04 | 71,00 |
| | | 10:00 | 25,44 | 70,88 |
| | | 10:30 | 25,32 | 70,55 |
| | | 11:00 | 26,36 | 70,30 |
| | 2 | 01:00 | 27,37 | 68,62 |
| | | 01:30 | 25,71 | 68,96 |
| | | 02:00 | 25,64 | 67,76 |
| | | 02:30 | 26,90 | 68,61 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 26,89 | 68,36 |
| | | 10:00 | 23,93 | 69,61 |
| | | 10:30 | 21,74 | 71,09 |
| | | 11:00 | 28,07 | 65,54 |
| | 2 | 01:00 | 30,13 | 68,60 |
| | | 01:30 | 28,36 | 69,06 |
| | | 02:00 | 26,64 | 69,26 |
| | | 02:30 | 25,07 | 67,94 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 34,21 | 66,49 |
| | | 10:00 | 28,55 | 68,61 |
| | | 10:30 | 25,72 | 68,52 |
| | | 11:00 | 27,45 | 67,40 |
| | 2 | 01:00 | 26,90 | 68,34 |
| | | 01:30 | 23,89 | 67,93 |
| | | 02:00 | 27,88 | 67,40 |
| | | 02:30 | 25,06 | 70,01 |
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 24,75 | 69,95 |
| | | 10:00 | 22,99 | 72,25 |
| | | 10:30 | 26,14 | 72,07 |
| | | 11:00 | 22,24 | 71,98 |
| | 2 | 01:00 | 26,87 | 71,38 |
| | | 01:30 | 26,80 | 70,39 |
| | | 02:00 | 26,90 | 72,36 |
| | | 02:30 | 26,92 | 71,90 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 27,71 | 70,28 |
| | | 10:00 | 19,16 | 72,67 |
| | | 10:30 | 17,29 | 72,44 |
| | | 11:00 | 24,84 | 71,29 |
| | 2 | 01:00 | 27,07 | 71,41 |
| | | 01:30 | 26,10 | 71,75 |
| | | 02:00 | 28,44 | 70,80 |
| | | 02:30 | 36,21 | 69,64 |

5.7 CALCULO DE PARÁMETRO DE LA TURBINA.

5.7.1 Calculo del Heat Rate de la turbo gas

Para realizar el cálculo de este parámetro emplearemos la metodología descrita en el anterior capítulo. El cálculo de este parámetro nos permite analizar cómo es el comportamiento de la energía entregada a la turbina por el combustible frente a la potencia generada por dicha energía de aporte.

Para esto emplearemos la siguiente expresión matemática:

$$HR_{Turbina} = \frac{HI}{P} \quad 2.1$$

Dónde:

$$HR_{Turbina} = \text{Heat Rate} \left[\frac{KJ}{Kwh} \right]$$

$$HI = \text{Calor total entregado por el combustible} \left[\frac{KJ}{h} \right]$$

$$P = \text{Potencia entregada Kw}$$

Mientras que el calor entregado se puede calcular de la forma siguiente:

$$HI = V_{comb.} * LHV$$

Al conocer estos parámetros los cuales son medidos como es el caso del consumo de combustible en la turbina (**996,794 Kg/h**) y la potencia generada (**3718,75 Kw**) en el alternador al transformar la energía mecánica aportada por el eje en energía eléctrica, y otras que son suministrada por la empresa que suministra el combustible, como es el caso de la densidad (**0,68893 $\left[\frac{Kg}{Nm^3} \right]$**) y el valor calorífico inferior del combustible (**36941,414 $\left[\frac{KJ}{Nm^3} \right]$**). Procedemos a efectuar el cómputo previo.

$$HI = \frac{996,794 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{0,68893 \left[\frac{Kg}{Nm^3} \right]} * 36941,414 \left[\frac{KJ}{Nm^3} \right]$$

$$HI = 53449514,93 \frac{KJ}{h}$$

Por tanto:

$$HR_{Turbina} = \frac{53449514,93 \frac{KJ}{h}}{3718,75 Kw}$$

$$HR_{Turbina} = 14361,83 \frac{KJ}{Kwh}$$

5.7.1 Cálculo de la eficiencia de la turbo gas.

Este parámetro es de gran importancia ya que nos permite conocer como es el comportamiento de la turbo gas, es decir nos permite conocer cuánto de la energía entregada por la oxidación del combustible es transformada en potencia eléctrica. Para esto emplearemos la siguiente ecuación extraída de la norma ASTM 4.4.

$$\eta_{Turb.} = \frac{3600 * P * 100}{HI} \quad 25$$

Dónde:

η_{Turb} = Eficiencia de la turbina a gas (%)

P = Potencia entregada Kw

HI = Calor total entregado por el combustible $\left[\frac{KJ}{h} \right]$

Al cocer los parámetros que gobiernan esta ecuación, como es el caso de la potencia generada y del calor entregado a la turbo gas los cuales ya fueron empleados para realizar el cálculo de Heat Rate. De esta manera podemos proceder con el cálculo de la eficiencia:

$$\eta_{Turb.} = \frac{3600 * 3718,75Kw * 100}{53449514,93 \frac{KJ}{h}}$$

$$\eta_{Turb.} = 25,06\%$$

5.8 CALCULO DE LOS PARÁMETROS TÉRMICOS DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN.

5.8.1 Cálculo de la eficiencia de la planta de cogeneración.

Este parámetro nos permite conocer cuánto de la energía entregada por le combustión del combustible en la turbina y caldera es aprovechado para le generación de energía electica y térmica en forma de vapor. Para esta operación emplearemos la siguiente ecuación:

$$\eta_{paln.Cog} = \frac{(P * 860 * 4.19) + [\dot{m}_s * (h_{sali.vapor} - h_{Agua.Ent})]}{V * LHV} * 100 \quad 2.6$$

Donde:

$\eta_{paln.Cog}$ = Eficiencia termica alcanzada por la planta de cogeneracion (%)

P = Potencia neta generada [Kwh]

\dot{m}_s = Vapor generado $\left[\frac{lb}{h}\right]$

$h_{sali.vapor}$ = Entalpia del vapor a la salida de la HRSG $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

$h_{Agua.Ent}$ = Entalpia del agua de alimentacon a la entrada de la HRSG $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

V = Consumo de combustible en quemador suplementario y turbina $\left[\frac{Nm^3}{h}\right]$

LHV = Valor calorifico inferior del combustible $\left[\frac{Btu}{ft^3}\right]$

Donde cada uno de estos parámetros ya es conocido porque han sido medidos, como es el caso del flujo de vapor (**7426,32 Kg/h**) y la potencia generada (**3718,75 Kw**), y otros que han sido calculados en este capítulo previamente como es el caso de las entalpias del fluido de trabajo (**2773,96 $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$** Entalpia de vapor) y (**737,83 $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$** Entalpia de líquido), además del consumo de combustible tanto en la turbo gas (**1446,872 Nm³/h**) y el consumo en el quemador auxiliar en la caldera (**0,3844 Nm³/h**). Al conocer estos parámetros que rigen la ecuación 2.6, podemos proceder a cuantificar el valor de la eficiencia que presento la planta en este momento:

$$\eta_{paln.Cog} = \frac{(3718,75 \text{ Kw} * 860 * 4,19) + \left[7426,32 \text{ Kg/h} * \left(2773,96 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 737,83\right)\right]}{\left(1446,872 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} + 0,3844 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}\right) * 36941,414 \frac{\text{KJ}}{\text{Nm}^3}} * 100$$

$$\eta_{paln.Cog} = 53,37\%$$

5.8.2 Calculo de Heat Rate de la planta de cogeneración.

Este cálculo nos permite conocer cuánto de la energía aportada a la planta es convertida en energía eléctrica. Esta operación la podremos efectuar con la siguiente ecuación:

$$q_{Plan.Cog} = \frac{860 * 4.19 * 100}{\eta_{plant.Cog}} \quad 2.8$$

Donde:

$\eta_{plant.Cog}$ = La eficiencia alcanzada por la planta de cogeneración (%)

$q_{Plan.Cog}$ = Heat rate de la central $\left[\frac{KJ}{Kwh} \right]$

Al conocer la eficiencia de la planta que ha sido cuantificada previamente tenemos que el Heat Rate será:

$$q_{Plan.Cog} = \frac{860 * 4,19 * 100}{53,37}$$

$$q_{Plan.Cog} = 6752,00 \frac{KJ}{Kwh}$$

5.8.3 Resultado de cálculo de parámetros de la turbogas y la planta de cogeneración.

En la siguiente tabla podemos observar los resultados de los cálculos de los parámetros de la turbina y de la planta de cogeneración realizados en el programa de soporte en Excel para 5 de los 20 días de estudios.

Tabla 5 Valore de la eficiencia y el Heat Rate de la Turbina y la Planta.

| Parámetros turbogas y planta de cogeneración | | | | | | |
|--|-------|-------|---------------------|--------------------|-------------------|------------------|
| Día | Turno | Hora | Eficiencia Turbogas | Heat Rate Turbogas | Eficiencia planta | Heat Rate Planta |
| | | | % | KJ/Kwh | % | KJ/Kwh |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 25,06 | 14361,828 | 53,36 | 6752,004 |
| | | 10:00 | 25,57 | 14073,580 | 53,67 | 6713,039 |
| | | 10:30 | 26,30 | 13683,316 | 53,68 | 6711,726 |
| | | 11:00 | 25,17 | 14300,167 | 52,84 | 6818,874 |
| | 2 | 01:00 | 25,37 | 14188,487 | 55,97 | 6438,018 |
| | | 01:30 | 26,08 | 13801,439 | 54,91 | 6561,873 |
| | | 02:00 | 25,45 | 14143,301 | 54,96 | 6555,758 |
| | | 02:30 | 26,25 | 13711,481 | 55,79 | 6458,716 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 25,74 | 13984,943 | 56,37 | 6391,587 |
| | | 10:00 | 24,01 | 14992,111 | 51,79 | 6957,684 |
| | | 10:30 | 24,66 | 14597,870 | 53,00 | 6798,861 |
| | | 11:00 | 25,41 | 14163,348 | 54,06 | 6665,062 |
| | 2 | 01:00 | 24,67 | 14587,214 | 58,74 | 6134,223 |
| | | 01:30 | 24,01 | 14992,111 | 60,17 | 5988,476 |
| | | 02:00 | 25,23 | 14264,442 | 57,60 | 6255,210 |
| | | 02:30 | 23,61 | 15243,695 | 53,37 | 6751,684 |

| | | | | | | |
|------------|---|-------|-------|-----------|-------|----------|
| 9/5/12 | 1 | 09:30 | 22,86 | 15742,012 | 63,60 | 5665,510 |
| | | 10:00 | 23,86 | 15082,629 | 56,59 | 6366,738 |
| | | 10:30 | 23,60 | 15249,511 | 52,70 | 6836,597 |
| | | 11:00 | 24,59 | 14635,287 | 53,81 | 6695,505 |
| | 2 | 01:00 | 24,68 | 14581,893 | 55,08 | 6541,362 |
| | | 01:30 | 24,85 | 14481,510 | 52,89 | 6812,632 |
| | | 02:00 | 24,94 | 14429,230 | 55,12 | 6536,851 |
| | | 02:30 | 25,37 | 14188,487 | 54,94 | 6557,811 |
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 25,19 | 14289,942 | 55,12 | 6537,077 |
| | | 10:00 | 23,11 | 15576,371 | 53,17 | 6776,999 |
| | | 10:30 | 22,78 | 15798,011 | 55,10 | 6539,236 |
| | | 11:00 | 23,54 | 15290,347 | 54,01 | 6670,738 |
| | 2 | 01:00 | 22,77 | 15804,258 | 56,32 | 6397,057 |
| | | 01:30 | 22,41 | 16058,243 | 55,16 | 6531,708 |
| | | 02:00 | 25,13 | 14320,662 | 54,64 | 6594,227 |
| | | 02:30 | 25,02 | 14387,677 | 54,74 | 6582,669 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 23,81 | 15116,856 | 54,38 | 6626,165 |
| | | 10:00 | 24,09 | 14941,670 | 48,37 | 7449,367 |
| | | 10:30 | 18,68 | 19262,153 | 40,41 | 8916,658 |
| | | 11:00 | 24,44 | 14726,959 | 55,28 | 6518,422 |
| | 2 | 01:00 | 24,90 | 14455,323 | 53,98 | 6675,078 |
| | | 01:30 | 25,66 | 14024,199 | 53,51 | 6733,087 |
| | | 02:00 | 25,52 | 14103,376 | 55,05 | 6545,220 |
| | | 02:30 | 25,17 | 14300,167 | 61,29 | 5878,895 |

5.9 CALCULO DE PARÁMETROS DEL COMPRESOR.

5.9.1 Calculo de la eficiencia Isentrópica del compresor.

Este parámetro estimar el trabajo real del compresor sobre el trabajo ideal del mismo esto nos permite conocer que tan lejano se encuentra el trabajo real realizado por el compresor a su trabajo ideal. La ecuación que nos permite estimar este parámetro es la siguiente:

$$\eta_{I,cp} = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-\frac{1}{K}} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k * \eta_p}} - 1 \right]} \quad 2.45$$

Dónde:

$\eta_{I,cp}$ = Eficiencia Isentrópicas del Compresor.

P_1 = Presión del aire a la entrada del compresor, [Psi]

T_1 = Temperatura del aire a la entrada del compresor, °F

P_2 = Presión del aire a la salida del compresor; [Psi]

[K] = Coeficiente Isentrópico y se define por $\left[K = C_p / C_v \right]$

η_p = Coeficiente de eficiencia politropica y se define como $\eta_p = \frac{(k-1)*n}{(n-1)*k}$

Al conocer de tablas que el coeficiente Isentrópico es $K=1,4$ y el coeficiente politrópico es $n=1,56$ al conocer estos dos constantes podemos estimar el coeficiente de eficiencia politropica que será.

$$\eta_p = \frac{(1,4 - 1) * 1,56}{(1,56 - 1) * 1,4} = 0,79592$$

Y conociendo las presiones de entrada (14,7 Psi) y salida (210,913Psi) del compresor ahora podemos proceder a calcular la eficiencia de este:

$$\eta_{I,cp} = \frac{\left[\left(\frac{139,2}{14,7} \right)^{1-\frac{1}{1,4}} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{139,2}{14,7} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4*1,56}} - 1 \right]} * 100$$

$$\eta_{I,cp} = 72,58\%$$

5.9.2 Cálculo de la temperatura de descarga del compresor.

Este parámetro es importante ya que entre mayor sea la temperatura de descarga del compresor menor deberá ser la cantidad de combustible que se debe suministrar a la hora de realizar la combustión del mismo, permitiendo esto aumentar el ahorro en la compra de combustible por parte de la empresa Biofilm a la empresa suministradora del mismo en este caso Promigas. La expresión que nos permite estimar este importante parámetro es:

$$T_2 = T_1 * \left(1 + \frac{1}{\eta_{I,cp}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-\frac{1}{K}} - 1 \right] \right) \quad 2.43$$

Dónde:

T_2 = Temperatura del aire a la salida del compresor, °F

T_1 = Temperatura del aire a la entrada del compresor, °F

$\eta_{I,cp}$ = Eficiencia Isentrópicas del Compresor.

P_2 = Presión del aire a la salida del compresor; [Psi]

P_1 = Presión del aire a la entrada del compresor, [Psi]

[K] = Coeficiente Isentrópico y se define por $\left[K = C_p / C_v \right]$

Al conocer los parámetros que rigen esta ecuación como es el caso de las presiones de entrada (**14,7Psi**) y salida (**139,2Psi**) del aire en el compresor, la temperatura (**2860K**) del aire a la entrada del mismo y la eficiencia (**72,58%**) Isentrópica que ya ha sido estimada pariamente:

$$T_2 = 286^\circ K * \left(1 + \frac{1}{\left(\frac{72,58}{100}\right)} \left[\left(\frac{139,2}{14,7}\right)^{1-\frac{1}{1,4}} - 1 \right] \right)$$

$$T_2 = \mathbf{640,974^\circ K}$$

5.9.3 Cálculo del trabajo del compresor.

Este parámetro nos permite conocer cuál es el trabajo que debe realizar en compresor para comprimir el aire de la presión de entrada a la de salida la cual es determinada por el diseño del mismo. Este parámetro podemos estimarlo por medio de la siguiente ecuación:

$$W_{cp} = C_{p,Aire} * (T_{s,cp} - T_{e,cp}) \quad \mathbf{2.42}$$

Siendo:

W_{cp} = Trabajo realizado por el compresor, $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$

$C_{p,Aire}$ = Calor específico del aire, $\left[\frac{KJ}{Kg^\circ K} \right]$

$T_{s,cp} = T_2$ = Temperatura del aire a la salida del compresor, °K

$T_{e,cp} = T_1$ = Temperatura del aire a la entrada del compresor, °K

Al conocer el calor específico del aire el cual es tomado de tabla de calores específicos y Constantes de gases a baja presión (anexo 2) $C_{p,Aire} = 1,0062 \frac{KJ}{Kg^\circ K}$ y de las temperaturas de entrada (**286°K**) y de salida (**640,974°K**) del aire al compresor.

$$W_{cp} = 1,0062 \frac{KJ}{Kg^{\circ}K} * (640,97^{\circ}K - 286^{\circ}K)$$

$$W_{cp} = 357,175 \frac{KJ}{Kg}$$

Resultado del cálculo de los parámetros de operación del compresor.

En la siguiente tabla podemos observar el comportamiento de los parámetros del compresor durante 5 de los 20 días de estudio.

Tabla 6 Valores de parámetros del compresor para 5 de los 20 días de trabajo.

| Parámetros del compresor | | | | | |
|--------------------------|-------|-------|--------------------------|---------------------------------------|-----------------------|
| Día | Turno | Hora | Eficiencia del compresor | Temperatura de descarga del compresor | Trabajo del compresor |
| | | | % | °K | $\frac{KJ}{Kg}$ |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 72,58 | 640,974 | 357,139 |
| | | 10:00 | 72,58 | 640,525 | 356,889 |
| | | 10:30 | 72,54 | 643,588 | 359,668 |
| | | 11:00 | 72,58 | 642,318 | 357,888 |
| | 2 | 01:00 | 72,58 | 642,318 | 357,888 |
| | | 01:30 | 72,57 | 642,083 | 358,054 |
| | | 02:00 | 72,56 | 641,187 | 357,857 |
| | | 02:30 | 72,56 | 642,568 | 358,642 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 72,55 | 641,357 | 358,128 |
| | | 10:00 | 72,55 | 644,241 | 359,923 |
| | | 10:30 | 72,50 | 644,064 | 361,355 |
| | | 11:00 | 72,48 | 645,488 | 362,586 |
| | 2 | 01:00 | 72,52 | 644,919 | 361,109 |
| | | 01:30 | 72,56 | 641,680 | 358,051 |
| | | 02:00 | 72,49 | 643,547 | 361,137 |
| | | 02:30 | 72,58 | 641,870 | 357,639 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 72,57 | 640,183 | 356,847 |
| | | 10:00 | 72,51 | 644,958 | 361,349 |
| | | 10:30 | 72,50 | 646,451 | 362,549 |
| | | 11:00 | 72,53 | 645,780 | 361,371 |
| | 2 | 01:00 | 72,57 | 642,932 | 358,305 |
| | | 01:30 | 72,58 | 639,912 | 356,473 |
| | | 02:00 | 72,55 | 642,442 | 358,918 |
| | | 02:30 | 72,56 | 639,495 | 356,758 |

| | | | | | |
|------------|---|-------|-------|---------|---------|
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 72,56 | 640,677 | 357,344 |
| | | 10:00 | 72,54 | 643,730 | 359,711 |
| | | 10:30 | 72,56 | 643,866 | 359,344 |
| | | 11:00 | 72,58 | 641,315 | 357,181 |
| | 2 | 01:00 | 72,57 | 641,139 | 357,305 |
| | | 01:30 | 72,57 | 640,737 | 357,303 |
| | | 02:00 | 72,38 | 654,979 | 371,090 |
| | | 02:30 | 72,38 | 652,461 | 369,664 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 72,38 | 657,637 | 372,596 |
| | | 10:00 | 72,38 | 655,452 | 371,566 |
| | | 10:30 | 72,38 | 651,953 | 369,582 |
| | | 11:00 | 72,38 | 655,172 | 371,408 |
| | 2 | 01:00 | 72,38 | 654,150 | 370,748 |
| | | 01:30 | 72,38 | 652,051 | 369,558 |
| | | 02:00 | 72,38 | 654,990 | 371,224 |
| | | 02:30 | 72,39 | 652,700 | 369,474 |

5.10 CALCULO DEL COSTO DEL COMBUSTIBLE.

Este parámetro nos permite conocer la cantidad de dinero que invierte la empresa en combustible tanto en la turbo gas como en la caldera HRSG en el quemador suplementario en este caso para el primer día y el primer turno de estudio. La expresión que nos permite conocer este gasto es la siguiente:

$$Valor Gas = (V_{11} + V_6) * \left[\frac{USD}{KPC} \right] \quad 2.46$$

Dónde:

$Valor Gas$ = Valor de combustible consumido en la planta de cogeneración USD

V_{11} = Consumo de combustible en la turbina $\left[\frac{KPC}{Dia} \right]$

V_6 = Consumo de combustible en el quemador suplementario a la HRSG $\left[\frac{KPC}{Dia} \right]$

Al conocer los gastos de combustible tanto para la turbo gas (51,062 KPC/h) y la caldera HRSG (0,01374 KPC/h) y el factor de costo proporcionado por la empresa suministradora del combustible, que en este caso será (5.01 USD/KPC).

$$Valor Gas = \left(51,062 \frac{KPC}{h} + 0,01374 \frac{KPC}{h} \right) * 5,01 \left[\frac{USD}{KPC} \right]$$

$Valor Gas = 255,89 \frac{USD}{h}$ Durante las primera media hora de trabajo en la cual fue realizada la medición.

Resultado de cálculo de costo del Combustible utilizado en la generación de energía eléctrica y térmica.

En la siguiente tabla podremos conocer cuál es el costo generado por el consumo del combustible tanto en la turbina como en la Caldera HRSG para 5 de los 20 días de estudio.

Tabla 7 Coste de combustible consumido en la central de cogeneración 1. (Para la generación de electricidad y vapor).

| Valor de combustible | | | | | | | |
|----------------------|-------|-------|--------------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|---|
| Día | Turno | Hora | Consumo de combustible en la turbina | Consumo de combustible en caldera | Valor de combustible para la turbina | Valor de combustible en la caldera | Valor de combustible e total consumido en la planta |
| | | | KPC/h | KPC/h | USD/h | USD/h | USD/h |
| 7/5/12 | 1 | 09:30 | 51,062 | 0,0137 | 255,824 | 0,0688 | 255,893 |
| | | 10:00 | 52,745 | 0,0174 | 264,256 | 0,0876 | 264,344 |
| | | 10:30 | 51,855 | 0,0137 | 259,796 | 0,0688 | 259,864 |
| | | 11:00 | 51,082 | 0,3110 | 255,924 | 1,5585 | 257,483 |
| | 2 | 01:00 | 51,633 | 0,0162 | 258,683 | 0,0813 | 258,764 |
| | | 01:30 | 52,187 | 0,5634 | 261,460 | 2,8228 | 264,283 |
| | | 02:00 | 51,705 | 0,0137 | 259,044 | 0,0688 | 259,113 |
| | | 02:30 | 51,388 | 0,1524 | 257,457 | 0,7636 | 258,220 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 49,605 | 0,0112 | 248,524 | 0,0563 | 248,580 |
| | | 10:00 | 51,311 | 1,9052 | 257,069 | 9,5451 | 266,614 |
| | | 10:30 | 53,576 | 0,1086 | 268,419 | 0,5445 | 268,964 |
| | | 11:00 | 54,612 | 0,0149 | 273,608 | 0,0751 | 273,683 |
| | 2 | 01:00 | 54,311 | 0,00999 | 272,101 | 0,0500 | 272,151 |
| | | 01:30 | 48,924 | 0,0199 | 245,112 | 0,1001 | 245,212 |
| | | 02:00 | 48,063 | 0,0137 | 240,799 | 0,0688 | 240,868 |
| | | 02:30 | 52,307 | 0,0137 | 262,058 | 0,0688 | 262,127 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 43,436 | 0,0137 | 217,616 | 0,0688 | 217,685 |
| | | 10:00 | 47,486 | 0,0499 | 237,905 | 0,2503 | 238,155 |
| | | 10:30 | 48,820 | 0,7396 | 244,591 | 3,7054 | 248,296 |
| | | 11:00 | 50,866 | 0,0162 | 254,841 | 0,0813 | 254,922 |
| | 2 | 01:00 | 50,165 | 0,0174 | 251,327 | 0,0876 | 251,415 |
| | | 01:30 | 51,588 | 0,1174 | 258,458 | 0,5883 | 259,047 |
| | | 02:00 | 51,650 | 0,0174 | 258,769 | 0,0876 | 258,857 |
| | | 02:30 | 51,643 | 0,0149 | 258,734 | 0,0751 | 258,809 |

| | | | | | | | |
|------------|---|-------|--------|---------|---------|--------|---------|
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 50,783 | 0,0137 | 254,423 | 0,0688 | 254,492 |
| | | 10:00 | 50,384 | 0,1086 | 252,426 | 0,5445 | 252,971 |
| | | 10:30 | 47,125 | 0,0124 | 236,097 | 0,0625 | 236,160 |
| | | 11:00 | 47,891 | 0,0137 | 239,936 | 0,0688 | 240,005 |
| | 2 | 01:00 | 46,849 | 0,0212 | 234,714 | 0,1064 | 234,821 |
| | | 01:30 | 47,003 | 0,00374 | 235,487 | 0,0187 | 235,505 |
| | | 02:00 | 51,635 | 0,4959 | 258,692 | 2,4848 | 261,177 |
| | | 02:30 | 50,552 | 0,0124 | 253,269 | 0,0625 | 253,332 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 49,198 | 0,0137 | 246,482 | 0,0688 | 246,551 |
| | | 10:00 | 51,535 | 0,0137 | 258,190 | 0,0688 | 258,259 |
| | | 10:30 | 53,959 | 0,0124 | 270,338 | 0,0625 | 270,400 |
| | | 11:00 | 50,273 | 0,0124 | 251,870 | 0,0625 | 251,932 |
| | 2 | 01:00 | 51,516 | 0,0124 | 258,095 | 0,0625 | 258,158 |
| | | 01:30 | 52,091 | 0,3785 | 260,978 | 1,8965 | 262,874 |
| | | 02:00 | 52,621 | 0,0137 | 263,633 | 0,0688 | 263,702 |
| | | 02:30 | 50,723 | 0,1474 | 254,126 | 0,7385 | 254,865 |

5.11 CALCULO DEL IMPACTO AMBIENTAL, POR CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

Otro cálculo importante que es necesario realizar es el del impacto ambiental que es producto de la generación de energía eléctrica y térmica en la planta de estudio. La 3.42 nos permite realizar este cálculo, permitiéndonos estimar cual es el impacto ambiental, en la cantidad de CO₂ que es vertida al medio.

Conociendo que el consumo de combustible de la TG es $V_{Comb.TG} = 1446,872 \text{ Nm}^3/h$ y el de la HRSG $V_{Comb.HRSG} = 0,3844 \text{ Nm}^3/h$, tenemos que.

Impacto ambiental por consumo de combustible

$$= \left(1446,872 \frac{\text{Nm}^3}{h} + 0,3844 \frac{\text{Nm}^3}{h} \right) * \frac{0,49 \text{Kg Carbono}}{\text{Nm}^3} * \frac{3,667 \text{Kg CO}_2}{\text{Kg Carbono}}$$

$$\text{Impacto ambiental por consumo de combustible} = 2600,4737 \frac{\text{Kg CO}_2}{h}$$

Resultados de la cantidad de dióxido de carbono por el proceso de generación eléctrica en la planta.

La tabla siguiente contiene la producción de CO₂ para las muestras tomadas en 5 de los 20 días de estudio.

Tabla 8 Emisiones de CO₂ por Consumo de combustible en la TG y HRS.

| Emisiones de CO ₂ | | | | | | | |
|------------------------------|-------|-------|--------------------|--------------------|----------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|
| Día | Turno | Hora | Consumo Comb.TG | Consumo Comb.HRSG | Producción de CO ₂ TG | Producción de CO ₂ HRSG | Producción de CO ₂ Total |
| | | | Nm ³ /h | Nm ³ /h | Kg CO ₂ /h | Kg CO ₂ /h | Kg CO ₂ /h |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 1446,872 | 0,389 | 2599,783 | 0,699 | 2600,483 |
| | | 10:00 | 1494,562 | 0,495 | 2685,475 | 0,890 | 2686,365 |
| | | 10:30 | 1469,336 | 0,389 | 2640,147 | 0,699 | 2640,847 |
| | | 11:00 | 1447,440 | 8,814 | 2600,803 | 15,838 | 2616,642 |
| | 2 | 01:00 | 1463,042 | 0,460 | 2628,838 | 0,826 | 2629,665 |
| | | 01:30 | 1478,748 | 15,965 | 2657,060 | 28,687 | 2685,747 |
| | | 02:00 | 1465,088 | 0,389 | 2632,514 | 0,699 | 2633,214 |
| | | 02:30 | 1456,109 | 4,318 | 2616,380 | 7,760 | 2624,141 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 1405,588 | 0,318 | 2525,603 | 0,572 | 2526,175 |
| | | 10:00 | 1453,915 | 53,98 | 2612,438 | 97,001 | 2709,440 |
| | | 10:30 | 1518,108 | 3,079 | 2727,783 | 5,533 | 2733,317 |
| | | 11:00 | 1547,453 | 0,424 | 2780,511 | 0,763 | 2781,274 |
| | 2 | 01:00 | 1538,933 | 0,283 | 2765,201 | 0,508 | 2765,710 |
| | | 01:30 | 1386,291 | 0,566 | 2490,929 | 1,017 | 2491,947 |
| | | 02:00 | 1361,899 | 0,389 | 2447,101 | 0,699 | 2447,801 |
| | | 02:30 | 1482,133 | 0,389 | 2663,141 | 0,699 | 2663,841 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 1230,779 | 0,389 | 2211,500 | 0,699 | 2212,200 |
| | | 10:00 | 1345,526 | 1,416 | 2417,682 | 2,544 | 2420,227 |
| | | 10:30 | 1383,342 | 20,956 | 2485,631 | 37,655 | 2523,287 |
| | | 11:00 | 1441,315 | 0,460 | 2589,798 | 0,826 | 2590,625 |
| | 2 | 01:00 | 1421,440 | 0,495 | 2554,087 | 0,890 | 2554,977 |
| | | 01:30 | 1461,774 | 3,327 | 2626,559 | 5,979 | 2632,538 |
| | | 02:00 | 1463,533 | 0,495 | 2629,720 | 0,890 | 2630,610 |
| | | 02:30 | 1463,330 | 0,424 | 2629,356 | 0,763 | 2630,119 |
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 1438,952 | 0,389 | 2585,553 | 0,699 | 2586,253 |
| | | 10:00 | 1427,657 | 3,079 | 2565,257 | 5,533 | 2570,791 |
| | | 10:30 | 1335,305 | 0,354 | 2399,316 | 0,636 | 2399,952 |
| | | 11:00 | 1357,015 | 0,389 | 2438,326 | 0,699 | 2439,025 |
| | 2 | 01:00 | 1327,484 | 0,601 | 2385,263 | 1,081 | 2386,344 |
| | | 01:30 | 1331,851 | 0,106 | 2393,110 | 0,190 | 2393,301 |
| | | 02:00 | 1463,093 | 14,053 | 2628,929 | 25,252 | 2654,181 |
| | | 02:30 | 1432,423 | 0,354 | 2573,822 | 0,636 | 2574,458 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 1394,037 | 0,389 | 2504,849 | 0,699 | 2505,548 |
| | | 10:00 | 1460,256 | 0,389 | 2623,831 | 0,699 | 2624,531 |
| | | 10:30 | 1528,959 | 0,354 | 2747,280 | 0,636 | 2747,916 |
| | | 11:00 | 1424,510 | 0,354 | 2559,603 | 0,636 | 2560,239 |
| | 2 | 01:00 | 1459,718 | 0,354 | 2622,865 | 0,636 | 2623,501 |
| | | 01:30 | 1476,021 | 10,726 | 2652,159 | 19,273 | 2671,432 |
| | | 02:00 | 1491,040 | 0,389 | 2679,146 | 0,699 | 2679,846 |

| | | | | | | | |
|--|--|-------|----------|-------|----------|-------|----------|
| | | 02:30 | 1437,270 | 4,177 | 2582,531 | 7,505 | 2590,036 |
|--|--|-------|----------|-------|----------|-------|----------|

5.12 CALCULO TÉRMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Este cálculo se realiza con el fin de determinar qué cantidad de energía de la que aun contienen los gases al salir de la caldera se puede aprovechar para las siguientes condiciones.

Para nuestro caso de estudio y como medida de ahorro de energía se ha sugerido la instalación de un calentador que permita aumentar la temperatura del agua de alimentación de la caldera de ($T_{Pro.} = 74,2^{\circ}\text{C}$, es la temperatura promedio a la que ingresa el agua al caldera Ver anexo 7) hasta 95°C , si la temperatura de los gases a la salida de la caldera es ($T_{Pro.} = 162,4^{\circ}\text{C}$, es la temperatura promedio de la de los gases lado recuperador y lado convencional al mezclarse en la chimenea a la salida de la caldera Ver anexo 8). Si el flujo del agua de alimentación promedio es de $6581,84 \text{ Kg/h}$ y el de los gases de escape es de $70620,22 \text{ Kg/h}$. Al conocer

esta información, la cual fue recolectada durante las mediciones realizada en los días de estudio, es posible determinar el potencial de ahorro que se podrá alcanzar.

Aplicando la metodología descrita en el capítulo 3, sección 3.12, se tiene que:

$$Q_{Ads.} = Q_{Ced.} = Q = U * A * LTDM_{Actual}$$

Si conocemos que el calor adsorbido es $Q_{Ads.} = \dot{m}_g * (h_{Sal.I/c} - h_{Ent.I/c})$, siendo, \dot{m}_g el flujo de agua, $h_{Sal.I/c}$ y $h_{Ent.I/c}$ las entalpias del agua a la entrada y salida del I/C respectivamente.

Al conocer los valores de temperatura que tendrá el agua a la entrada y salida del I/C respectivamente e ingresar a la tabla de líquido saturado con estos valores encontramos que las entalpias correspondientes son: $h_{Ent.I/c} = 310,63 \text{ KJ/Kg}$ y $h_{sal.I/c} = 398,09 \text{ KJ/Kg}$.

Por lo que:

$$Q_{Ads.} = 6581,84 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * \left(398,09 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 310,63 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

$$Q_{Ads.} = 575647,726 \frac{KJ}{h} \approx 545188,069 \frac{Btu}{h}$$

Al saber que el calor adsorbido es igual al calor cedido, es posible determinar la temperatura de salida de los gases del I/C.

$$Q_{Ads.} = \dot{m}_7 C_{p7} (T_{Ent.I/C} - T_{Sal.I/C})$$

$$T_{Sal.I/C} = T_{Ent.I/C} - \frac{Q_{Ads.}}{\dot{m}_7 C_{p7}}$$

$$T_{Sal.I/C} = 435,84^\circ K - \frac{575647,756 \text{ KJ/h}}{70620 \frac{Kg}{h} * 0,82144 \frac{KJ}{Kg} ^\circ K}$$

$$T_{Sal.I/C} = 425,91^\circ K \approx 152,91^\circ C$$

Conociendo las 4 temperaturas de trabajo es posible calcular $LMTD_{Calculado}$, con la siguiente expresión:

$$LMTD_{Calculada} = \frac{(162,4 - 95) - (152,91 - 72,2)}{\ln\left(\frac{162,4 - 95}{152,91 - 72,2}\right)}$$

$$LMTD_{Calculada} = 73,85^\circ C$$

Conociendo que $P = 0,23$ y $R = 0,45$, y utilizando la gráfica 3.15 tenemos que $F_{Cor.} = 0,98$

Por tanto:

$$LMTD_{actual} = 0,98 * 73,85 = 72,38^\circ C$$

Ahora conociendo cual será la función del I/C, y con la ayuda del anexo 7, se determina qué tipo de I/C se debe utilizar, la presión de diseño del mismo y el coeficiente global de intercambio de calor U .

Para nuestro caso de aplicación (calentador de agua), el anexo 7^a, nos indica que debemos seleccionar un I/C tipo T (Intercambiador abierto con tubo en la trayectoria de movimiento del fluido), un rango de presión L (0 a 700 KPa), y un rango de U (11 a 57 W/m²°C).

Ahora bien conociendo los valores de U procedemos a estimar cual sería el área que requiere este intercambiador de calor.

$$A = \frac{Q}{U * LTDM_{Actual}}$$

Para $U = 11$

$$A = \frac{575647,73 \frac{KJ}{h} * 0.277}{11 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 72,38^\circ C}$$

$$A = 196,77m^2 \approx 2118,0156ft^2$$

Para $U = 57$

$$A = \frac{575647,73 \frac{KJ}{h} * 0.277}{57 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 72,38^\circ C}$$

$$A = 37,97m^2$$

5.13 CALCULO DEL COSTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Este cálculo nos permitirá conocer cuánto sería la inversión que debería realizar la empresa para adquirir este quipo.

1. Costo del intercambiador

Usando la Tabla 2, sustituimos el área $2118,0156ft^2$ en la relación $C_B = \exp[8,551 - 0,30863 \ln 2118,0156 + 0,06811 (\ln 2118,0156)^2] = 26423,062USD$

2. Determinar el factor de costo de forma de cabezal del intercambiador de calor.

Nuevamente utilizamos la Tabla 2 para el tipo de tobos en U,
 $F_D = \exp(-0,9816 + 0,0830 \ln 2118,0156) = 0,7075$

3. Encontrar factor de costo para la presión de diseño del intercambiador.

De la Tabla 2, el factor de costo por la presión de diseño, para nuestro caso se encuentra entre 100 a 300 lb/in² será $F_p = 0,7771 + 0,04981 \ln 2118,0156 = 1,16$

4. Encontrar el factor del costo del material de construcción.

El factor de costo de material, Usar Tabla 3, en nuestro caso (Acero Inoxidable 316), el factor de costo será $F_M = 0,8608 + 0,23296 \ln 2118,0156 = 2,64$

5. Computo del costo del intercambiador

Empleamos la relación $C_E = C_B * F_D * F_p * F_M$, donde C_E = es el costo del intercambiador. O $C_E = (\$26423,062)(0,7075)(1,16)(2,64) = \mathbf{57249,34 USD}$

Cap. 6

CAPÍTULO 6. RESULTADOS

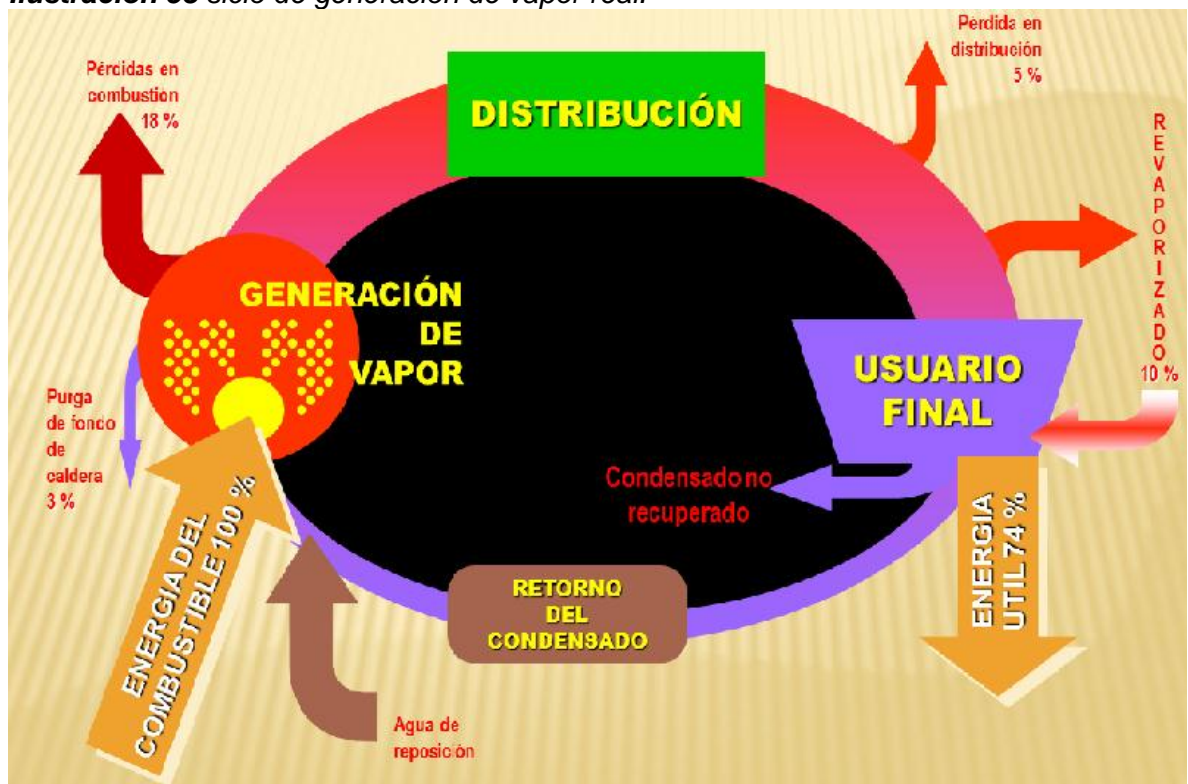
- 6.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES
- 6.26.2 INICIALMENTE REALIZAREMOS UNA SERIE DE OBSERVACIONES EN EL ÁMBITO TÉCNICO REALIZADAS EN LA PLANTA DURANTE NUESTRAS VISITAS
- 6.3 ANÁLISIS DE GRAFICAS
- 6.4 GRÁFICOS DE EFICIENCIA DE LA TG EN FUNCIÓN DE LA POTENCIA GENERADA
- 6.5 GRÁFICOS HEAT RATE TURBOGAS VS POTENCIA GENERADA POR DÍA Y POR HORAS
- 6.6 GRAFICA DE EMISIONES DE CO2 EN FUNCIÓN DE LA GENERACIÓN DE POTENCIA
- 6.7 ANÁLISIS DE COSTES DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y TÉRMICA EN LA SENTAR DE COGENERACIÓN POR CONCEPTO DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE
- 6.8 PERDIDAS DE ENERGÍA EN LA CALDERA HRSG

A CONTINUACIÓN SE REALIZARAN LOS ANÁLISIS CORRESPONDIENTES A LOS CÁLCULOS REALIZADOS EN EL CAPÍTULO 5, DE LOS CUALES POSTERIORMENTE SE PODRÁN IDENTIFICAR LOS PRINCIPALES FOCOS DE INEFICIENCIA EN LA PLANTA, PARA FINAL MENTE REALIZAR LAS RESPECTIVAS RECOMENDACIONES A LA DIRECCIÓN TÉCNICA DE LA EMPRESA BIOFILM, PARA QUE ESTA LAS EVALÚE , PARA QUE POSTERIORMENTE PUEDAN SER IMPLEMENTADAS COMO MEDIDAS CORRECTIVAS.

6.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En este capítulo con la colaboración de los cálculos realizados en el capítulo 5, procederemos a realizar los análisis previos de estos, los cuales nos permitirán identificar los puntos de ineficiencias presentes en la planta, para posteriormente realizar las recomendaciones que deberá tener en cuenta la empresa, con el fin de lograr que el rendimiento de la planta aumente y de esta manera este aumento en el rendimiento se pueda ver reflejado en el ahorro y en la disminución del impacto ambiental por los vertimientos de CO₂ realizados al medio. La siguiente imagen nos muestra como es el ciclo real de generación de vapor y las principales perdidas que en este proceso se pueden encontrar, lo que nos permitirá deducir cuál de estos puntos no presenta mayor potencial de ahorro en nuestra planta de estudio:

Ilustración 53 ciclo de generación de vapor real.



Fuente [<http://www.google.com/imgres?q=ciclo+de+vapor>]

6.2 INICIALMENTE REALIZAREMOS UNA SERIE DE OBSERVACIONES EN EL ÁMBITO TÉCNICO REALIZADAS EN LA PLANTA DURANTE NUESTRAS VISITAS.

Como primer punto a resaltar encontramos que la planta de cogeneración N⁰¹ de la empresa Biofilm S.A, no posee un sistema de adquisición de datos ONLINE, es decir que actualmente la adquisición de datos de los diferentes parámetros operacionales de la planta de cogeneración son tomados manual mente por el técnico de turno con una frecuencia de 4,8 o 24 horas de trabajo, limitando esto en gran medida el poder alcanzar un rendimiento óptimo de la planta ya que no se pueden tomar las correcciones necesaria con respecto a los parámetros operacionales de dicha planta de manera inmediata.

Otra observación realizada durante nuestras visitas es que la cogeneradora N⁰¹ no cuenta con todos los instrumentos de medición instalados, entre estos podemos nombrar el medidor de flujo de los gases de escape, de agua de alimentación, y un analizador de gases, que limita en gran manera el análisis del rendimiento de la planta, ya que se depende de la disponibilidad del personal técnico y de los equipos para realizar la toma de datos manualmente.

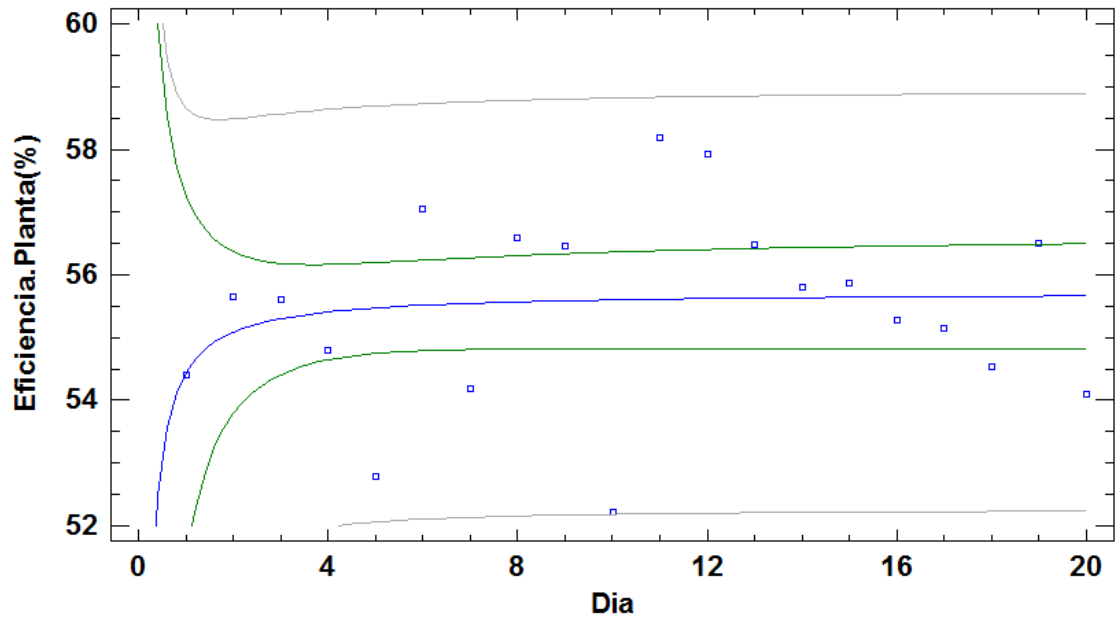
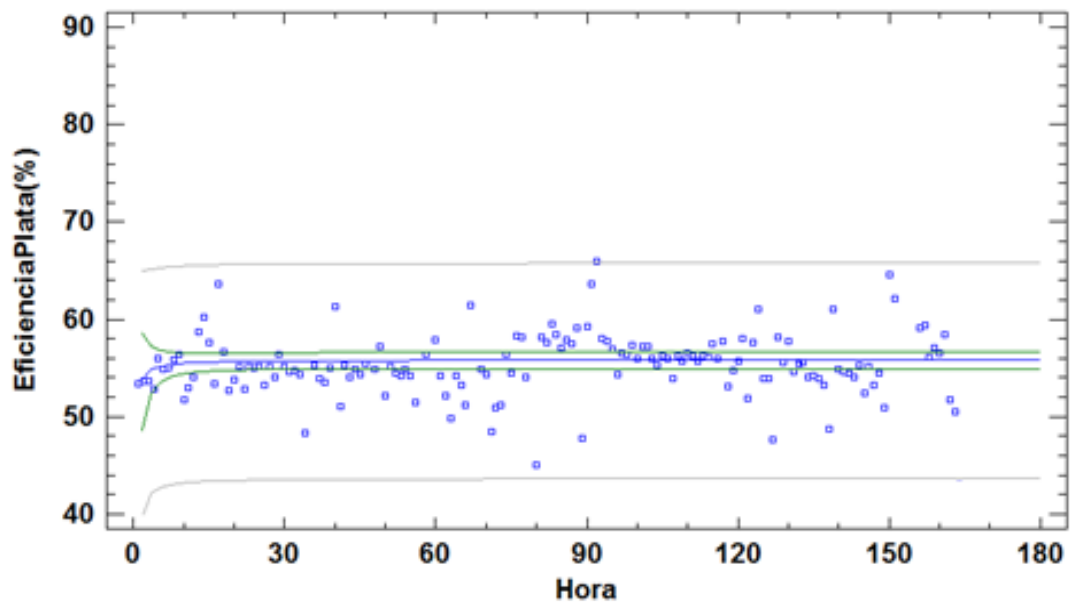
Tercera observación realizada, va dirigida a los sistemas de control que posee la planta actualmente solo están dirigidos a la protección primaria y no a la eficiencia de la producción de energía eléctrica y térmica en la planta.

6.3 ANÁLISIS DE GRAFICAS

A continuación iniciaremos con los análisis estadísticos correspondientes a los cálculos térmicos realizados a la cogeneradora N⁰¹ de la empresa BIOFILM S.A.

Gráfico de la eficiencia de la turbina

El siguiente grafico se elaborado con los datos de la Tabla 5.8.

Ilustración 54 Eficiencia de la planta Vs Tiempo (Valores promedio).**Ilustración 55** Eficiencia planta Vs tiempo (valores Para las 160 muestras realizadas).

Al realizar las diferentes mediciones de los principales parámetros de operación del conjunto Turbogas y HRSG durante el periodo de 20 días, cada uno de dicho

días está compuesto por dos turnos de trabajo, y por cada turno se tomaron las diferentes mediciones cada media hora durante dos horas de trabajo. La información recopilada nos permitió realizar los cálculos de los diferentes indicadores energéticos de la planta como es el caso de la eficiencia Global como lo podemos observar en los gráficos (6.2 y 6.3). En este caso el comportamiento de la eficiencia Global nos muestra que el proceso tiene una variabilidad muy grande. Suministrando esta información de interés para analizar la relación de estos resultados con algunos parámetros de operación de la planta de cogeneración estudiada y de esta forma poder realizar recomendaciones pertinentes para lograr mejoras.

Ilustración 56 Eficiencia de la Central de cogeneración Vs Vapor generado.

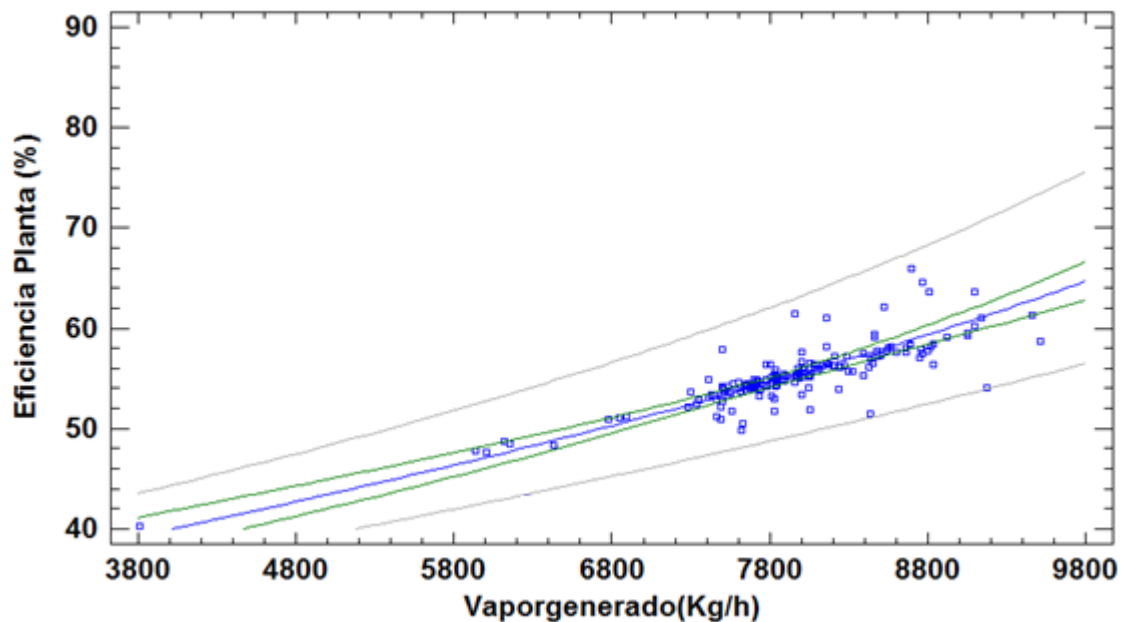


Tabla 9 análisis de varianza.

| Fuente | Suma de Cuadrados | Gl | Cuadrado Medio | Razón-F | Valor-P |
|--------------------|-------------------|-----|----------------|---------|---------|
| Modelo | 0,00020315 | 1 | 0,00020315 | 164,05 | 0,0000 |
| Residuo | 0,000195654 | 158 | 0,00000123832 | | |
| Carencia de Ajuste | 0,000194351 | 151 | 0,00000128709 | 6,91 | 0,0056 |
| Error Puro | 0,00000130295 | 7 | 1,86135E-7 | | |
| Total (Corr.) | 0,000398804 | 159 | | | |

La ilustración 6.5 nos permite observar que la influencia que tiene la generación de vapor en la eficiencia de la planta de Cogeneración es muy significativa, esto debido a que la eficiencia global es directamente proporcional a la demanda de vapor que presenten los consumidores. Además de mostrar la curva del modelo las líneas de predicción (grises) y las líneas (verdes). La banda de predicción es una medida de la certeza de los valores individuales alrededor de la regresión lineal. Es un intervalo de predicción que garantiza que el 95% de las nuevas observaciones estarán contenidas dentro de las líneas (Grisas). Las líneas (verdes) son una medida de la certeza de los valores.

El estadístico R-Cuadrada indica que el modelo ajustado explica 50,9398% de la variabilidad en Eficiencia Planta (%) después de transformar a una escala de raíz cuadrada para linearizar el modelo. El error estándar del estimado indica que la desviación estándar de los residuos es 0,0011128.

La salida muestra los resultados de ajustar un modelo Y-inversa raíz cuadrada-X para describir la relación entre Eficiencia Planta (%) y Vapor generado (Kg/h). La ecuación del modelo ajustado es:

$$\text{Eficiencia Planta (\%)} = 1/(0,0419479 - 0,000267542*\text{sqrt (Vapor generado (Kg/h))})$$

$$R^2 = 0,509398$$

La tabla 6.2 nos permite conocer el análisis de la varianza del método de dispersión empleado. La prueba de Falta de Ajuste está diseñada para determinar si el modelo seleccionado es adecuado para describir los datos observados, o si se debería utilizar un modelo más complicado. La prueba se realiza comparando la variabilidad de los residuos del modelo actual con la variabilidad entre observaciones hechas en valores repetidos de la variable independiente X. Puesto que el valor-P para la carencia de ajuste en la tabla ANOVA es menor que 0,05, existe una carencia de ajuste estadísticamente significativa con un nivel de confianza del 95,0%.

6.4 GRÁFICOS DE EFICIENCIA DE LA TG EN FUNCIÓN DE LA POTENCIA GENERADA.

Ilustración 57 Eficiencia TG Vs Potencia generada por día (Valores promedio).

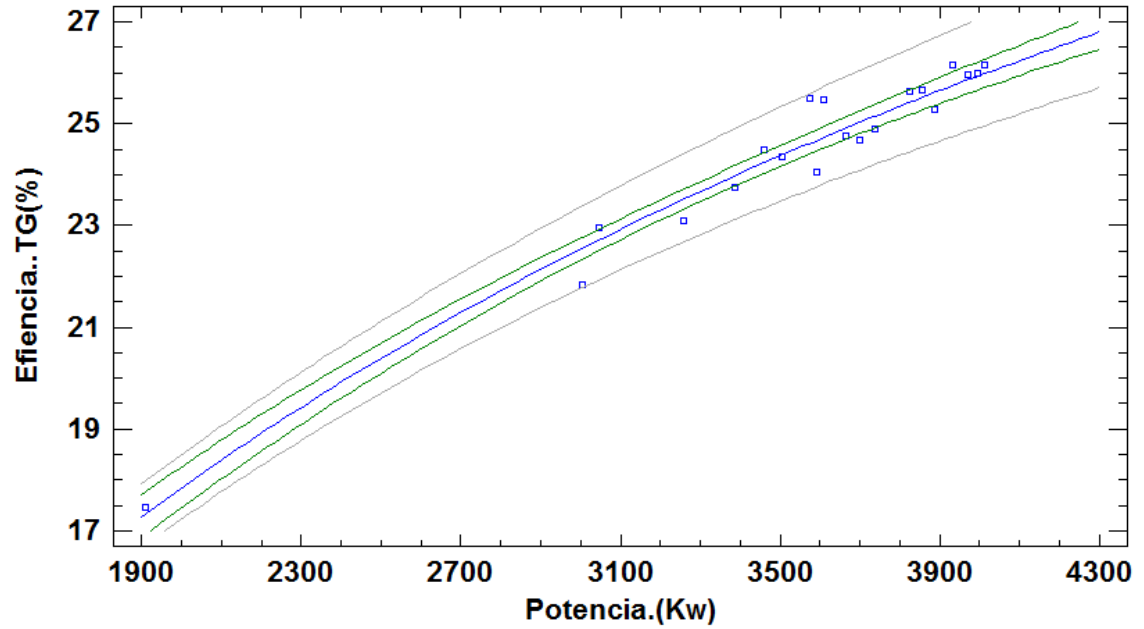


Ilustración 58 Eficiencia TG Vs Potencia por hora.

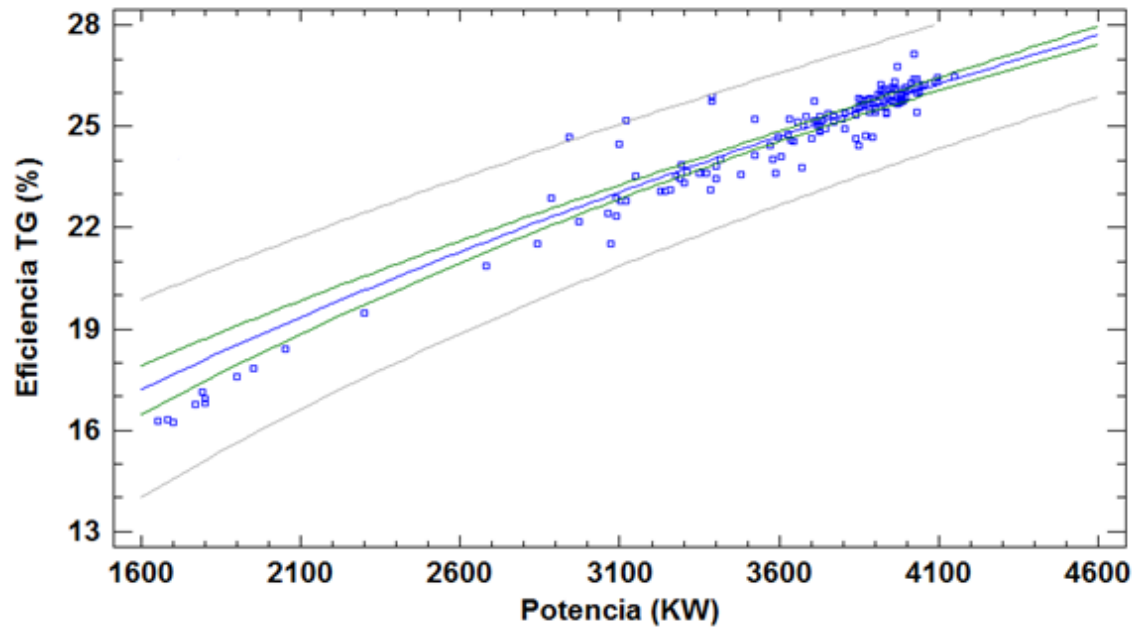


Tabla 10 Análisis varianza.

| Fuente | Suma de Cuadrados | Gl | Cuadrado Medio | Razón-F | Valor-P |
|--------------------|-------------------|-----|----------------|---------|---------|
| Modelo | 1,52828E6 | 1 | 1,52828E6 | 642,32 | 0,0000 |
| Residuo | 375934, | 158 | 2379,33 | | |
| Carencia de Ajuste | 342892, | 103 | 3329,05 | 5,54 | 0,0000 |
| Error Puro | 33041,9 | 55 | 600,761 | | |
| Total (Corr.) | 1,90421E6 | 159 | | | |

La grafica 6.6 ajusta el modelo que nos permite observar como es el comportamiento de la eficiencia térmica de la Turbogas en función de la potencia generada, lo que nos deja ver claramente, que la eficiencia de la TG es directamente proporcional a la generación de potencia para los valores promedio alcanzados en los 20 días de estudio. Permittiéndonos observar.

El estadístico R-Cuadrada indica que el modelo ajustado explica 97,2806% de la variabilidad en Eficiencia TG (%). El error estándar del estimado indica que la desviación estándar de los residuos es 0,000722989. El grafico presenta una tendencia al incremento de la eficiencia de la turbina a medida que aumenta la potencia generada.

La salida muestra los resultados de ajustar un modelo doble inverso para describir la relación entre Eficiencia TG (%) y Potencia (KW). La ecuación del modelo ajustado es:

$$\text{EficienciaTG (\%)} = 1/(0,0210123 + 70,0763/\text{Potencia. (KW)})$$

$$R^2 = 0.9728$$

La grafica 6.7 nos muestra el resultado del modelo ajustado que nos permite observar que la eficiencia térmica de la turbina tiende a incrementar cuando se aumenta la generación de potencia, para las horas evaluadas durante 20 días. Además de mostrar la curva del modelo las líneas de predicción (grises) y las líneas (verdes). La banda de predicción es una medida de la certeza de los valores individuales alrededor de la regresión lineal. Es un intervalo de predicción que garantiza que el 95% de las nuevas observaciones estarán contenidas dentro de las líneas (Grisas). Las líneas (verdes) son una medida de la certeza de los valores.

El estadístico R-Cuadrada indica que el modelo ajustado explica 80,2578% de la variabilidad en EficienciaTG (%) después de transformar a una escala recíproca para linearizar el modelo. El error estándar del estimado indica que la desviación estándar de los residuos es 48,7783. Este grafico nos permite observar que para

valores mayores de potencia de 4100 (KW) la eficiencia térmica de la turbina será máxima.

La salida muestra los resultados de ajustar un modelo Y-cuadrada para describir la relación entre EficienciaTG (%) y Potencia (Kw). La ecuación del modelo ajustado es:

$$\text{EficienciaTG (\%)} = \text{sqrt}(44,5761 + 0,157199 * \text{Potencia (KW)})$$

$$R^2 = 0,80257$$

La tabla 6.3 nos muestra el análisis de la varianza para el método de regresión empleado. La prueba de Falta de Ajuste está diseñada para determinar si el modelo seleccionado es adecuado para describir los datos observados, o si se debería utilizar un modelo más complicado. La prueba se realiza comparando la variabilidad de los residuos del modelo actual con la variabilidad entre observaciones hechas en valores repetidos de la variable independiente X. Puesto que el valor-P para la carencia de ajuste en la tabla ANOVA es menor que 0,05, existe una carencia de ajuste estadísticamente significativa con un nivel de confianza del 95,0%.

6.5 GRÁFICOS HEAT RATE TURBOGAS VS POTENCIA GENERADA POR DÍA Y POR HORAS

Ilustración 59 HR Turbogás Vs Potencia generada (Valores promedio).

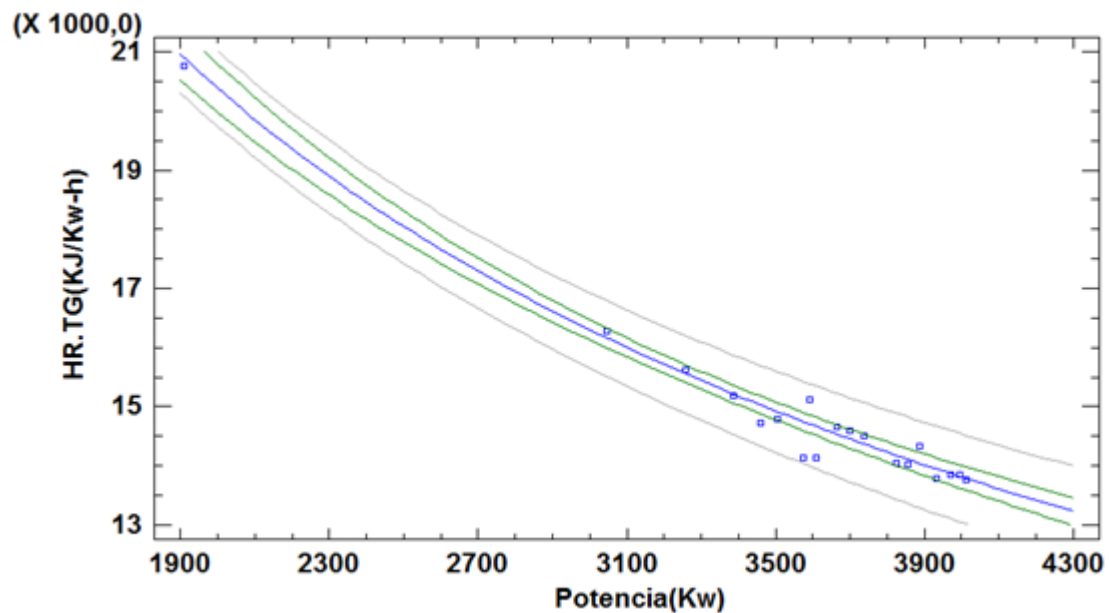
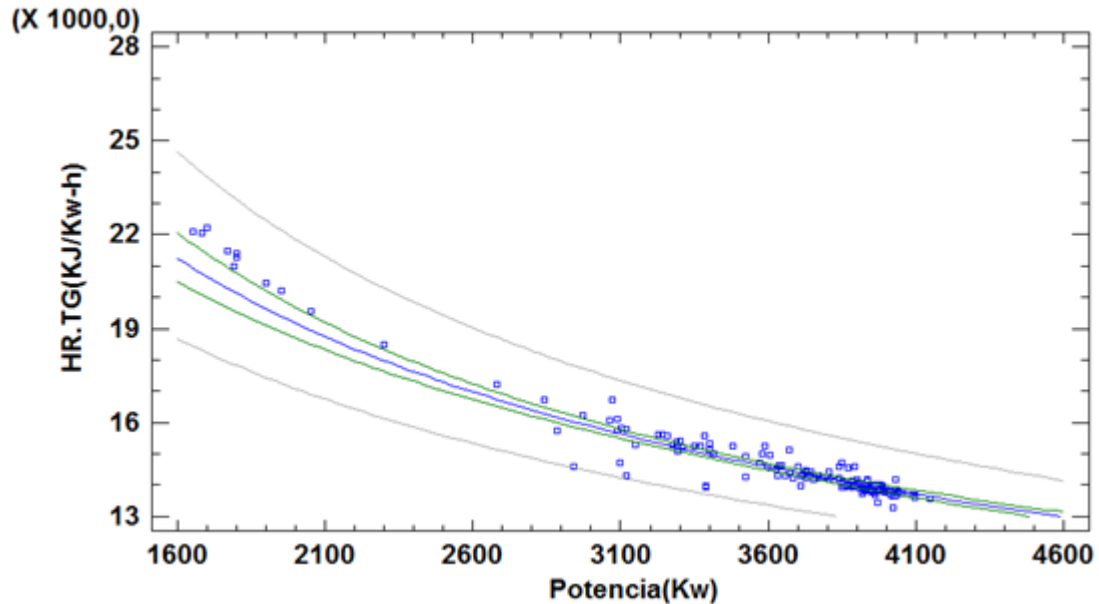


Ilustración 60 HR Turbogas Vs Potencia Generada.**Tabla 11** Análisis de varianza.

| Fuente | Suma de Cuadrados | Gl | Cuadrado Medio | Razón-F | Valor-P |
|--------------------|-------------------|-----|----------------|---------|---------|
| Modelo | 6,21033E-9 | 1 | 6,21033E-9 | 618,89 | 0,0000 |
| Residuo | 1,58548E-9 | 158 | 1,00347E-11 | | |
| Carencia de Ajuste | 1,43746E-9 | 103 | 1,39559E-11 | 5,19 | 0,0000 |
| Error Puro | 1,48023E-10 | 55 | 2,69133E-12 | | |
| Total (Corr.) | 7,79582E-9 | 159 | | | |

Las ilustraciones (6.8 y 6.9) nos muestran el comportamiento del Heat Rate en función de la generación eléctrica evaluado por días y por horas.

La ilustración 6.8 muestra además de la curva del modelo las bandas de predicción (líneas grises) y las de confianza (líneas verdes). Las líneas grises de predicción nos brindan una medida de la certeza de los valores individuales alrededor de la regresión lineal. Es un intervalo de predicción que garantiza que el 95% de las nuevas observaciones estarán contenidas dentro de las líneas grises.

El estadístico R-Cuadrada indica que el modelo ajustado explica 97,1589% de la variabilidad en HR.TG (KJ/Kw-h). El error estándar del estimado indica que la desviación estándar de los residuos es 9,49976E6.

La salida muestra los resultados de ajustar un modelo Y-cuadrada X-inversa para describir la relación entre HR.TG(KJ/Kw-h) y Potencia(Kw). La ecuación del modelo ajustado es:

$$\text{HR.TG(KJ/Kw-h)} = \text{sqrt}(-3,43851\text{E}7 + 9,00278\text{E}11 / \text{Potencia(Kw)})$$

$$R^2 = 0,97159$$

El gráfico 6.9 muestra además de la curva las bandas de predicción (líneas grises) y las líneas (verdes). Las líneas de predicción es una medida de la certeza de los valores alrededor de la regresión lineal. Es un intervalo de predicción que garantiza que el 95% de las nuevas observaciones estarán contenidas dentro de las líneas grises. Las líneas azules son una medida de la certeza de los valores.

El estadístico R-Cuadrada indica que el modelo ajustado explica 79,6624% de la variabilidad en HR.TG(KJ/Kw-h) después de transformar a una escala de raíz cuadrada para linearizar el modelo. El coeficiente de correlación es igual a 0,892538, indicando una relación moderadamente fuerte entre las variables. El error estándar del estimado indica que la desviación estándar de los residuos es 0,00000316776.

La salida muestra los resultados de ajustar un modelo Y-inversa raíz cuadrada-X para describir la relación entre HR.TG(KJ/Kw-h) y Potencia(Kw). La ecuación del modelo ajustado es:

$$\text{HR.TG(KJ/Kw-h)} = 1 / (0,00000409517 + 0,00000107485 * \text{sqrt}(\text{Potencia(Kw)}))$$

$$R^2 = 0,796624$$

La tabla 6.4 nos muestra el análisis de varianza del estudio de regresión. La prueba de Falta de Ajuste está diseñada para determinar si el modelo seleccionado es adecuado para describir los datos observados, o si se debería utilizar un modelo más complicado. La prueba se realiza comparando la variabilidad de los residuos del modelo actual con la variabilidad entre observaciones hechas en valores repetidos de la variable independiente X. Puesto que el valor-P para la carencia de ajuste en la tabla ANOVA es menor que 0,05, existe una carencia de ajuste estadísticamente significativa con un nivel de confianza del 95,0%.

6.6 GRÁFICOS DE EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG EN FUNCIÓN DE LA DEMANDA DE VAPOR.

Ilustración 61 Eficiencia HRSG Vs Vapor generado.

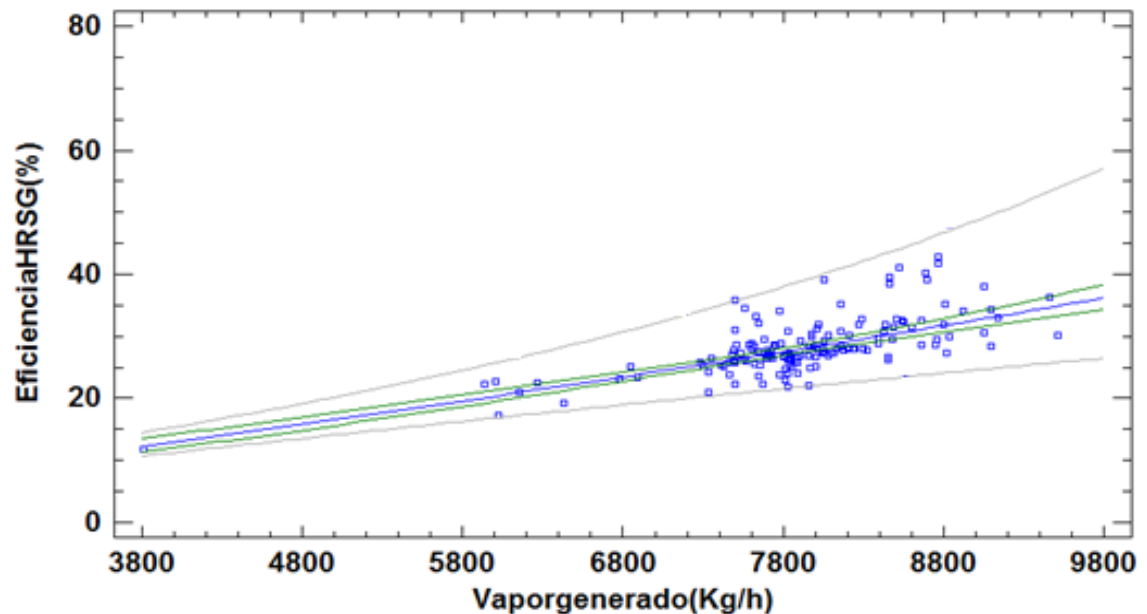


Tabla 12 Análisis de varianza.

| Fuente | Suma de Cuadrados | Gl | Cuadrado Medio | Razón-F | Valor-P |
|--------------------|-------------------|-----|----------------|---------|---------|
| Modelo | 0,00418722 | 1 | 0,00418722 | 162,50 | 0,0000 |
| Residuo | 0,00407129 | 158 | 0,0000257677 | | |
| Carencia de Ajuste | 0,00404678 | 151 | 0,0000267999 | 7,65 | 0,0041 |
| Error Puro | 0,0000245089 | 7 | 0,00000350127 | | |
| Total (Corr.) | 0,00825851 | 159 | | | |

La grafica 6.10 nos muestra como es el comportamiento de la eficiencia en función de la demanda de vapor, permitiéndonos inferir que al aumentar la generación de vapor, la eficiencia también se incrementa. Además de mostrar la curva del modelo las líneas de predicción (grises) y las líneas (verdes). La banda de predicción es una medida de la certeza de los valores individuales alrededor de la regresión lineal. Es un intervalo de predicción que garantiza que el 95% de las nuevas observaciones estarán contenidas dentro de las líneas (Grises). Las líneas (azules) son una medida de la certeza de los valores.

El estadístico R-Cuadrada indica que el modelo ajustado explica 50,7019% de la variabilidad en Eficiencia HRSG en (%). El coeficiente de correlación es igual a 0,712053, indicando una relación moderadamente fuerte entre las variables. El error estándar del estimado indica que la desviación estándar de los residuos es 0,00507618.

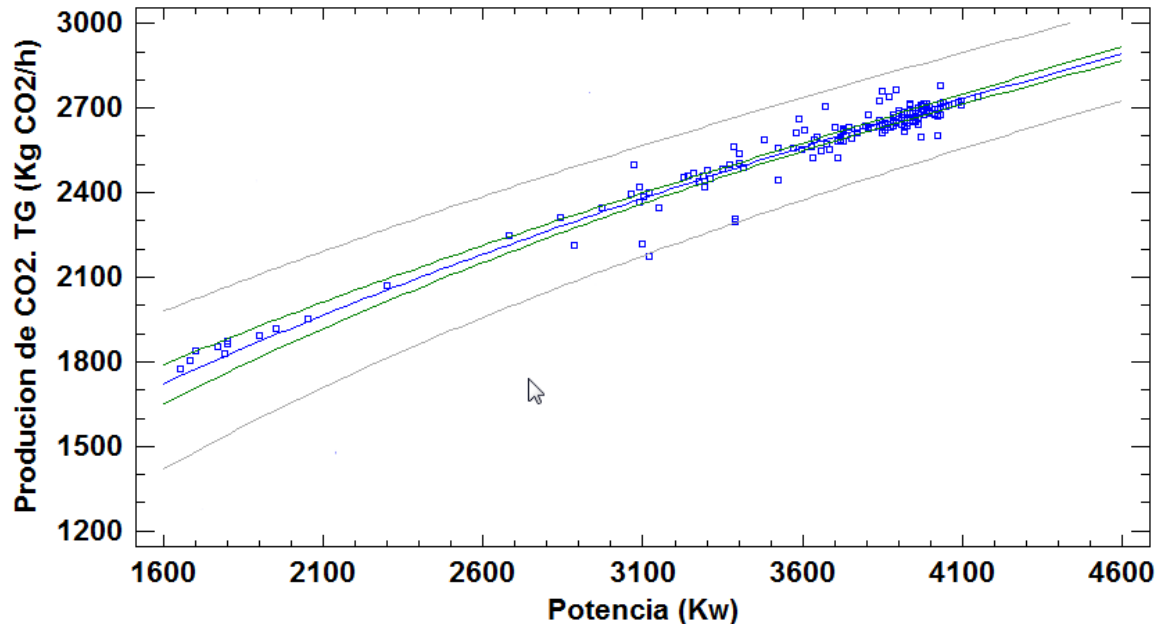
La salida muestra los resultados de ajustar un modelo doble inverso para describir la relación entre EficienciaHRSG (%) y Vapor generado (Kg/h). La ecuación del modelo ajustado es:

$$\text{EficienciaHRSG (\%)} = 1/(-0,00638137 + 333,444/\text{Vapor generado(Kg/h)})$$
$$R^2 = 0,50702$$

La tabla 6.5 nos permita observar el análisis de la varianza del estudio de la regresión. La prueba de Falta de Ajuste está diseñada para determinar si el modelo seleccionado es adecuado para describir los datos observados, o si se debería utilizar un modelo más complicado. La prueba se realiza comparando la variabilidad de los residuos del modelo actual con la variabilidad entre observaciones hechas en valores repetidos de la variable independiente X. Puesto que el valor-P para la carencia de ajuste en la tabla ANOVA es menor que 0,05, existe una carencia de ajuste estadísticamente significativa con un nivel de confianza del 95,0%.

6.7 GRAFICA DE EMISIONES DE CO₂ EN FUNCIÓN DE LA GENERACIÓN DE POTENCIA

Ilustración 62 Producción de CO₂ Vs Potencia generada.



La grafica 6.12 nos muestra que la producción de CO₂ es directamente proporcional a la generación de electricidad que se presente en la planta. Es decir que entre mayor sea la producción de electricidad que se tenga las emisiones de CO₂ al medio serán mayores, esto debido al aumento en el consumo de combustible para satisfacer la demanda eléctrica que se tenga.

La salida muestra los resultados de ajustar un modelo Y-cuadrada para describir la relación entre Producción de CO₂ (Kg CO₂/h) y Potencia (Kw). La ecuación del modelo ajustado es:

$$\text{Produccion de CO}_2 \text{ (Kg CO}_2\text{/h)} = \text{sqrt}(91559,5 + 1797,32*\text{Potencia (Kw)})$$

$$R^2 = 0,8528$$

El estadístico R-Cuadrada indica que el modelo ajustado explica 85,2827% de la variabilidad en Producción de CO₂ (Kg CO₂/h) después de transformar a una escala recíproca para linearizar el modelo. El coeficiente de correlación es igual a 0,923486, indicando una relación relativamente fuerte entre las variables. El error estándar del estimado indica que la desviación estándar de los residuos es 467125.

6.8 ANÁLISIS DE COSTES DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y TÉRMICA EN LA SENTAR DE COGENERACIÓN POR CONCEPTO DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

La tabla siguiente contiene los valores promedio del consumo de combustible y del costo de la adquisición de este energético para la generación de energía eléctrica y de vapor. Aplicando la metodología descrita en el capítulo 3 y desarrollada en el capítulo 5. Los cuales nos permitirán comparar los costos por concepto de consumo de gas natural en la generación de energía eléctrica en la Turbina y vapor en la HRSG. Para los 20 días de estudio.

Además de la turbina y la HRSG, la planta de cogeneración está constituida por otros equipos también consumidores de Gas Natural, como es el caso del Quemadores TDO L1 (los cuales presentan un consumo promedio de 65 KPC/día) y una caldera de aceite térmico (la cual tiene un consumo promedio de 14 KPC/día). Generando costos por concepto de consumos de combustibles de (325,65 USD/día y 70,14 USD/día).

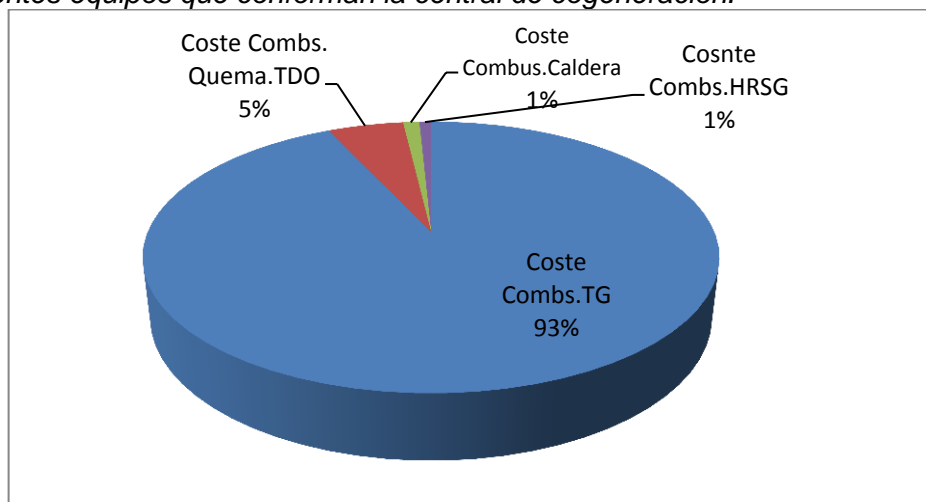
Tabla 13 Consumo de combustible en la TG y la HRSG, y el coste referente a dicho consumo.

| Día | Consumo Comb. TG KPC/Día | Consumo Comb. HRSH KPC/Día | Costo Consumo TG USD/Día | Costo Consumo HRSG USD/Día | Costo Total USD/Día |
|-----|-----------------------------|-------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|------------------------|
| 1 | 1241,65 | 3,30 | 6220,67 | 16,57 | 6237,25 |
| 2 | 1238,80 | 6,29 | 6206,41 | 31,54 | 6237,95 |
| 3 | 1187,61 | 2,96 | 5949,92 | 14,84 | 5964,77 |
| 4 | 1177,30 | 2,04 | 5898,31 | 10,25 | 5908,56 |
| 5 | 1236,42 | 1,81 | 6194,46 | 9,09 | 6203,56 |
| 6 | 1170,66 | 2,97 | 5865,05 | 14,87 | 5879,93 |
| 7 | 1233,48 | 23,17 | 6179,75 | 116,12 | 6295,87 |
| 8 | 1098,31 | 16,44 | 5502,57 | 82,36 | 5584,93 |
| 9 | 1156,55 | 4,49 | 5794,32 | 22,52 | 5816,85 |
| 10 | 1272,92 | 18,27 | 6377,33 | 91,57 | 6468,90 |
| 11 | 1269,08 | 7,10 | 6358,12 | 35,60 | 6393,72 |
| 12 | 1165,65 | 0,64 | 5839,94 | 3,21 | 5843,15 |
| 13 | 1164,00 | 2,32 | 5831,65 | 11,64 | 5843,30 |
| 14 | 1238,70 | 0,36 | 6205,92 | 1,84 | 6207,76 |
| 15 | 1263,17 | 3,13 | 6328,49 | 15,68 | 6344,18 |
| 16 | 1243,27 | 10,15 | 6228,82 | 50,87 | 6279,69 |
| 17 | 1267,86 | 1,08 | 6352,00 | 5,41 | 6357,41 |
| 18 | 1215,59 | 0,36 | 6090,11 | 1,82 | 6091,93 |
| 19 | 1107,59 | 6,65 | 5549,06 | 33,36 | 5582,42 |
| 20 | 898,94 | 89,89 | 4503,73 | 450,37 | 4954,10 |

La tabla 6.7 nos muestra el consumo de combustible que se presentó en la central de cogeneración en la turbina y la HRSG, y el coste generado por dicho consumo. Por otra parte podemos observar que tanto la mayor demanda de consumo de combustible y por ende de los costes adquisitivos de este energético lo presenta la Turbina; esto se debe a que el combustible que llega a la turbina se emplea para la generación de electricidad y de vapor en la caldera HRSG que se encarga de recuperar la energía contenida en los gases de combustión procedentes de la turbina.

Adicionalmente esta tabla nos permite observar cómo fue la demanda de combustible en los diferentes días de estudio, por ejemplo, en el día 12 el flujo de combustible de la turbina fue de 1267,86 (KPC/día) y el de la HRSG Fue de 1,08 (KPC/día), lo que nos permite inferir que la demanda eléctrica ese día fue elevada y que la demanda de vapor fue abastecida principalmente con la energía contenida en los gases de escape de la Turbogas.

Ilustración 63 representación de la proporción de costes de consumo de combustible en los diferentes equipos que conforman la central de cogeneración.



La ilustración 6.13 nos permite observar que el coste promedio generado por día por concepto de consumo de combustible en la central de cogeneración de estudio (central N^o1), el 93% corresponde al combustible destinado a la generación eléctrica, 5% al combustible que se utiliza en los quemadores TDO, el 1,09% corresponde al combustible utilizado en la caldera de aceite y el 0.91% restante pertenece al combustible empleado en la HRSG para abastecer la demanda de vapor.

6.9 ANÁLISIS DE EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG APLICANDO EL MÉTODO DIRECTO.

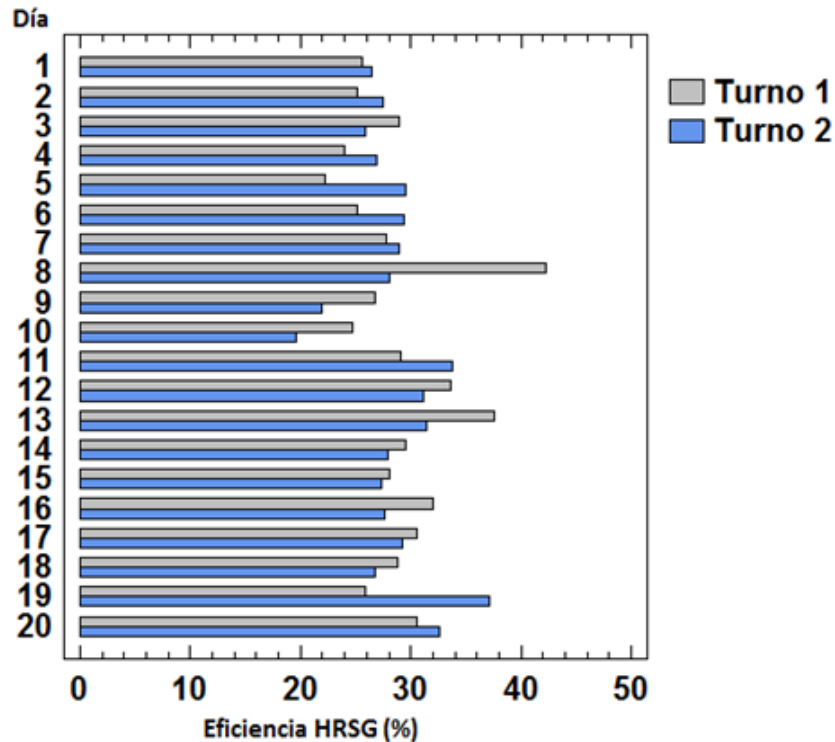
Aplicando la metodología para el cálculo de la eficiencia de la caldera HRSG por el método directo descrito en el capítulo 3 y desarrollado en el capítulo 5, es posible realizar la comparación del valor de la eficiencia para los dos turnos durante los 20 días de evaluación.

La siguiente tabla fue elaborada con los valores promedios de las mediciones realizadas en cada turno (durante dos hora se tomaban cuatro secciones de muestreo lo que nos permitió elaborar una base de datos de 160 muestra).

Tabla 14 Valores promedio de la eficiencia de la HRSG para los dos turnos evaluados.

| Día | Turno 1 | Turno 2 |
|-----|---------|---------|
| | % | % |
| 1 | 25,54 | 26,40 |
| 2 | 25,16 | 27,55 |
| 3 | 28,98 | 25,93 |
| 4 | 24,03 | 26,87 |
| 5 | 22,25 | 29,46 |
| 6 | 25,12 | 29,42 |
| 7 | 27,72 | 28,99 |
| 8 | 42,26 | 28,10 |
| 9 | 26,72 | 21,87 |
| 10 | 24,75 | 19,54 |
| 11 | 29,12 | 33,81 |
| 12 | 33,68 | 31,14 |
| 13 | 37,50 | 31,49 |
| 14 | 29,52 | 27,92 |
| 15 | 28,10 | 27,31 |
| 16 | 32,03 | 27,61 |
| 17 | 30,62 | 29,30 |
| 18 | 28,79 | 26,78 |
| 19 | 25,86 | 37,12 |
| 20 | 30,48 | 32,55 |

Ilustración 64 Comportamiento de la eficiencia de la HRSF por el método directo para dos turnos durante los 20 días evaluados.



La tabla 6.8 y la Ilustración 6.14 muestran los valores de eficiencia de la HRSG estimados por el método directo para dos turnos para los 20 días de evaluación. En algunos casos, los valores de eficiencia presentaron poca variabilidad entre turnos, como es el caso del día 1, en el cual la eficiencia se mantuvo alrededor del 26%. Otros casos similares fueron los días 7, 14, 15 y 18, la eficiencia presentó poca variación manteniéndose en rangos normales.

Por otra parte, es posible observar por ejemplo que en los días 8, 13, 19, entre otros, los valores de eficiencia son considerablemente altos y con una variación significativa entre turnos. Esto gracias a que la generación de vapor fue considerablemente alta en comparación a la energía que aportan los gases de escape procedentes de la Turbogas, lo que podemos observar aumenta la eficiencia de la caldera.

En términos generales para los 20 turnos, las 160 muestras tomadas (4 por turno), los valores obtenidos de eficiencia es de 28,7%, lo que nos permite inferir que la caldera trabaja con un bajo rendimiento.

6.9 ANÁLISIS DE PERDIDAS DE ENERGÍA EN LA CALDERA HRSG

Luego de haber calculado las diferentes pérdidas con la metodología descrita en el capítulo 3 y desarrollada en el capítulo 5, podemos determinar el porcentaje de cada una de las pérdidas encontrada en la caldera a partir de la energía de entrada la cual está constituida por la energía que contienen los gases de escape de la turbina y la energía contenida en el combustible que se incinera en el quemador auxiliar. Las Tablas (5.4, 5.5, 5.6), mostradas en el capítulo 5, contiene los valores de las diferentes pérdidas en la HRSG, para los 5 primeros días, cada día consta de 8 muestras. Tomando dichos valores, el porcentaje en pérdidas de la energía de entrada a la caldera HRSG será:

Tabla 15 Análisis de pérdidas en HRSG en porcentaje.

| Porcentaje de pérdidas en la HRSG | | | | | | | | |
|-----------------------------------|-------|-------|---------------|-----------------|-----------------|------------------|----------|-----------|
| Día | Turno | Hora | P.Gase sTG | P.gases HRSG | P.Radiac ión | P.Convec ción | P.purgas | P.Totales |
| | | | % | % | % | % | % | % |
| 1 | 1 | 09:30 | 21,354 | 0,000575 | 4,830 | 1,77 | 1,874 | 29,837 |
| | | 10:00 | 21,552 | 0,000807 | 4,805 | 1,97 | 2,083 | 30,416 |
| | | 10:30 | 20,885 | 0,000635 | 4,816 | 1,88 | 1,993 | 29,584 |
| | | 11:00 | 20,120 | 0,014394 | 4,811 | 1,931 | 2,037 | 28,915 |
| | 2 | 01:00 | 23,655 | 0,000736 | 4,830 | 1,77 | 1,874 | 32,138 |
| | | 01:30 | 24,302 | 0,025867 | 4,820 | 1,860 | 1,963 | 32,972 |
| | | 02:00 | 24,810 | 0,000671 | 4,723 | 2,620 | 2,765 | 34,920 |
| | | 02:30 | 22,919 | 0,007051 | 4,798 | 2,031 | 2,143 | 31,899 |
| 2 | 1 | 09:30 | 22,876 | 0,000531 | 4,770 | 2,248 | 2,372 | 32,269 |
| | | 10:00 | 25,127 | 0,092117 | 4,742 | 2,470 | 2,606 | 35,039 |
| | | 10:30 | 27,192 | 0,005104 | 4,802 | 2,002 | 2,113 | 36,115 |
| | | 11:00 | 25,461 | 0,000850 | 4,816 | 1,889 | 1,993 | 34,160 |
| | 2 | 01:00 | 24,757 | 0,000481 | 4,727 | 2,590 | 2,733 | 34,809 |
| | | 01:30 | 25,453 | 0,000927 | 4,813 | 1,917 | 2,023 | 34,207 |
| | | 02:00 | 23,147 | 0,000640 | 4,796 | 2,045 | 2,158 | 32,149 |
| | | 02:30 | 26,234 | 0,000657 | 4,752 | 2,396 | 2,528 | 35,911 |
| 3 | 1 | 09:30 | 21,710 | 0,000667 | 4,763 | 2,307 | 2,434 | 31,216 |
| | | 10:00 | 21,709 | 0,002352 | 4,798 | 2,031 | 2,143 | 30,685 |
| | | 10:30 | 22,682 | 0,035682 | 4,746 | 2,440 | 2,575 | 32,481 |
| | | 11:00 | 22,577 | 0,000759 | 4,780 | 2,175 | 2,295 | 31,829 |
| | 2 | 01:00 | 23,346 | 0,000811 | 4,822 | 1,846 | 1,948 | 31,964 |
| | | 01:30 | 25,392 | 0,005699 | 4,725 | 2,605 | 2,749 | 35,478 |
| | | 02:00 | 23,343 | 0,000829 | 4,755 | 2,366 | 2,497 | 32,964 |
| | | 02:30 | 23,964 | 0,000687 | 4,83 | 1,77 | 1,874 | 32,447 |
| | | 09:30 | 23,648 | 0,000665 | 4,738 | 2,500 | 2,638 | 33,522 |
| | | 10:00 | 23,750 | 0,005107 | 4,782 | 2,161 | 2,280 | 32,979 |

| | | | | | | | | |
|---|---|-------|--------|----------|-------|-------|-------|--------|
| 4 | 1 | 10:30 | 20,393 | 0,000571 | 4,816 | 1,889 | 1,993 | 29,095 |
| | | 11:00 | 23,532 | 0,000655 | 4,731 | 2,560 | 2,701 | 33,526 |
| | 2 | 01:00 | 20,976 | 0,000970 | 4,785 | 2,132 | 2,249 | 30,148 |
| | | 01:30 | 21,785 | 0,000167 | 4,834 | 1,748 | 1,840 | 30,213 |
| | | 02:00 | 19,633 | 0,024455 | 4,797 | 2,042 | 2,155 | 28,653 |
| | | 02:30 | 19,298 | 0,000638 | 4,802 | 2,002 | 2,11 | 28,217 |
| 5 | 1 | 09:30 | 19,407 | 0,000749 | 4,705 | 2,763 | 2,915 | 29,792 |
| | | 10:00 | 22,879 | 0,000734 | 4,753 | 2,387 | 2,518 | 32,539 |
| | | 10:30 | 24,395 | 0,000671 | 4,753 | 2,387 | 2,518 | 34,055 |
| | | 11:00 | 22,782 | 0,000675 | 4,748 | 2,428 | 2,562 | 32,521 |
| | 2 | 01:00 | 19,451 | 0,000660 | 4,789 | 2,102 | 2,218 | 28,562 |
| | | 01:30 | 19,647 | 0,019156 | 4,794 | 2,062 | 2,176 | 28,699 |
| | | 02:00 | 19,768 | 0,000720 | 4,808 | 1,954 | 2,061 | 28,593 |
| | | 02:30 | 18,488 | 0,007862 | 4,784 | 2,142 | 2,260 | 27,684 |

Como se muestra en la tabla anterior, en la mayoría de los casos las pérdidas se encuentran alrededor del 30% de la energía de entrada que ingresa a la caldera con el flujo de gases procedentes de la TG y por la incineración del combustible suplementario en el quemador auxiliar de la HRSG. El mayor porcentaje de todas las pérdidas se encuentra en los gases en chimenea, seguido por las pérdidas por radiación, por purgas, convección y por los gases productos de la combustión suplementaria.

Ilustración 65 diagrama de Pareto para la energía útil y las diferentes pérdidas.

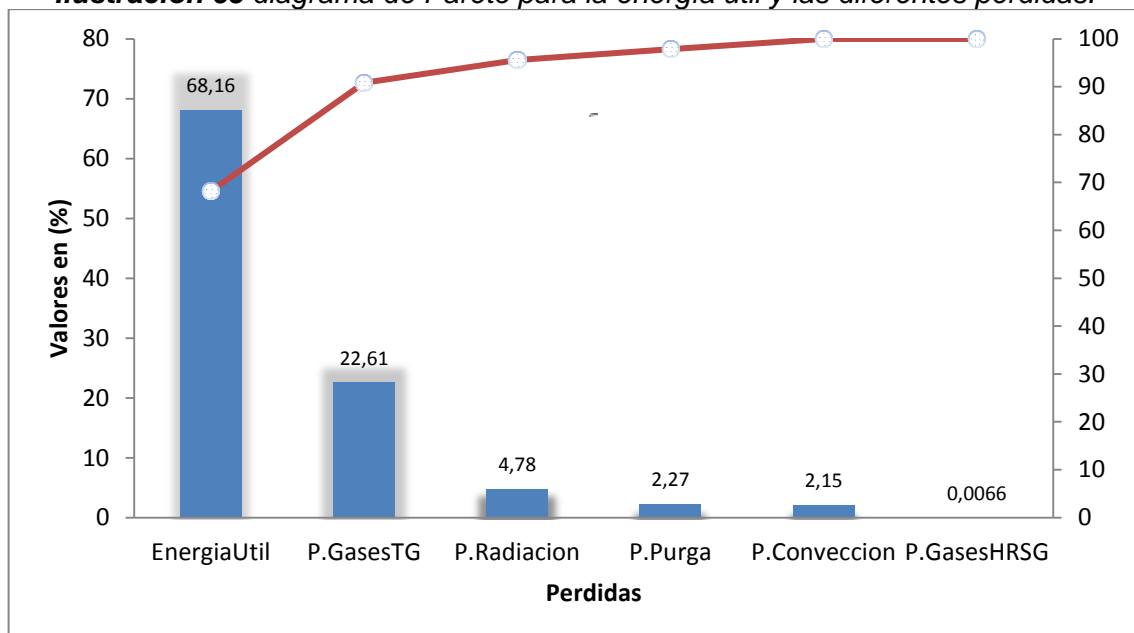


Tabla 6.10 Análisis del combustible equivalente, con respecto a la energía que se pierde en la HRSG, los costes que generaría la adquisición de este y el impacto ambiental generado por su combustión.

| Día | Turno | Hora | P.Totales | Consu. GN equivalente | \$ Costo equivalente | Emisi. De CO ₂ Equi. | Prome. Equiv. Gases TG |
|-----|-------|-------|------------|-----------------------|----------------------|---------------------------------|------------------------|
| | | | KJ/h | KPC/día | USD/día | Kg CO ₂ /día | % |
| 1 | 1 | 09:30 | 17450585,5 | 16,684 | 2006,11 | 848,98 | 73,66 |
| | | 10:00 | 17690618,2 | 16,913 | 2033,71 | 860,63 | 73,33 |
| | | 10:30 | 17216773,8 | 16,460 | 1979,23 | 837,58 | 73,02 |
| | | 11:00 | 16792884,8 | 16,055 | 1930,50 | 816,97 | 72,12 |
| | 2 | 01:00 | 18893292,4 | 18,063 | 2171,96 | 919,15 | 75,36 |
| | | 01:30 | 19324001,5 | 18,475 | 2221,48 | 940,12 | 75,69 |
| | | 02:00 | 20007443,4 | 19,128 | 2300,05 | 973,35 | 74,64 |
| | | 02:30 | 18564058,8 | 17,748 | 2134,12 | 903,12 | 74,31 |
| 2 | 1 | 09:30 | 18645207,4 | 17,826 | 2143,44 | 907,09 | 73,85 |
| | | 10:00 | 20174403,4 | 19,288 | 2319,24 | 981,49 | 74,97 |
| | | 10:30 | 21119309,8 | 20,191 | 2427,87 | 1027,44 | 77,50 |
| | | 11:00 | 20033728,4 | 19,153 | 2303,07 | 974,62 | 76,49 |
| | 2 | 01:00 | 20101952,2 | 19,219 | 2310,91 | 977,98 | 74,13 |
| | | 01:30 | 20132715,5 | 19,248 | 2314,45 | 979,45 | 76,10 |
| | | 02:00 | 18720007,1 | 17,897 | 2152,04 | 910,71 | 74,43 |
| | | 02:30 | 20761461,8 | 19,849 | 2386,73 | 1010,04 | 76,06 |
| 3 | 1 | 09:30 | 18084411,9 | 17,290 | 2078,98 | 879,82 | 72,26 |
| | | 10:00 | 17847375,2 | 17,066 | 2051,73 | 868,42 | 73,22 |
| | | 10:30 | 18626567,7 | 17,808 | 2141,30 | 906,18 | 73,30 |
| | | 11:00 | 18415561,6 | 17,606 | 2117,04 | 895,90 | 73,79 |
| | 2 | 01:00 | 18722654,8 | 17,900 | 2152,35 | 910,86 | 75,06 |
| | | 01:30 | 20323529,6 | 19,431 | 2336,38 | 988,77 | 75,21 |
| | | 02:00 | 19008328,7 | 18,173 | 2185,19 | 924,75 | 73,92 |
| | | 02:30 | 19058504,7 | 18,221 | 2190,96 | 927,19 | 75,69 |
| 4 | 1 | 09:30 | 19245581,8 | 18,400 | 2212,46 | 936,30 | 73,96 |
| | | 10:00 | 19130367,2 | 18,290 | 2199,22 | 930,70 | 74,73 |
| | | 10:30 | 16966191,2 | 16,221 | 1950,43 | 825,42 | 72,36 |
| | | 11:00 | 19178518,5 | 18,336 | 2204,75 | 933,04 | 73,86 |
| | | 01:00 | 17466260,8 | 16,699 | 2007,91 | 849,74 | 72,30 |
| | | 01:30 | 17734268,2 | 16,955 | 2038,72 | 862,77 | 73,94 |

| | | | | | | | |
|---|---|-------|------------|--------|---------|--------|-------|
| | 2 | 02:00 | 16613063,2 | 15,883 | 1909,83 | 808,22 | 71,14 |
| | | 02:30 | 16356793,3 | 15,638 | 1880,37 | 795,75 | 71,02 |
| 5 | 1 | 09:30 | 16822277,2 | 16,083 | 1933,88 | 818,40 | 69,44 |
| | | 10:00 | 18606748,7 | 17,789 | 2139,02 | 905,21 | 74,02 |
| | | 10:30 | 19484060,3 | 18,628 | 2239,88 | 947,90 | 75,36 |
| | | 11:00 | 18697780,7 | 17,876 | 2149,49 | 909,64 | 73,34 |
| | 2 | 01:00 | 16497969,6 | 15,773 | 1896,60 | 802,63 | 70,97 |
| | | 01:30 | 16594182,4 | 15,865 | 1907,66 | 807,30 | 71,27 |
| | | 02:00 | 16635302,7 | 15,904 | 1912,39 | 809,29 | 71,53 |
| | | 02:30 | 16091985,6 | 15,385 | 1849,93 | 782,88 | 69,16 |

La Tabla 6.10 permite conocer a que cantidad de combustible equivale la energía que se pierde en la HRSG, el coste que generaría la adquisición de este y la cantidad de CO₂ que se emitiría por la combustión del mismo, además de conocer qué porcentaje de este le corresponde a la pérdida por gases de la TG a la salida de la HRSG.

La energía promedio total que se pierde en la HRSG es (18445918.2KJ/h), la cual equivale a consumir (499,44Nm³/día), lo que generaría un costo de (2120,53USD/día), además que la combustión de este generaría (897,39 Kg CO₂/día). Cabe aclarar que de todos estos valores el 73,7% corresponde a la energía que se pierde en los gases que salen de la HRSG, estos procedentes de la TG.

6.10 ANÁLISIS DE EFICIENCIA EMPLEANDO EL MÉTODO INDIRECTO

Aplicando la metodología para el cálculo de la eficiencia de la caldera HRSG por el método indirecto descrito en el capítulo 3 y desarrollado en el capítulo 5, es posible comparar los valores de la eficiencia de la HRSG para dos turnos durante los 20 días de estudio.

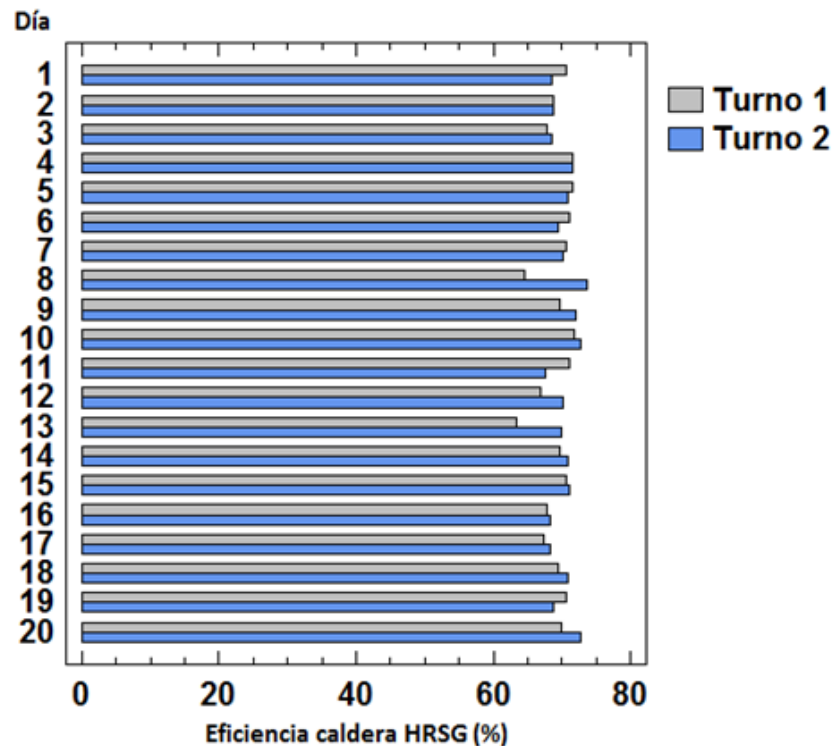
La siguiente tabla fue elaborada con los valores promedios de las mediciones realizadas en cada turno (durante dos hora se tomaban cuatro secciones de muestreo lo que nos permitió elaborar una base de datos de 160 muestra).

Tabla 16 Valores promedios para la eficiencia de la HRSG para los dos turnos evaluados.

| Día | Turno 1 | Turno 2 |
|-----|---------|---------|
| | % | % |
| 1 | 70,69 | 68,50 |
| 2 | 68,67 | 68,72 |
| 3 | 67,76 | 68,42 |
| 4 | 71,56 | 71,51 |

| | | |
|----|--------|-------|
| 5 | 71,67 | 70,91 |
| 6 | 71,07 | 69,53 |
| 7 | 70,62 | 70,24 |
| 8 | 64,44 | 73,65 |
| 9 | 69,74 | 72,06 |
| 10 | 71,72 | 72,83 |
| 11 | 71,14 | 67,52 |
| 12 | 66,80 | 70,15 |
| 13 | 63,33 | 69,99 |
| 14 | 69,73 | 70,79 |
| 15 | 70,70 | 71,19 |
| 16 | 67,79 | 68,19 |
| 17 | 67,23 | 68,16 |
| 18 | 69,35 | 70,80 |
| 19 | 70,64 | 68,75 |
| 20 | 70,017 | 72,74 |

Ilustración 66 Eficiencia de la HRSG método indirecto.



La Tabla 6.10 y el grafico 6.16 muestran los valores de la eficiencia de la HRSG promedios, por el método indirecto para cada turno durante los 20 días de estudio. Los valores de eficiencia en la mayoría de los casos, se mantiene estables debido

a que no se ve afectada por la generación de vapor. En el día 2 se puede observar que la variabilidad es prácticamente nula durante los dos turnos, en el cual la eficiencia se mantuvo alrededor del 68%. Otros casos similares se presentan durante los días 3, 4, 5, 15, 16, entre otros; donde la eficiencia varía muy poco manteniéndose en rangos muy estables.

Mientras que en los días 8 y 13, mostrados en la gráfica, la varianza entre los turnos es significativa permitiéndonos esto inferir que durante el turno 2 de estos dos días el flujo de gases procedentes de la Turbina se incrementó.

6.11 ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE EL AIRE REQUERIDO PARA REALIZAR LA COMBUSTIÓN EN EL QUEMADOR AUXILIAR DE LA HRSG Y LA CANTIDAD DE AIRE PRESENTE EN LOS GASES DE TG, Y EL COSTE INNECESARIO QUE REPRESENTA UTILIZAR EL VTF.

Este análisis permitirá determinar si es o no es necesario el empleo del VTF en la HRSG, y cuál sería el costo innecesario que se genera por el consumo de energía eléctrica de este equipo. Para esto es necesario inicialmente conocer la cantidad de aire que se requiere para la combustión en el quemador auxiliar y cuál es la cantidad de aire contenida en los gases de la TG.

Para estimar estos flujos de aire se procede de la siguiente manera. Para el caso del aire requerido para la combustión en el quemador auxiliar, debemos conocer y posteriormente multiplicar los siguientes parámetros, flujo de combustible que se va a incinerar, el coeficiente de exceso de aire y el aire teórico requerido para la combustión del gas natural, parámetros que ya han sido determinados en el capítulo 5. Para conocer la cantidad de aire que contienen los gases procedentes de la TG, realizamos el siguiente procedimiento, multiplicamos el flujo de gases de escape de la TG por, una constante que equivale a 0.0471 y el %O₂ presente en dichos gases.

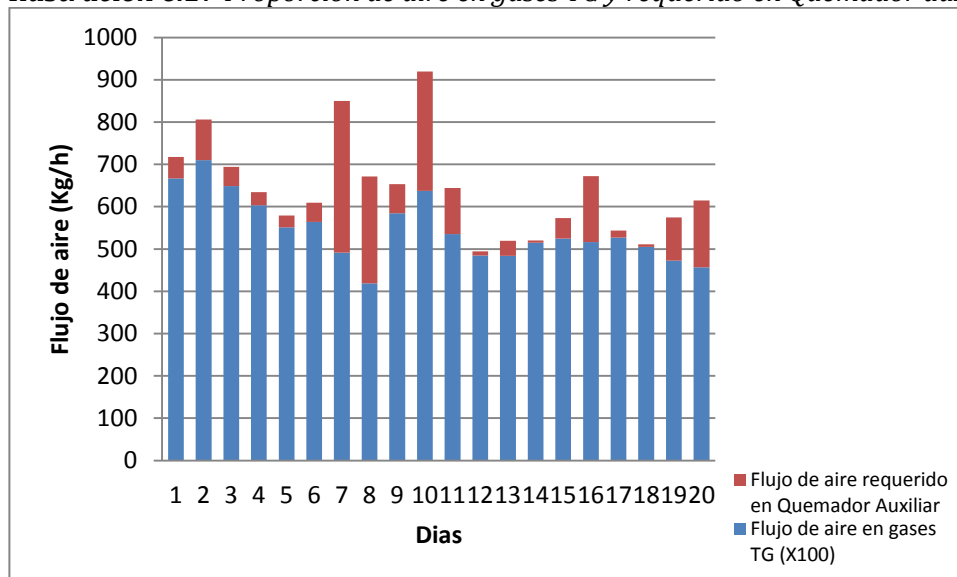
En las Tablas 6.12 podemos observar la cantidad de aire que circula en los gases procedentes de la combustión en la TG y quemador auxiliar en la HRSG, para los 20 días de estudio.

Tabla 6.12 Aire disponible en los gases de la TG y el requerido para la combustión en el quemador auxiliar.

| Día | Gases TG | Gases de Combustión auxiliar |
|-----|-----------|------------------------------|
| | Kg Aire/h | Kg Aire/h |
| 1 | 66695,492 | 50,256 |

| | | |
|----|------------|---------|
| 2 | 70968,1589 | 96,153 |
| 3 | 64854,946 | 45,212 |
| 4 | 60305,321 | 31,531 |
| 5 | 55092,821 | 28,054 |
| 6 | 56360,486 | 45,937 |
| 7 | 49107,973 | 358,467 |
| 8 | 41878,975 | 252,667 |
| 9 | 58441,914 | 68,917 |
| 10 | 63704,619 | 282,080 |
| 11 | 53531,774 | 108,600 |
| 12 | 48432,455 | 9,827 |
| 13 | 48363,7221 | 35,909 |
| 14 | 51467,634 | 5,669 |
| 15 | 52484,169 | 48,073 |
| 16 | 51657,496 | 155,908 |
| 17 | 52679,085 | 16,581 |
| 18 | 50507,185 | 5,584 |
| 19 | 47231,744 | 102,238 |
| 20 | 45616,60 | 158,298 |

Ilustración 6.17 Proporción de aire en gases TG y requerido en Quemador auxiliar.



En la Tabla 6.12 y la ilustración 6.17, es posible afirmar que el uso del VTF en la HRSG es innecesario, debido a que los gases de la TG contienen una cantidad de aire mucho mayor que la requerida para la combustión en el quemador auxiliar.

6.11.1 CONSUMO INNECESARIO DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR EL USO DEL VTF.

Para esto es necesario conocer el costo unitario que se tiene por concepto de generación de energía eléctrica en cada turno, como se presenta en la tabla 6.13, y conociendo que el costo del gas natural que se consume en la empresa es 5,01 USD/KPC.

Tabla 6.13 Costo unitario de la generación de energía eléctrica por hora.

| Día | Turno | Hora | Consumo GN TG KPC/h | Potencia generada Kw | Índice de consumo GN KPC/Kwh | Costo Unitario generación Kwh USD/Kwh |
|-----|-------|-------|------------------------|-------------------------|---------------------------------|--|
| 1 | 1 | 09:30 | 51,062 | 3718,75 | 0,01373115 | 0,06879 |
| | | 10:00 | 52,745 | 3920 | 0,01345556 | 0,06741 |
| | | 10:30 | 51,855 | 3963,75 | 0,01308243 | 0,06554 |
| | | 11:00 | 51,082 | 3736,25 | 0,01367219 | 0,06849 |
| | 2 | 01:00 | 51,633 | 3806,25 | 0,01356542 | 0,06796 |
| | | 01:30 | 52,187 | 3955 | 0,01319537 | 0,06610 |
| | | 02:00 | 51,705 | 3823,75 | 0,01352222 | 0,06774 |
| | | 02:30 | 51,388 | 3920 | 0,01310936 | 0,06567 |
| 2 | 1 | 09:30 | 49,605 | 3710 | 0,01337081 | 0,06698 |
| | | 10:00 | 51,311 | 3579,75 | 0,01433375 | 0,07181 |
| | | 10:30 | 53,576 | 3838,75 | 0,01395682 | 0,06992 |
| | | 11:00 | 54,612 | 4033 | 0,01354138 | 0,06784 |
| | 2 | 01:00 | 54,311 | 3894,25 | 0,01394664 | 0,06987 |
| | | 01:30 | 48,924 | 3413,25 | 0,01433375 | 0,07181 |
| | | 02:00 | 48,063 | 3524,25 | 0,01363804 | 0,06832 |
| | | 02:30 | 52,307 | 3589 | 0,01457429 | 0,07301 |
| 3 | 1 | 09:30 | 43,436 | 2886 | 0,01505072 | 0,07540 |
| | | 10:00 | 47,486 | 3293 | 0,0144203 | 0,07224 |
| | | 10:30 | 48,820 | 3348,5 | 0,01457985 | 0,07304 |
| | | 11:00 | 50,866 | 3635,25 | 0,0139926 | 0,07010 |
| | 2 | 01:00 | 50,165 | 3598,25 | 0,01394155 | 0,06984 |
| | | 01:30 | 51,588 | 3726 | 0,01384557 | 0,06936 |
| | | 02:00 | 51,650 | 3744 | 0,01379559 | 0,06911 |
| | | 02:30 | 51,643 | 3807 | 0,01356542 | 0,06796 |
| 4 | 1 | 09:30 | 50,783 | 3717 | 0,01366242 | 0,06844 |
| | | 10:00 | 50,384 | 3383,25 | 0,01489236 | 0,07461 |
| | | 10:30 | 47,125 | 3120 | 0,01510426 | 0,07567 |
| | | 11:00 | 47,891 | 3276 | 0,01461889 | 0,07324 |
| | | 01:00 | 46,849 | 3100,5 | 0,01511023 | 0,07570 |
| | | 01:30 | 47,003 | 3061,5 | 0,01535307 | 0,07691 |

| | | | | | | |
|---|---|-------|--------|---------|------------|---------|
| | 2 | 02:00 | 51,635 | 3771,25 | 0,01369179 | 0,06859 |
| | | 02:30 | 50,552 | 3675 | 0,01375586 | 0,06891 |
| 5 | 1 | 09:30 | 49,198 | 3404 | 0,01445302 | 0,07240 |
| | | 10:00 | 51,535 | 3607,5 | 0,01428553 | 0,07157 |
| | | 10:30 | 53,959 | 2930 | 0,01841628 | 0,09226 |
| | | 11:00 | 50,273 | 3570,5 | 0,01408024 | 0,07054 |
| | 2 | 01:00 | 51,516 | 3727,5 | 0,01382054 | 0,06924 |
| | | 01:30 | 52,091 | 3885 | 0,01340835 | 0,06717 |
| | | 02:00 | 52,621 | 3902,5 | 0,01348405 | 0,06755 |
| | | 02:30 | 50,723 | 3710 | 0,01367219 | 0,06849 |

Ahora para determinar el consumo de energía eléctrica que se presenta por utilizar el VTF por hora, debemos realizar el producto de la potencia del motor del VTF, y el costo unitario por Kilovatio hora generado, el cual se encuentra en la tabla superior. Si la potencia del motor es de 148 Kw.

Tabla 6.14 Costo innecesario por el uso del VTF en la HRSG.

| Día | Turno | Hora | Costo Unitario generación Kwh USD/Kwh | Potencia Nominal del motor del VTF Kw | Consumo innecesario USD/h |
|-----|-------|-------|---|---|---------------------------------|
| 1 | 1 | 09:30 | 0,06879305 | 148 | 10,18 |
| | | 10:00 | 0,06741234 | 148 | 9,97 |
| | | 10:30 | 0,06554298 | 148 | 9,70 |
| | | 11:00 | 0,0684977 | 148 | 10,13 |
| | 2 | 01:00 | 0,06796275 | 148 | 10,05 |
| | | 01:30 | 0,06610879 | 148 | 9,78 |
| | | 02:00 | 0,0677463 | 148 | 10,02 |
| | | 02:30 | 0,06567789 | 148 | 9,72 |
| 2 | 1 | 09:30 | 0,06698777 | 148 | 9,91 |
| | | 10:00 | 0,0718121 | 148 | 10,62 |
| | | 10:30 | 0,06992369 | 148 | 10,34 |
| | | 11:00 | 0,06784233 | 148 | 10,04 |
| | 2 | 01:00 | 0,06987265 | 148 | 10,34 |
| | | 01:30 | 0,0718121 | 148 | 10,62 |
| | | 02:00 | 0,06832657 | 148 | 10,11 |
| | | 02:30 | 0,07301718 | 148 | 10,80 |
| 3 | 1 | 09:30 | 0,07540412 | 148 | 11,15 |
| | | 10:00 | 0,07224568 | 148 | 10,66 |
| | | 10:30 | 0,07304504 | 148 | 10,81 |
| | | 11:00 | 0,07010291 | 148 | 10,37 |

| | | | | | |
|---|---|-------|------------|-----|-------|
| | 2 | 01:00 | 0,06984716 | 148 | 10,33 |
| | | 01:30 | 0,06936633 | 148 | 10,26 |
| | | 02:00 | 0,06911591 | 148 | 10,22 |
| | | 02:30 | 0,06796275 | 148 | 10,05 |
| 4 | 1 | 09:30 | 0,06844872 | 148 | 10,13 |
| | | 10:00 | 0,0746107 | 148 | 11,04 |
| | | 10:30 | 0,07567236 | 148 | 11,19 |
| | | 11:00 | 0,07324065 | 148 | 10,83 |
| | 2 | 01:00 | 0,07570228 | 148 | 11,20 |
| | | 01:30 | 0,07691887 | 148 | 11,38 |
| | | 02:00 | 0,06859586 | 148 | 10,15 |
| | | 02:30 | 0,06891687 | 148 | 10,19 |
| 5 | 1 | 09:30 | 0,07240963 | 148 | 10,71 |
| | | 10:00 | 0,07157049 | 148 | 10,59 |
| | | 10:30 | 0,09226557 | 148 | 13,65 |
| | | 11:00 | 0,07054203 | 148 | 10,44 |
| | 2 | 01:00 | 0,06924089 | 148 | 10,24 |
| | | 01:30 | 0,06717581 | 148 | 9,94 |
| | | 02:00 | 0,06755507 | 148 | 9,998 |
| | | 02:30 | 0,0684977 | 148 | 10,13 |

6.12 ANÁLISIS DE AHORRO QUE SE PUEDE ALCANZAR SI SE REDUCE LA CANTIDAD DE TSD EN EL AGUA DE LA HRSG.

Al observar el anexo 4, y conociendo las condiciones de operación de nuestra caldera de estudio, encontramos que la cantidad de sólidos disueltos en el agua de la caldera se encuentra por encima de la permitida (3500ppm, medición actual y 3000ppm según anexo), generando esto pérdidas térmicas y económicas. Para estimar cual sería la cantidad de energía que se está perdiendo en las purgas adicionales por el exceso de TDS, debemos aplicar la siguiente ecuación para las dos condiciones, condición actual y condición de diseño:

$$\dot{m}_{purg.} = \frac{TSD \text{ de } H_2O \text{ alimentar}}{TSD \text{ de } H_2O \text{ Caldera} - TSD \text{ de } H_2O \text{ alimentar}}$$

Tabla 6.15 Cantidad de agua y energía que se pierde con las purgas innecesarias realizadas por el exceso de TDS en el agua de la HRSG.

| Día | Turno | Hora | Purgas inne. | Gasto agua equi. | P.Energía | GN Equiv. | \$ Equiv. | CO2 Equiv. |
|-----|-------|-------|--------------|----------------------|-----------|----------------------|-----------|------------|
| | | | Kg/h | Nm ³ /día | KJ/h | Nm ³ /día | USD/día | Kg/día |
| 1 | 1 | 09:30 | 155,59 | 3,777 | 116764,7 | 75,88 | 13,42 | 136,34 |
| | | 10:00 | 159,65 | 3,876 | 120015,2 | 77,99 | 13,80 | 140,13 |
| | | 10:30 | 152,88 | 3,711 | 114823,1 | 74,62 | 13,20 | 134,07 |
| | | 11:00 | 154,01 | 3,739 | 115964,8 | 75,36 | 13,33 | 135,41 |
| | 2 | 01:00 | 170,12 | 4,130 | 127684,2 | 82,97 | 14,68 | 149,09 |
| | | 01:30 | 165,32 | 4,014 | 124300,4 | 80,77 | 14,29 | 145,14 |
| | | 02:00 | 164,23 | 3,987 | 123097,8 | 79,99 | 14,15 | 143,73 |
| | | 02:30 | 164,23 | 3,987 | 123208,0 | 80,06 | 14,16 | 143,86 |
| 2 | 1 | 09:30 | 163,54 | 3,970 | 122556,4 | 79,64 | 14,09 | 143,10 |
| | | 10:00 | 164,00 | 3,981 | 123062,4 | 79,97 | 14,15 | 143,69 |
| | | 10:30 | 164,00 | 3,981 | 123060,0 | 79,97 | 14,15 | 143,69 |
| | | 11:00 | 168,51 | 4,091 | 126638,0 | 82,29 | 14,56 | 147,87 |
| | 2 | 01:00 | 199,31 | 4,839 | 149921,5 | 97,42 | 17,23 | 175,05 |
| | | 01:30 | 190,65 | 4,628 | 143341,2 | 93,15 | 16,48 | 167,37 |
| | | 02:00 | 167,61 | 4,069 | 126017,6 | 81,89 | 14,49 | 147,14 |
| | | 02:30 | 167,61 | 4,069 | 125876,0 | 81,80 | 14,47 | 146,98 |
| 3 | 1 | 09:30 | 190,65 | 4,628 | 143339,5 | 93,15 | 16,48 | 167,37 |
| | | 10:00 | 167,61 | 4,069 | 125876,0 | 81,80 | 14,47 | 146,98 |
| | | 10:30 | 157,12 | 3,814 | 117999,9 | 76,68 | 13,57 | 137,78 |
| | | 11:00 | 160,14 | 3,888 | 120424,5 | 78,26 | 13,84 | 140,61 |
| | 2 | 01:00 | 164,32 | 3,989 | 123596,3 | 80,32 | 14,21 | 144,32 |
| | | 01:30 | 156,35 | 3,796 | 117469,4 | 76,34 | 13,50 | 137,16 |
| | | 02:00 | 167,93 | 4,077 | 126284,1 | 82,06 | 14,52 | 147,45 |
| | | 02:30 | 164,56 | 3,995 | 123778,3 | 80,44 | 14,23 | 144,53 |
| 4 | 1 | 09:30 | 163,75 | 3,975 | 123171,6 | 80,04 | 14,16 | 143,82 |
| | | 10:00 | 163,66 | 3,973 | 122941,9 | 79,89 | 14,13 | 143,55 |
| | | 10:30 | 163,99 | 3,981 | 123080,2 | 79,98 | 14,15 | 143,71 |
| | | 11:00 | 157,08 | 3,813 | 117714,6 | 76,49 | 13,53 | 137,45 |
| | 2 | 01:00 | 169,30 | 4,110 | 127041,5 | 82,56 | 14,60 | 148,34 |
| | | 01:30 | 165,65 | 4,022 | 124194,6 | 80,71 | 14,28 | 145,01 |
| | | 02:00 | 166,85 | 4,051 | 125144,3 | 81,32 | 14,39 | 146,12 |
| | | 02:30 | 161,79 | 3,928 | 121506,8 | 78,96 | 13,97 | 141,88 |
| 5 | 1 | 09:30 | 161,93 | 3,931 | 121533,4 | 78,98 | 13,97 | 141,91 |
| | | 10:00 | 134,72 | 3,271 | 101169,8 | 65,74 | 11,63 | 118,13 |
| | | 10:30 | 126,15 | 3,063 | 94601,4 | 61,48 | 10,88 | 110,46 |
| | | 11:00 | 166,94 | 4,053 | 125375,3 | 81,47 | 14,41 | 146,39 |
| | 2 | 01:00 | 161,23 | 3,914 | 120887,8 | 78,56 | 13,90 | 141,15 |
| | | 01:30 | 158,24 | 3,842 | 118660,2 | 77,11 | 13,64 | 138,55 |

| | | | | | | | | |
|--|---|-------|--------|-------|----------|-------|-------|--------|
| | 2 | 02:00 | 167,28 | 4,061 | 125494,9 | 81,55 | 14,43 | 146,53 |
| | | 02:30 | 198,21 | 4,812 | 148842,4 | 96,72 | 17,11 | 173,79 |

En la Tabla 6.15 podemos observar la cantidad de agua que es extraída innecesariamente, por la cantidad de sólidos disueltos en el agua de la misma, que supera la cantidad recomendada (500ppm), por el anexo 4, lo que permite inferir que si se reduce la cantidad de sólidos disueltos a la recomendada por el Anexo 4 (3000ppm de TDS), se puede ahorrar un promedio de $(3,998 \text{ m}^3 \text{H}_2\text{O} / \text{dia} \approx 1439,146 \text{ m}^3 \text{H}_2\text{O} / \text{año})$, si la presión de operación de la caldera es 7bar encontramos que la entalpia de las purgas será de (752 KJ/Kg) , y a partir de esto se estima la cantidad de energía promedio que se pierde, la cual es de $(123661,5 \text{ KJ/h} \approx 44518140 \text{ KJ/año})$, que al dividirlo por el LHV del GN, es posible estimar la cantidad de GN equivalente a dicha energía perdida, $(80,36 \text{ Nm}^3 \text{GN/h} \approx 1021,52 \text{ Nm}^3 \text{GN/año})$, y la cantidad de dinero equivalente para la compra de esta cantidad de combustible será, $(14,22 \frac{\text{USD}}{\text{h}} \approx 5117,59 \frac{\text{USD}}{\text{año}})$, además esta cantidad de GN al incinerarlo emitiría $(144,39 \text{ KgCO}_2 / \text{h} \approx 59181,11 \text{ KgCO}_2 / \text{año})$.

6.12 IDENTIFICACIÓN DE FOCOS DE INEFICIENCIAS

Con el análisis realizado preliminarmente en este capítulo podemos identificar cuáles son los principales focos de ineficiencia que podemos encontrar en la HRSG y cuáles serían las medidas que la dirección técnica debería tomar para reducir al máximo estas pérdidas, lo que permitirá aumentar la eficiencia de la misma.

Los principales inconvenientes u focos de ineficiencia identificados en la central de cogeneración N⁰¹ de la empresa BIOFILM y en especial en la HRSG la cual es nuestro objeto de estudio son los siguientes.

- El primer aspecto a resaltar y que es motivo de ineficiencia es la falta de un sistema adecuado de monitoreo en línea (o SCADA, “*Supervisory Control and Data Acquisition*”), de los procesos de generación de energía eléctrica y térmica, y de algunos instrumentos de medición como es el caso de los medidores de flujo de gases de escape, Analizador de gases de escape entre otros. Esto nos permite inferir que la planta actualmente está dirigida a abastecer la demanda eléctrica y térmica de proceso, y no a la eficiencia, proporcionando esto muchas incertidumbres a la hora de conocer cuál es el comportamiento de la planta.
- Continuando con la identificación de los principales focos de ineficiencia y para esto apoyando en los cálculos realizados en el capítulo 5; el análisis

realizado en el presente capítulo sección 6.9 y la Ilustración 6.15, es posible afirmar que un foco importante de pérdida de energía y por ende causante de ineficiencia son las pérdidas generales en la Caldera, desperdiciándose una cantidad de energía promedio equivalente a ($295314361,9 \text{ KJ/día}$ y $1,0631 \times 10^{11} \text{ KJ/año}$), que correspondería a ($7994,13 \text{ m}^3/\text{día}$, y $2877984 \text{ m}^3/\text{año}$) de combustible, generando esto pérdidas económicas promedio de ($1414,21 \text{ USD/día}$ y $509115,6 \text{ USD/año}$), correspondiendo el 74% de estas pérdidas a las generadas por los gases de escape de la TG.

- Basando en el análisis realizado en el presente capítulo sección 6.11, es posible afirmar que otro foco de ineficiencia que se encuentra en la HRSG, es el consumo eléctrico innecesario por parte del VTF, y que genera pérdidas económicas promedio de ($10,45 \text{ USD/h}$), que al cabo de un año representaría ($90334,84 \text{ USD/año}$).
- Al observar que el contenido de sólidos en suspensión en el agua de la caldera es 500 veces superior al recomendado por los constructores de calderas, para las condiciones de operación a la que opera está (ver Anexo 4.), se identificó que se está realizando una cantidad de purgas innecesarias que corresponden al orden de ($164,4 \text{ Kg H}_2\text{O/h}$), la cual representa un promedio de ($123661,5 \text{ KJ/h} \approx 44518140 \text{ KJ/año}$), construyéndose de esta manera en un foco de ineficiencia representativo, que al igual que en los demás caso es necesario corregir.

En la siguiente tabla se presentan la cantidad de energía perdida y su equivalente en costos, consumo de combustible y emisiones de CO_2 , que se pueden ahorrar (parcialmente o totalmente), si se implementan las recomendaciones previas para cada caso.

Tabla 17 Cantidad de energía y dinero que se están perdiendo en la generación de vapor.

| Cuantificación de pérdidas en HRSG | | | | |
|------------------------------------|-----------------------------|------------------------------|-------------------|--|
| Perdidas promedio | Cantidad de energía perdida | Equivalente en GN | Equivalente en \$ | Equivalente en emisiones CO_2 |
| | KJ/h | $\text{Nm}^3 \text{ GN/Año}$ | USD/año | Kg $\text{CO}_2/\text{año}$ |
| Total pérdidas (R,C,P y G) | 188445918,2 | 6346.8 | 763390,8 | 143060,4 |
| Uso innecesario de VTF | | | 90285,41 | |

| | | | | |
|---------------------------|-------------|---------|-----------|-----------|
| Por purgas innecesarias | 123661,5 | 1021,52 | 5117,59 | 59181,11 |
| Potencial de ahorro total | 188569579,7 | 7368,32 | 7758793,8 | 202241,51 |

6.14 PROPUESTAS DE MEDIDAS DE AHORRO.

Después de haber realizado el análisis estadístico, y descriptivos de los principales indicadores energéticos de la HRSG e identificar los principales focos de ineficiencia y potenciales de ahorros, fue posible realizar las siguientes recomendaciones que si son implementadas por parte de la empresa en este caso Biofilm, podrá alcanzar un ahorro del 1,54% de las perdidas actuales, que correspondería a (119226,48 USD/año). Estas medidas son las siguientes:

- La adquisición e instalación de un sistema SCADA , Hablamos de una aplicación software diseñada principalmente para ser instalada en ordenadores encargados de supervisar el control de producción, gestionar las alarmas producidas, así como tratamiento de datos, proporcionando comunicación con los dispositivos del proceso (controladores, PLC`s, etc.) y controlando el proceso de forma automática desde la pantalla del ordenador.

La comunicación entre los distintos elementos involucrados en el sistema, se debe realizar mediante buses especiales o redes LAN. Todo este proceso se efectúa, normalmente, en tiempo real, y están diseñados para dar al operador de planta la posibilidad de supervisar y controlar dichos procesos.

Estos bloque Software que permiten las actividades de adquisición, supervisión y control son los siguientes.

Configuración: permite al usuario definir el entorno de trabajo de su SCADA, adaptándolo a la aplicación particular que se desea desarrollar.

Interfaz gráfico del operador: proporciona las funciones de control y supervisión de la planta al operador. El proceso se representa mediante sinópticos gráficos almacenados en el ordenador de proceso y generados desde el editor incorporado en el SCADA o importados desde otra aplicación durante la configuración del paquete.

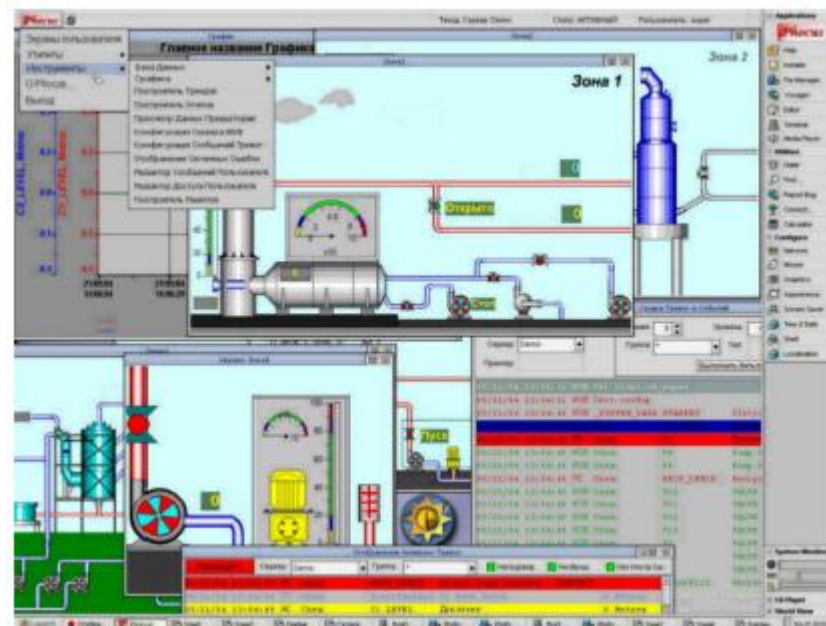
Módulo de proceso: ejecuta las acciones de mando pre programadas a partir de los valores actuales de variables leídas.

Gestión y archivo de datos: se encarga del almacenamiento y procesado ordenado de los datos, de forma que otra aplicación o dispositivo pueda tener acceso a ellos.

Comunicaciones: se encarga de la transferencia de información entre la planta y la arquitectura hardware que soporta el SCADA, y entre ésta y el resto de elementos informáticos de gestión.

Un ejemplo de cómo sería un sistema SCADA es el mostrado a continuación:

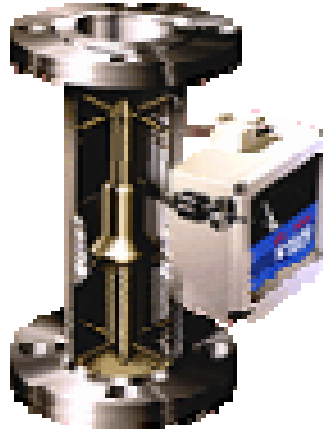
Ilustración 67 Ejemplo de un sistema SCADA.



Fuente [SISTEMA DE CONTROL DE PLANTA DE COGENERACIÓN]

- Compra e instalación de los diferentes equipos de control que hacen falta (en este caso son medidores de flujo de agua alimentar, de gases de escape y analizador de los mismos). Para esto recomendamos instalar el siguiente medidor de flujo de líquidos y/o gases y Analizador de gases de combustión:

Ilustración 68 Rotámetro metálico para grandes caudales (líquidos, gases y vapor).



Características técnicas

Instalación: rosca o brida ½" a 4".

Rango: 25 a 10.000 l/h agua; 0.84 a 1510 m³/h aire.

Exactitud ±1% y ±2% fondo de escala.

Construcción Cuerpo y Flotante: Inox, Hastelloy, Titanio; Sellos: Vitón.

Apto de - 40 a 215 °C. Y 100 bares.

Opciones:

1- Provisto de válvula reguladora y Alarma

2- Salida proporcional 4-20 mA

3- Apto Zona Ex

4- Transmisores con Protocolo Hart programables mediante control remoto, con o sin Alarmas y Salida de pulsos para

Totalizar

5- Para fluidos corrosivos o criogénicos apto -20 a 315°C y 400 bares con Alarma y Transmisor opcional.

Ilustración 69 Analizador de combustión, gas ambiente y emisiones (IP65, RS485 I FGA II).



Ilustración 70 Características físicas y monitoreo del analizador.



Fuente [<http://www.landinst.com/products/>]

Es un equipo de Tecnología avanzada de CEM, permitiendo esto que las medidas sean realizadas con una alta exactitud y una alta confiabilidad, además permite esto satisfacer los requisitos reguladores de hoy.

Se pueden realizar El monitoreo continuo de las emisiones de FGAI, ya que este equipo utiliza la tecnología de sensor dual avanzada (ADST), lo que permite medir componentes específicos del humo.

Características principales

Sistema totalmente integrado

Hasta 7 gases en un analizador compacto

Amplio rango de medición, De 0 a 10 ppm hasta 0 - 50.000 ppm

Capacidad de diagnóstico remoto

Construido en hardware y software para el diagnóstico remoto y la configuración del sistema

Ampliamente aceptada, el rendimiento de la certificación

Cumple con los últimos estándares de control

Fácil instalación y mantenimiento

No requiere conocimientos especializados o la formación, todo el mantenimiento llevado a cabo en el lugar

La más alta medición del desempeño

ADST ultra-bajo tecnología de medición de la deriva

Medida total de NO_x (NO + NO₂)

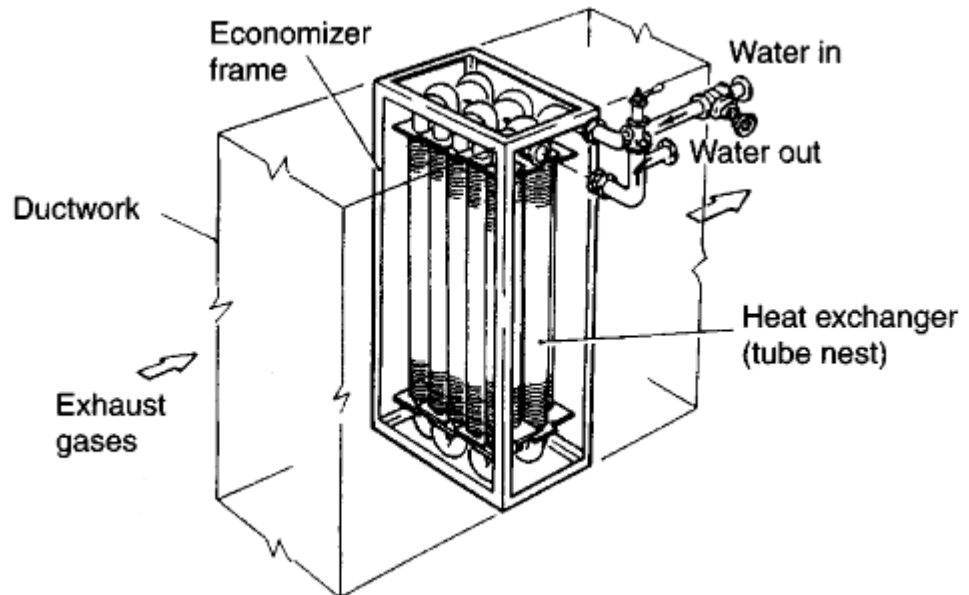
Sensores separados para el verdadero control de NO_x

Registrar y almacenar datos sobre las emisiones vitales

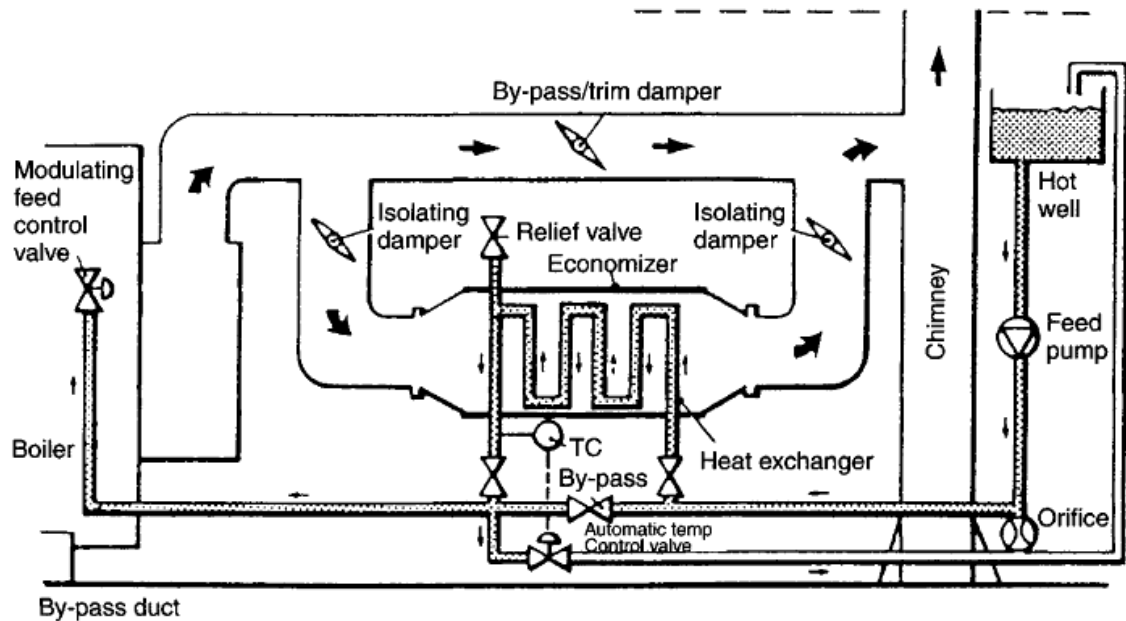
Interna función de registro de datos

- La instalación de un calentador o economizador en la chimenea que permita aprovechar parte de la energía que poseen los gases de escape. para precalentar el agua de alimentación la cual ingresa a la caldera a una temperatura promedio de (74,2 °C).

Al realizar el cálculo de esta propuesta en el capítulo 5, sección 5.12 y 5.13, se pudo determinar que al instalar un intercambiador de calor en la chimenea de la caldera que permita llevar la temperatura del agua de alimentación de (74,2 hasta 95 °C), permitiría ahorra una cantidad de energía del orden de los 575647,73 KJ/h. el intercambiador requerido para esta aplicación según los cálculos previos realizados debe tener las siguientes características, debe ser un Intercambiador abierto con tubos en la dirección del fluido (ver Ilus.6.22), material de acero inoxidable 316, y un área de intercambio de calor mínima de 37,97 m² y máxima de 196,77m². El cual generaría un costo de 57286,48 USD.

Ilustración 71 Intercambiador de calor.

Fuente [Economizadores industriales]

Ilustración 6.22 Instalación típica

- Instalar una extracción en el conducto que conecta la TG con la HRSG, el cual estará destinado a suplir la demanda de aire del proceso de combustión del quemador auxiliar.

Esta debe tener las siguientes características: Acero Inoxidable - AISI 316 Tubo, Dimensiones: 1 m, Diámetro exterior: 127 mm, Espesor de pared: 2 mm, Diámetro interior: 123 mm, Temple: Recocido. De dos pases. Costo 445 USD

- Reducir los niveles de TSD en el agua de la HRSG, con el fin de evitar purgas innecesarias, que conlleven a una pérdida de energía más alta de la permisible.
El costo para tratar el agua es de 0,001USD/Lt, y para tratar 4014 Lt/día, generaría un costo anual de 1445,04 USD.

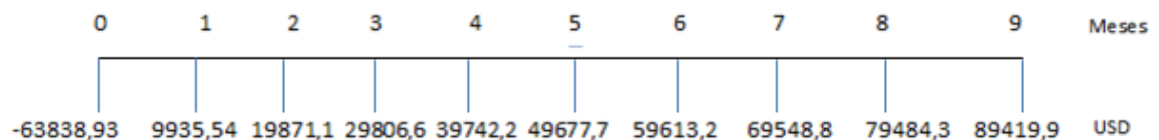
En la siguiente tabla se encuentra la descripción del coste generado por la implementación de estas medidas.

Tabla 18 Coste de inversión.

| MEDIDA O EQUIPO | COSTE EN USD |
|-------------------------|-----------------|
| SCADA | 650 |
| INSTRUMENTOS | 4012,43 |
| INTERCAMBIADOR DE CALOR | 57286,46 |
| EXTRACCIÓN | 445 |
| DISMINUCIÓN DE TSD | 1445,04 |
| TOTAL INVERSIÓN | 63838,93 |

Para conocer el tiempo de retorno de la inversión procedemos de la siguiente manera:

Conociendo que el ahorro obtenido mensualmente por implementar las medidas anteriormente planteada es de 9935,54 USD/mes. Y según el esquema presentado abajo podemos observar que al cabo de 7 meses se tendría el retorno de la inversión.



6.15 CONCLUSIONES

- a. Con la reestructuración de la metodología que se encuentra en la norma ASME PTC 4.4, se calcularon los principales indicadores de la HRSG, empleando el método directo e indirecto, los cuales permitieron evaluar el comportamiento de las mismas. Permitiendo esto identificar los principales focos de ineficiencia que en este caso son los siguientes; Con un 74% de las pérdidas totales de la HRSG (en este caso Radiación, Convección, Purgas y Gases de escape), los gases de escape procedentes de la TG, representa el foco de ineficiencia más representativo, además fue posible identificar luego de hacer el análisis comparativo de la cantidad de aire que contienen los gases de escape de la TG y el requerido para la combustión suplementaria que se está realizando un gasto innecesario de energía eléctrica por el uso inadecuado del VTF en la HRSG, generando esto gastos por concepto de consumo eléctrico de 7523,78 USD/mes. Y por último y no menos importante hace falta un sistema de supervisión Online, y algunos equipos, que no permite tener un control adecuado del proceso.
- b. A partir del análisis estadístico y descriptivo realizado a los principales indicadores de la HRSG, e identificar el potencial de ahorro que en este caso es de 7758793,8 USD/año, y los diferentes focos de ineficiencia que generan estas pérdidas, se determinaron una serie de propuestas de medidas de ahorro, las cuales permitirán hacer un uso racional y eficiente de los energéticos consumidos y generados (CN, electricidad y Vapor), estas medidas son las siguientes; Instalar un economizador a la salida de los gases en la HRSG, con el fin de aprovechar parte de la energía que estos poseen, para elevar la temperatura del agua de alimentación, instalar una extracción que permita satisfacer la demanda de aire del quemador auxiliar con el aire que contienen los gases de escape de la TG, reducir los niveles de TSD en el agua de la HRSG hasta los niveles recomendados y por último realizar la implementación de un sistema SCADA, e instrumentos de medición faltantes.
- c. Luego de haber identificado el potencial de ahorro, y seleccionado las medidas correspondientes, se realizó la evaluación de cuanto sería el ahorro alcanzado por la implementación de dichas medidas, que en nuestro caso sería de 1,56% el potencial de ahorro identificado que correspondería a ahorrar 119226,48 USD/año. Requiriendo estas medidas una inversión de 63838,93 USD, la cual sería recuperada al cabo de 7 meses de haber realizado la implementación.

- d. En general para aumentar la eficiencia de un generador de vapor y hacer un uso eficiente de la energía se deben seguir las recomendaciones que se encuentran en el anexo 6, Y la norma ISO 50001, la cual brinda todas las herramientas técnicas necesarias para la implementación de un sistema de uso eficiente de la energía.

BIBLIOGRAFÍA**Artículos científicos y tecnológicos, revistas arbitradas y otras publicaciones.**

- [1]. H. RUDNICK, R. MORENO, H. TAPIA, C. TORRES. Abastecimiento de Gas Natural. Pontificia Universidad Católica de Chile. Chile. 2007.
- [2]. A. OLIVILLA, F.X. de LAS HERAS. Estudi del Sofre en Combustibles Fòssils. Universidad Politècnica de Catalunya. España. 2000.
- [3]. C. COSKUN, Z. OKTAY. N. ILTEN. A New Approach for Simplifying the Calculation of Flue Gas Specific Heat and Specific Exergy Value Depending on Fuel Composition. Balikesir University. Turkey. 2009.
- [4]. J. ROCA, S. FERNÁNDEZ. Agotamiento De Los Combustibles Fósiles Y Emisiones De CO₂: Algunos Posibles Escenarios Futuros De Emisiones. Universidad de Barcelona. España. 2008.
- [5]. H. COPETE, S. SÁNCHEZ. An Approach to Optimal Control of the Combustion System in a Reverberatory Furnace. Instituto Tecnológico Metropolitano. 2008.
- [6]. M. LOZANO, J. RAMOS. Análisis Energético y Económico de Sistemas Simples de Cogeneración. Universidad de Zaragoza. España. 2007.
- [7]. M. FALS. L. DE MOLA. Análisis Exergoeconómico de la Planta de Cogeneración de la Empresa Azucarera "Carlos Manuel de Céspedes". Universidad de Camagüey. España. 2010.
- [8]. O. NÚÑEZ, L. RUIZ, G. TORREZ, R. PARUAS, A. ALMARALES. Análisis Teórico de las Calderas Bagaceras Retal CV-45-18 Cuando Trabajan con Petróleo Cubano Emulsionado. Cuba. 2005.
- [9]. Aporte Potencial de Energías Renovables No Convencionales y Eficiencia Energética a la Matriz Eléctrica. Universidad de Chile - Universidad Técnica Federico Sata María. Chile. 2008.
- [10]. O. GUTIÉRREZ, Y. ESQUERRA, O. PERERA, V. CLARA, R. ESPINOSA. Auditoria Energética en un Ingenio Azucarero para Incrementar su Eficiencia Energética y Cogeneración. 2001.
- [11]. S. GARCÍA. Averías Habituales en Plantas de Generación Eléctrica Vol. 2: Averías en Turbinas de Gas. Ed. RENOVETEC. 2010.
- [12]. H. ARAGÓN. Calidad de los Combustibles en Colombia. Universidad de los Andes. 2009.
- [13]. C. MEDINA. Central Virtual de Energía Eólica y Cogeneración. Labien-Teacnalía. 2007.
- [14]. J. FERNÁNDEZ. Ciclo Brayton Turbina a Gas. Universidad Tecnológica Nacional. Argentina. 2009.
- [15]. J. LAINE. Ciento Cincuenta años de combustión de hidrocarburos fósiles: las alternativas emergentes. Universidad EAFIT. Colombia. 2009.
- [16]. Grupo de Gestión Eficiente de Energía KAI y Grupo de Investigación en Energías GIEN. Cogeneración. Universidad del atlántico y la Universidad Autónoma de Occidente. Colombia. 2005.

- [17]. M. FERNÁNDEZ, C. ESTÉBANEZ, A. ORTIZ, S. PÉREZ, I. FERNÁNDEZ, M. MAÑANA. Cogeneración Mediante Recuperación Energética de Calor de Gases. Universidad de Cantabria. España. 2010.
- [18]. J. CABRERA, J. BARROSO y H. PÉREZ. Consideraciones sobre una cámara de Combustión Experimental de 400 kW. Universidad de Matanza. Cuba. 2000.
- [19]. E. RUBIN, C. CHEN, A. RAO. Cost and Performance of Fossil Fuel Power Plants with CO₂ Capture and Storage. Carnegie Mellon University. 2007.
- [20]. G. ALARCÓN. Crecimiento Económico y Emisiones de CO₂ por Combustión de Energéticos en México 2005-2030. México 2005.
- [21]. F. SOTO, J. SILVA, A. SANTOS, A. SANCHES. Cuantificación de Especies Químicas y Propiedades Termodinámicas de los Gases para el Cálculo de su Temperatura en el Interior de la Cámara de Combustión en MCI. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. 2003.
- [22]. R. FERNÁNDEZ. Desarrollo de un Simulador de Calderas en MATLAB-Simulink. Universidad de Montevideo. Uruguay. 2009.
- [23]. B. SARRIA, N. ARZOLAS, A. TOLEDO. Disminución del Impacto Ambiental por la Aplicación de la Combustión Dual de Fuel-Oil y Meollo en las Calderas de los Ingenios Azucareros. Universidad de Cienfuegos. Cuba. 1999.
- [24]. M. PIA, Efectos de los Gases Producto de la Combustión en los Generadores de Vapor. 2004.
- [25]. A. AMELL, E. GIL, R. MAYA. Herramientas para el Uso Eficiente del Gas: Diagramas de Eficiencia Térmica. Universidad de Antioquia. Colombia. 1999.
- [26]. Eficiencia en Calderas y Combustión. Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. México. 2007.
- [27]. F. BULLON. El Mundo Ante el Cenit del Petróleo. Asociación para el Estudio de los Recursos Energéticos. 2006.
- [28]. A. RUBIO, P. ROQUE. Estado del Arte en la Cogeneración de Electricidad en la Industria de la Caña de Azúcar. Instituto Cubano de Investigación Azucarera. Cuba, 2006.
- [29]. R. VIZCO, J. LANDA. Estimadores Cuantitativos de la Emisión de Contaminantes Atmosféricos por Combustión del Petróleo Crudo y su Efecto Económico. 2004.
- [30]. H. PÉREZ, R. HERNÁNDEZ, O. ROMERO. Estudio Energético para el Desarrollo de una Planta de Cogeneración en la Industria Azucarera. Sede Universitaria Sancti Spiritus. Cuba. 2002.
- [31]. J. GUALLAR, A. VALERO. Estudio Termoeconómico de una Planta Simple de Cogeneración. Universidad de Zaragoza. España. 2002.
- [32]. J. ACEVEDO, Y. PÉREZ, V. KAFAROV. Evaluación de Procesos de Cogeneración para el Aumento de la Eficiencia Energética en la Producción de Bioetanol Combustible en la Industria Azucarera Colombiana. Universidad Industrial de Santander. Colombia. 2009.
- [33]. A. CONCHA, A. ANDALRAFT, O. FARIAS. Gasificación de Carbón para Generación de Energía Eléctrica: Análisis con Valoración de Opciones Reales. Universidad de Concepción. Chile. 2008.
- [34]. J. BLANCO, F. PEÑA. Incremento de la Eficiencia en Céntricas Termoeléctricas por Aprovechamiento de los Gases de Combustión. Escuela técnica Superior de Ingeniería. España. 2011.

- [35]. I. VERGARA. La Novia Oscura o la Historia en Combustión. George Washington University, USA. 2000.
- [36]. P. PEÑA. La Turbina a Gas, más que una Alternativa. Escuela Superior Politécnica del Litoral. *Guayaquil. Ecuador*. 2006.
- [37]. P. RODRIGUEZ. Manual de Calculo Rápido para la Industria Azucarera. 1997.
- [38]. G. JARQUIN LOPEZ, G. POLUPAN, J. JIMÉNEZ, Y. PYSMENNY. Metodología de Cálculo de NOx en Generadores de vapor que queman gas natural. Instituto politécnico Nacional. México. 2011.
- [39]. W. TRIANA, J. GONZÁLEZ, J. ROMERO. Modelamiento Dinámico del Proceso de Gas - Turbina de Combustión en una Planta de Ciclo Combinado. Universidad del valle. Cali. Colombia. 2008.
- [40]. V. POLOCZEK, H. HERMSMEYER. Modern Gas Turbines with High Fuel Flexibility. Siemens AG, Energy Sector. Germany. 2008.
- [41]. O. ROMERO, J. RIOS, P. DOUGLAS, E. JESÚS. Optimización Anual de una Planta de Cogeneración con Bagazo. Centro de Estudios de Energía y Procesos Industriales. Cuba. 2004.
- [42]. G. LEÓN. Políticas Públicas para la Promoción de la Cogeneración Eléctrica en México. Problemas del desarrollo Revista latino americana de economía. Mexico. 2004.
- [43]. H. RODRIGUEZ, F. GONZALEZ. Portafolio Colombiano de Proyectos para el MDL-Sector Energético. Academia Colombiana de Ciencias. Colombia. 2000.
- [44]. A. DE LA ROZA, L. ZAMORA, B. SARRIA. Quemador de Doble Turbulizador Estático (QDTE): Una Tecnología para la Combustión de Biomasa en el Proceso de Secado Agroindustrial. Universidad de Granma. Cuba. 2007.
- [45]. R. LUGO, J. ZAMORA, M. SALAZAR, M. TOLEDO. Relaciones de Precisión Óptimas de los Ciclos Complejos de las Turbinas de Gas. México. 2009.
- [46]. J. CASTELLANOS, J. PUERTA, F. GONZÁLEZ. Remodelación para la Cogeneración de un Ingenio Azucarero de la Provincia de Cienfuegos. Universidad de Cienfuegos. Cuba. 2000.
- [47]. C. SALINAS, P. PACHECO. Simulación de un Ecurrimiento Reactivo al Interior de una Cámara de Combustión. Universidad de Tarapacá. Chile. 2007.
- [48]. C. CUVILLA. Trigeneración con Ciclo Combinado, Climatización y Desalación. Revista DYNA. 2008.
- [49]. G. VILLAFOR, G. MORALES, J. VELASCO. Variables Significativas del Proceso de Combustión del Gas Natural. Argentina. 2008.
- [50]. A. VALERO. Curso de doctorado Termoeconomía. 2001.
- [51]. ASOCIACIÓN DE PRODUCTORES DE ENERGÍAS RENOVABLES. Impactos Ambientales de la Producción de Electricidad. 2010

Libros.

- [52]. P. FERNANDEZ. Centrales Térmicas. 1ed. 2008.
- [53]. A. DOMINGO. Diseño de Equipos e Instalaciones. 1ed. 2006.
- [54]. M. BOYCE. Gas Turbine Engeneering Hendbook. 2ed. Gulf Profecional Publishing. 2001.
- [55]. Instituto Para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Eficiencia Energética y Energías Renovables. 8ed. 2006.
- [56]. Instituto Para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Eficiencia Energética y Energías Renovables. 7ed. 2005.
- [57]. J. MATTINGLY. Elements of Gas Turbine Propulsion. Hans Von Ohain. 1996.
- [58]. F. VANEK, L. ALBRINHT. Energy Systems Engineering: Evaluation y Implementation. The McGraw Hill. 2008.
- [59]. Guía de la Cogeneración. Comunidad de Madrid. 2008.
- [60]. P. SARATHI. Combustion Handbook Principles and Practice. Fossil Energy. 1999.
- [61]. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL INGENEERS (ASME PTC 22). (2005). Performance Test Codes Gas Turbine: New York, May 16.
- [62]. AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL INGENEERS (ASME PTC 4.4). (1981). Performance Test Codes Gas Turbine Heat Recovery Steam generators: New York, October 29.
- [63]. P. KIAMEH. Power Generation Handbook: Selection, Applications, Operation and Maintenance. McGraw Hill. 2002.
- [64]. S. LEYZERIVICH. Steam Turbine for Modern Fossil Fuel Power Plants. Fairmont Press. 2007.
- [65]. The Babcock and Wilcox Company. Steam Its Generation and Use. 41Ed. McDermott Company. 2006.
- [66]. A. SCHEGLIAIEV. Turbinas de Vapor. Parte 1. Mir MOSCU.
- [67]. T. G.HICRS. Estándar Handbook of Engineering Calculations 2Ed.McGRAW-HILL.2002.

Tesis de Referencia.

- [68]. D. CISNERO. Tesis de Master. Integración de la Cogeneración en el Mercado Eléctrico. Universidad Pontificia Comillas. Madrid. 2003.
- [69]. L. BERMÚDEZ. Tesis de Master. Método para el Control Operacional en Línea de la Generación de Electricidad en Turbogas: Caso BIOFILM S.A. Planta Cartagena. Universidad Tecnológica de Bolívar. Cartagena. 2010.
- [70]. J.BOSCH. Tesis de Master. Modelo Termoeconomico de una Central Térmica de Ciclo Combinado. Universidad Pontificia Bolivariana. Medellín. 2007.
- [71]. H. YRIGOGEN. Tesis Doctoral. Environmental Diagnosis Process Plants by Life Cycle Technique. Universital Roviral Virgili. 2009.
- [72]. J. BRUNO. Tesis Doctoral. Integració De Cicles D'absorció En Xarxes D'energia De Plantes De Procès. 2011.
- [73]. J. GONZALEZ. Tesis Doctoral. Manteniment Integral de Motors D`enceses per Compresión de Cogeneración Mitjancant L`anàlisi del Lubricant. Validació

- Experimental de Nous Paràmetres de Control. Universodad Politecnica de Catalunya. 2001.
- [74]. M. MARIMON. Tesis Doctoral. Modelización y Análisis Energético de Configuraciones de Trigeneracion en Edificios. Universitat Roviral Virgili. 2011.
- [75]. M. MOYA. Tesis Doctoral. Sistemas Avanzados de Microtrigeneración con Microturbinas de Gas y Enfriadoras por Absorción con Disipación por Aire. Universitat Roviral Virgili. 2011.
- [76]. J. MIRANDA, L. BENITEZ. Tesis de Pregrado. Calculo de la Eficiencia Energética del Generador de Vapor Recuperador de Calor (HRSG) de la Empresa BIOFILM S.A. Planta Cartagena. Universidad Tecnológica de Bolívar. 2010.
- [77]. L. CAICEDO, A. BENDECK. Tesis de Pregrado. Análisis de la Eficiencia Energética y Combustión en Calderas de Vapor de Tipo Piro-tubular. Universidad Tecnológica de Bolívar. 2008.
- [78]. GARRIDO JULIO, Wilmer Enrique. Tesis de Pregrado. Análisis termoenergético, económico y ambiental en una planta de cogeneración con turbina a gas, de la empresa abocol Cartagena. Universidad Tecnológica de Bolívar. 2011.

Páginas web.

- [79]. www.upme.gov.co/
- [80]. http://www.opec.org/opec_web/en/data_graphs/40.htm?selectedTab=annually
- [81]. www.biofilm.com.co/biofilm_es/
- [82]. <http://www.eltiempo.com/archivo/documento/MAM-342027>
- [83]. http://www.opex-energy.com/ciclos/calderas_hrsg.html
- [84]. <http://gerenciayenergia.blogspot.com/2007/09/emision-de-co2-en-sur-america-el-20-de.html>.
- [85]. <http://www.elespectador.com/impreso/vivir/articulo-298774-nace-el-primer-mercado-de-co2-colombia>

ANEXOS

Anexo 1 Tabla de conversiones.

| Tabla de conversiones | | |
|--|---------------------------------|-----------------|
| Para convertir | a | Multiplicar por |
| <u>Área</u> | | |
| Pie cuadrado (ft^2) | Metros cuadrados (m^2) | 0,09290 |
| Pulgadas cuadradas (in^2) | Milímetros cuadrados (ml^2) | 645,2 |
| Pulgadas cuadradas (in^2) | Metros cuadrados (m^2) | 0,0006452 |
| Yardas cuadradas (yd^2) | Metros cuadrados (m^2) | 0,8361 |
| <u>Volumen</u> | | |
| Pulgadas cubicas (in^3) | Metros cúbicos (m^3) | 0.00001639 |
| Pie cubico (ft^3) | Metros cúbicos (m^3) | 0,02832 |
| Yardas cubicas (yd^3) | Metros cúbicos (m^3) | 0,7646 |
| Galón (gal) | Litro (l) | 4,546 |
| Galón (gal) | Metros cúbicos (m^3) | 0,003785 |
| <u>Fuerza</u> | | |
| Kilopontio (Kip) | Kilogramo fuerza (Kgf) | 453,6 |
| Kilopontio (Kip) | Newton (N) | 4448 |
| Libra (lb) | Kilogramo fuerza (Kgf) | 0,4536 |
| Libra (lb) | Newton (N) | 4,448 |
| <u>Presión o Tensión</u> | | |
| Kilopontios/Pulgadas cuadradas ($\frac{Kip}{in^2}$) | Mega pascales (MPa) | 6,895 |
| Libra/Pie cuadrado ($\frac{lb}{ft^2}$) | | |

| | | |
|---|---|-------------|
| Libra/Pie cuadrado $\left(\frac{lb}{in^2}\right)$ | Kilopascal (KPa) | 0,04788 |
| Bares (bar) | Kilopascal (KPa) | 6,895 |
| Milímetros de Hg (mmHg) | Libra/Pie cuadrado $\left(\frac{lb}{in^2}\right)$ | 14.503 |
| Atmosfera técnica $\left(\frac{Kgf}{cm^2}\right)$ | Libra/Pie cuadrado $\left(\frac{lb}{in^2}\right)$ | 193367 |
| | Libra/Pie cuadrado $\left(\frac{lb}{in^2}\right)$ | 14,2233 |
| <u>Energía (Calor y Trabajo)</u> | | |
| Kilo joule (KJ) | Kilo watt pro hora (Kw h) | 0,0002777 |
| Kilo joule (KJ) | Hourse Power/hora (hp – h) | 0,00037506 |
| Kilo joule (KJ) | British (Btu) | 0,9478171 |
| British (Btu) | Kilo joule (KJ) | 1,0555056 |
| British (Btu) | Kilo watt pro hora (Kw h) | 0,000293071 |
| British (Btu) | Hourse Power/hora (hp – h) | 0,00039301 |
| Kilo watt pro hora (Kw h) | Kilo joule (KJ) | 3600 |
| Kilo watt pro hora (Kw h) | British (Btu) | 3412,1416 |
| Hourse Power/hora (hp – h) | Kilo joule (KJ) | 2684,5195 |
| Hourse Power/hora (hp – h) | British (Btu) | 2544,3346 |
| <u>Potencia</u> | | |
| Kilo watt (Kw) | British por hora $\left(\frac{Btu}{h}\right)$ | 3412,1416 |
| Kilo watt (Kw) | Horse Power (hp) | 1,3410221 |

| | | |
|---|---|--|
| Kilo watt (<i>Kw</i>) | Cavallos de vapor métricos (<i>Cv</i>) | 1,3596216 |
| British por hora (<i>Btu/h</i>) | Kilo watt (<i>Kw</i>) | 0,00029307 |
| British por hora (<i>Btu/h</i>) | Horse Power (<i>hp</i>) | 0,00039301 |
| British por hora (<i>Btu/h</i>) | Cavallos de vapor métricos (<i>Cv</i>) | 0,00039847 |
| Cavallos de vapor métricos (<i>Cv</i>) | Kilo watt (<i>Kw</i>) | 0,7354988 |
| Cavallos de vapor métricos (<i>Cv</i>) | Horse Power (<i>hp</i>) | 0,9863201 |
| <u>Temperatura</u> | | |
| Grados Celsius (°C) | Grados Fahrenheit (°F) | $1,8 * °C + 32$ |
| Grados Celsius (°C) | Grados Kelvin (°K) | $°C + 273$ |
| Grados Fahrenheit (°F) | Grados Celsius (°C) | $(°F - 32)/1,8$ |
| Grados Fahrenheit (°F) | Grados Kelvin (°K) | $\left(\frac{°F - 32}{1,8}\right) + 273$ |
| Grados Rankine (°R) | Grados Fahrenheit (°F) | $°F + 459.67$ |

Anexo 2 Tabla de calores específicos y constantes de gases.

| Tabla de calores específicos y Constantes de gases a baja presión | | | | | | | | |
|---|--------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------------------|-----------------------|---|---------------------------|
| Gas | M | C _p | C _v | C _p | C _v | $K = \frac{C_p}{C_v}$ | R | R |
| | $\frac{Kg}{kgmol}$ | $\frac{Btu}{lb * ^\circ R}$ | $\frac{Btu}{lb * ^\circ R}$ | $\frac{KJ}{Kg * ^\circ K}$ | $\frac{KJ}{Kg * ^\circ K}$ | | $\frac{lb\text{f} - ft}{lb * ^\circ R}$ | $\frac{J}{Kg * ^\circ K}$ |
| Argón (A) | 39,950 | 0,1244 | 0,047 | 0,4215 | 0,3132 | 1,666 | 38,69 | 208,19 |
| Helio (He) | 4,003 | 1,241 | 0,745 | 5,2028 | 3,1233 | 1,666 | 386,04 | 2077,67 |
| Mercurio (Hg) | 200,61 | 0,0248 | 0,0148 | 0,1039 | 0,0624 | 1,666 | 7,703 | 41,45 |
| Neon (Ne) | 20,183 | 0,246 | 0,1476 | 1,0313 | 0,6188 | 1,666 | 76,57 | 412,10 |
| Xenon (Xe) | 131,30 | 0,0378 | 0,0227 | 0,1585 | 0,0952 | 1,666 | 11,77 | 63,34 |
| Aire | 28,970 | 0,24 | 0,1778 | 1,0061 | 0,7186 | 1,4 | 53,342 | 287,08 |
| Cloro (Cl ₂) | 70,914 | 0,1144 | 0,0864 | 0,4796 | 0,3622 | 1,324 | 21,791 | 117,28 |
| Fluor (F ₂) | 38 | 0,197 | 0,1447 | 0,8259 | 0,6066 | 1,36 | 40,67 | 218,88 |

Anexo 3 Equivalencia de los consumos en ecopuntos.

| | | | |
|--------------|-----------|-----------|------------|
| Papel | Blanco | 200 Kg. | 1 ecopunto |
| | Reciclado | 400 Kg. | 1 ecopunto |
| Electricidad | | 1.000 Kw. | 1 ecopunto |
| Gas Natural | | 750 m3 | 1 ecopunto |
| Transporte | Coche | 3.000 Km. | 1 ecopunto |
| | Autobús | 750 Km. | 1 ecopunto |
| | Moto | 6.000 Km. | 1 ecopunto |

Fuente

[<http://www.eup.uva.es/emisionesco2/MethodologiaAplicadaenelestudiorealizado/Indicadoresdesegundonivelodesostenibilidad.htm>]

Anexo 4 Valores Máximos permisibles de TSD según sociedad Americana de Fabricantes de calderas.

| Presión de trabajo (psig) | Sólidos totales disueltos (ppm) | Alcalinidad total (ppm) | Sólidos en suspensión (ppm) | Sílice (ppm) |
|---------------------------|---------------------------------|-------------------------|-----------------------------|--------------|
| 0 – 300 | 3,000 | 700 | 300 | 125 |
| 3001 – 450 | 3,000 | 600 | 250 | 90 |
| 451 – 600 | 2,500 | 500 | 150 | 50 |
| 6001 – 750 | 2,000 | 400 | 100 | 35 |
| 751 – 900 | 1,500 | 300 | 60 | 20 |
| 901 – 1,000 | 1,250 | 250 | 40 | 8 |
| 1,001 – 1,500 | 1,000 | 200 | 20 | 2.5 |
| 1,5001 – 2,000 | 750 | 150 | 10 | 1.0 |
| 2,000 - mayor | 500 | 100 | 5 | 0.5 |

Anexo 5a Medidas de ahorros según sociedad Americana de Fabricantes de calderas.

| No | Descripción de la Medida de Ahorro de Energía | No. | Ahorro de combustible, % | | | PSRI, años | | |
|----|--|-----|--------------------------|------|------|------------|-----|------|
| | | | Mín | Máx | Prom | Mín | Máx | Prom |
| 1 | Instalar aislamiento térmico en líneas, accesorios, tanques y otros elementos calientes que carece de éste | 56 | 0.01 | 8.3 | 1.59 | 0.1 | 5.8 | 1.4 |
| 2 | Ajuste de la relación aire combustible, tendiente a valores estequiométricos, en función del tipo de combustible y de las condiciones operativas del sistema de combustión | 22 | 0.33 | 20.0 | 3.32 | 0 | 3.3 | 0.5 |
| 3 | Eliminar fugas de vapor | 15 | 0.03 | 1.8 | 0.65 | 0 | 2 | 0.4 |
| 4 | Recuperar condensados para su reingreso a la caldera, minimizando el uso de agua de reposición | 13 | 0.10 | 5.8 | 1.82 | 0.14 | 4.8 | 2.1 |
| 5 | Aprovechar el calor de las purgas de la caldera para calentar algún fluido | 7 | 0.32 | 5.1 | 1.88 | 0.3 | 10 | 2.7 |
| 6 | Optimizar las purgas en la caldera, en función de las recomendaciones del fabricante de calderas y de referencias imparciales y técnicas | 5 | 0.38 | 6.1 | 2.11 | 0 | 3.2 | 1.3 |
| 7 | Aprovechar el calor de los gases de la chimenea para calentar algún fluido útil, evitando la formación de ácido sulfhídrico | 5 | 1.84 | 8.8 | 4.06 | 0.8 | 5.4 | 2.5 |
| 8 | Revisar, dar mantenimiento, reemplazar y/o implementar trampas para condensados | 4 | 0.01 | 3.8 | 1.27 | 0 | 1.6 | 0.6 |
| 9 | Para empresas con más de una caldera en operación, procurar la administración eficiente de la carga de las calderas (demanda de vapor en proceso) | 4 | 0.17 | 0.7 | 0.47 | 0 | 1.9 | 0.8 |
| 10 | Reducir la presión del generador de vapor, hasta presiones adecuadas para el proceso, considerando las pérdidas por la red de distribución de vapor | 3 | 0.26 | 1.3 | 0.65 | 0 | 0 | 0.0 |

Anexo 5b Medidas de ahorros según sociedad Americana de Fabricantes de calderas.

| No | Descripción de la Medida de Ahorro de Energía | No. | Ahorro de combustible, % | | | PSRI, años | | |
|----|--|-----|--------------------------|------|-------|------------|-----|------|
| | | | Mín | Máx | Prom | Mín | Máx | Prom |
| 12 | Instalar un serpentín de vapor en un tanque de agua caliente para alguna operación. | 3 | 0.39 | 9.0 | 3.47 | 0.7 | 3.5 | 1.7 |
| 13 | Aislamiento-camisas lámina galvanizada en marmitas, tanques calientes en proceso | 3 | 0.57 | 10.2 | 4.24 | 0.2 | 2.2 | 1.1 |
| 14 | Uso de caldera alterna por mejor eficiencia | 2 | 4.62 | 7.7 | 6.19 | 0 | 2.7 | 1.4 |
| 15 | Desincrustación de tuberías internas en calderas | 2 | 0.27 | 3.1 | 1.67 | 0.3 | 0.7 | 0.5 |
| 16 | Acondicionar el combustible antes de quemarlo | 2 | 0.00 | 0.0 | 0.00 | 0 | 0.1 | 0.1 |
| 17 | Instalar piernas colectoras de condensados | 2 | 0.19 | 0.7 | 0.45 | 3 | 3 | 3.0 |
| 18 | Reemplazar la caldera actual de baja eficiencia, por una caldera nueva más eficiente | 1 | 2.06 | 2.1 | 2.06 | 2.5 | 2.5 | 2.5 |
| 19 | Reemplazar el sistema de combustión actual por uno nuevo de mayor eficiencia y adecuado al tipo de combustible | 1 | 1.21 | 1.2 | 1.21 | 1.3 | 1.3 | 1.3 |
| 20 | Instalar un economizador para aprovechar el calor de los humos | 1 | 6.26 | 6.3 | 6.26 | 3 | 3 | 3.0 |
| 21 | Cambio de combustible | 1 | 9.60 | 9.6 | 9.60 | 0 | 0 | 0.0 |
| 22 | Instalar acumulador de vapor | 1 | 1.01 | 1.0 | 1.01 | 5.2 | 5.2 | 5.2 |
| 23 | Adecuar o retirar tuberías inactivas | 1 | 0.24 | 0.2 | 0.24 | 1.6 | 1.6 | 1.6 |
| 24 | Implementar nueva red de distribución de vapor | 1 | 13.20 | 13.2 | 13.20 | 2.7 | 2.7 | 2.7 |
| 25 | Uso del agua de pozo para aprovechar la temperatura y enviarlo hacia alguna operación | 1 | 2.96 | 3.0 | 2.96 | 0.4 | 0.4 | 0.4 |

Anexo 6 Temperatura de rocío de los humos procedentes de la combustión del gas natural, en función del exceso de aire y de la humedad relativa del comburente.

| Temperaturas (°C) de rocío de los humos del gas natural | | | | | | | | | | | |
|---|--|----|----|----|----|----|----|----|----|----|-----|
| Exceso de aire (%) | Humedad relativa del aire comburente (%) | | | | | | | | | | |
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| 0 | 58 | 59 | 59 | 59 | 59 | 60 | 60 | 60 | 60 | 61 | 61 |
| 10 | 57 | 57 | 57 | 57 | 58 | 58 | 58 | 58 | 59 | 59 | 59 |
| 20 | 55 | 55 | 56 | 56 | 56 | 56 | 57 | 57 | 57 | 57 | 58 |
| 30 | 53 | 54 | 54 | 54 | 55 | 55 | 55 | 56 | 56 | 56 | 56 |
| 40 | 52 | 52 | 53 | 53 | 53 | 54 | 54 | 54 | 55 | 55 | 55 |
| 50 | 51 | 51 | 51 | 52 | 52 | 52 | 53 | 53 | 53 | 54 | 54 |
| 60 | 49 | 50 | 50 | 51 | 51 | 51 | 52 | 52 | 52 | 53 | 53 |
| 70 | 48 | 49 | 49 | 49 | 50 | 50 | 51 | 51 | 51 | 52 | 52 |
| 80 | 47 | 48 | 48 | 48 | 49 | 49 | 50 | 50 | 50 | 51 | 51 |
| 90 | 46 | 47 | 47 | 48 | 48 | 48 | 49 | 49 | 49 | 50 | 50 |
| 100 | 45 | 46 | 46 | 47 | 47 | 47 | 48 | 48 | 49 | 49 | 49 |
| 120 | 44 | 44 | 44 | 45 | 45 | 46 | 46 | 47 | 47 | 48 | 48 |
| 140 | 42 | 42 | 43 | 43 | 44 | 44 | 45 | 45 | 46 | 46 | 47 |
| 160 | 40 | 41 | 42 | 42 | 43 | 43 | 44 | 44 | 45 | 45 | 46 |
| 180 | 39 | 40 | 40 | 41 | 41 | 42 | 42 | 43 | 44 | 44 | 45 |
| 200 | 38 | 38 | 39 | 40 | 40 | 41 | 41 | 42 | 43 | 43 | 44 |
| 250 | 35 | 36 | 36 | 37 | 38 | 38 | 39 | 40 | 40 | 41 | 41 |
| 300 | 33 | 34 | 34 | 35 | 36 | 37 | 37 | 38 | 39 | 39 | 40 |

Anexo 7a Guía de selección de intercambiadores de calor[67].

TABLE 1 Heat-Exchanger Selection on Guide*

| Heat-transfer fluids | Equipment | Action | Type† | Pressure range‡ | Typical range of U‡ | |
|-------------------------|---------------------------------|--|-----------------------------------|-----------------|------------------------|-----------------------|
| Liquid-liquid | Boiler-water blowdown exchanger | Blowdown cooled, feedwater heated | S | M, H | 50-300 (0.29-1.7) | |
| | Laundry-water heat reclaimer | Waste water cooled, feed heated | S | L | 30-200 (0.17-1.1) | |
| | Service-water heater | Waste liquid cooled, water heated | S | L, H | 50-300 (0.29-1.7) | |
| Vapor-liquid | Bleeder heater | Steam condensed, feedwater heated | S | L, H | 200-800 (1.1-4.5) | |
| | Deaerating feed heater | Steam condensed, feedwater heated | M | L, M | DC | |
| | Jet heater | Steam condensed, water heated | M | L | DC | |
| | Process kettle | Steam condensed, liquid heated | S | L, M | 100-500 (0.57-2.8) | |
| | Oil heater | Steam condensed, oil heated | S | L, M | 20-60 (0.11-0.34) | |
| | Service-water heater | Steam condensed, water heated | S | L, M | 200-800 (1.1-4.5) | |
| | Open flow-through heater | Steam condensed, water heated | M | L | DC | |
| | Liquid-sodium steam superheater | Sodium cooled, steam superheated | S | M, H | 50-200 (0.29-1.1) | |
| | Gas-liquid | Waste-heat water heater | Waste gas cooled, water heated | T | L | 2-10 (0.011-0.057) |
| | | Boiler economizer | Flue gas cooled, feedwater heated | T | M, H | 2-10 (0.011-0.057) |
| Hot-water radiator | | Water cooled, air heated | T | L | 1-10 (0.0057-0.057) | |
| Boiler air heater | | Flue gas cooled, combustion air heated | T, R | L | 2-10 (0.011-0.057) | |
| Gas-turbine regenerator | | Flue gas cooled, combustion air heated | T | L | 2-10 (0.011-0.057) | |
| Boiler superheater | | Combustion gas cooled, steam superheated | T | M, H | 2-20 (0.011-0.11) | |
| Steam pipe coils | | Steam condensed, air heated | T | L, M | 2-10 (0.011-0.057) | |
| Steam radiator | | Steam condensed, air heated | T | L | 2-10 (0.011-0.057) | |
| Cooling | | Oil cooler | Water heated, oil cooled | S, D | L, M | 20-200 (0.11-1.1) |
| | | Water chiller | Refrigerant boiled, water cooled | S | L, M | 30-151 (0.17-0.86) |
| | Brine cooler | Refrigerant boiled, brine cooled | S | L, M | 30-150 (0.17-0.86) | |
| | Transformer-oil cooler | Water heated, oil cooled | S | L, M | 20-50 (0.11-0.88) | |
| | Boiler desuperheater | Boiler water heated, steam desuperheated | S, M | M, H | 150-800 (0.85-4.5) | |

Anexo 7b Guía de selección de intercambiadores de calor [67].

TABLE 1 (Continued)

| Cooling | Gas-liquid | Compressor intercoolers and aftercoolers | Water heated, compressed air cooled | S | L, H | 10-20 | (0.057-0.11) |
|------------|---------------|--|--------------------------------------|------|------|----------|---------------|
| Boiling | Liquid-liquid | Internal-combustion-engine radiator | Air heated, water cooled | T | L | 2-10 | (0.011-0.057) |
| | | Generator hydrogen, air coolers | Water heated, hydrogen or air cooled | S | L | 2-10 | (0.011-0.057) |
| | | Air-conditioning cooler | Water heated, air cooled | T | L | 2-10 | (0.011-0.057) |
| | | Refrigeration heat exchanger | Brine heated, air cooled | T | L, M | 2-10 | (0.011-0.057) |
| | | Refrigeration evaporator | Refrigerant boiled, air cooled | T | L, M | 2-10 | (0.011-0.057) |
| | | Boiler desuperheater | Flue gas heated, steam desuperheated | T | M, H | 2-8 | (0.011-0.045) |
| | | Hot-liquid evaporator | Waste liquid cooled, water boiled | S | L, H | 40-150 | (0.23-0.85) |
| | | Liquid-sodium steam generator | Sodium cooled, water boiled | S | M, H | 500-1000 | (2.8-5.7) |
| | | Evaporator (vacuum) | Steam condensed, water boiled | S | L | 400-600 | (2.3-3.4) |
| | | Evaporator (high pressure) | Steam condensed, water boiled | S | L, M | 400-600 | (2.3-3.4) |
| Condensing | Vapor-liquid | Mercury condenser-boiler | Mercury condensed, water boiled | S | M, H | 500-700 | (2.8-4.0) |
| | | Waste-heat steam boiler | Flue gas cooled, water boiled | T | L, H | 2-10 | (0.011-0.057) |
| | | Direct-fired steam boiler | Combustion gas cooled, water boiled | T | L, H | 2-10 | (0.011-0.057) |
| | | Refrigeration condenser | Water heated, refrigerant condensed | S, D | L, M | 80-250 | (0.45-1.4) |
| | | Steam surface condenser | Water heated, steam condensed | S | L | 300-800 | (1.7-4.5) |
| | | Steam mixing condenser | Water heated, steam condensed | M | L | DC | |
| | | Intercondenser and aftercondenser | Condensate heated, steam condensed | S | L | 15-300 | (0.085-1.7) |
| | | Air-cooled surface condenser | Air heated, steam condensed | T | L | 2-15 | (0.011-0.091) |

* Power.
 † S—shell-and-tube exchanger; M—direct contact mixing exchanger; T—tubes in path of moving fluid, or exchanger open to surrounding air; R—regenerative plate-type or simple plate-type exchanger; D—double-tube exchanger.
 ‡ L—highest pressure ranges from 0 to 100 lb/in² (abs) (0 to 689.4 kPa); M—highest pressure from 100 to 500 lb/in² (abs) (689.4 to 3447 kPa); H—500 lb/in² (abs) (3447 kPa) up.
 § Values of U represent range of overall heat-transfer coefficients that might be expected in various exchangers. Coefficients are stated in Btu/(h·ft²·°F) [W/(m²·°C)] of heating surface. Total heat transferred in exchanger, in Btu/h, is obtained by multiplying a specific value of U for that type of exchanger by the surface and the log mean temperature difference. DC indicates direct exchange of heat.

Anexo 8 tablas de variables turbina.

| VARIABLES TURBINA | | | | | | | | | | |
|-------------------|-------|-------|--|---|-----------------------------------|---------------------------------------|-----------------|-------------------|---------------|-----------------|
| Día | Turno | Hora | Temperatura de aire a la entrada del compresor | Temperatura de gases a la salida de la cámara de combustión | Presión de descarga del compresor | Flujo Másico de GN Quemador Principal | potencia Activa | Temperatura de GN | Presion de GN | %O ₂ |
| | | | °C | °C | Psi | Kg/h | Kw | °C | Psi | |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 13 | 403,5 | 139,2 | 996,79 | 3718,75 | 34,1 | 227,74 | 17,1 |
| | | 10:00 | 12,8 | 404 | 139,2 | 1029,64 | 3920 | 32,7 | 226,95 | 17 |
| | | 10:30 | 13,1 | 405,7 | 140,65 | 1012,26 | 3963,75 | 33,3 | 226,64 | 16,9 |
| | | 11:00 | 13,6 | 405,4 | 139,2 | 997,18 | 3736,25 | 33 | 226,48 | 16,8 |
| | 2 | 01:00 | 13,6 | 404 | 139,2 | 1007,93 | 3806,25 | 34,1 | 226,95 | 17,05 |
| | | 01:30 | 13,2 | 404,6 | 139,6 | 1018,75 | 3955 | 33,5 | 225,69 | 17,1 |
| | | 02:00 | 12,5 | 413,4 | 140,01 | 1009,34 | 3823,75 | 28,3 | 226,32 | 17,1 |
| | | 02:30 | 13,1 | 416,1 | 140,03 | 1003,15 | 3920 | 32,3 | 226,95 | 16,9 |
| 08/05/2012 | 1 | 09:30 | 12,4 | 421,9 | 140,25 | 968,35 | 3710 | 30,8 | 226,95 | 17 |
| | | 10:00 | 13,5 | 424,8 | 140,5 | 1001,64 | 3579,75 | 29,3 | 227,43 | 17,2 |
| | | 10:30 | 11,9 | 441,7 | 142,6 | 1045,87 | 3838,75 | 32,5 | 226,8 | 17,4 |
| | | 11:00 | 12,1 | 347,2 | 143,2 | 1066,08 | 4033 | 33,3 | 226,8 | 17,1 |
| | 2 | 01:00 | 13 | 431,6 | 141,6 | 1060,21 | 3894,25 | 28,5 | 227,11 | 16,9 |
| | | 01:30 | 12,8 | 411,4 | 139,9 | 955,05 | 3413,25 | 33,1 | 228,37 | 17,5 |
| | | 02:00 | 11,6 | 430,3 | 142,7 | 938,253 | 3524,25 | 32,2 | 228,37 | 17,2 |
| | | 02:30 | 13,4 | 401,5 | 139,2 | 1021,08 | 3589 | 29,8 | 228,06 | 17,3 |
| 09/05/2012 2 | 1 | 09:30 | 12,5 | 403,5 | 139,4 | 847,92 | 2886 | 30,4 | 230,26 | 17,3 |
| | | 10:00 | 12,8 | 426 | 141,9 | 926,97 | 3293 | 32,3 | 228,69 | 17 |
| | | 10:30 | 13,1 | 426 | 142,4 | 953,02 | 3348,5 | 29,5 | 228,84 | 17 |
| | | 11:00 | 13,6 | 410,4 | 141,3 | 992,96 | 3635,25 | 31,3 | 228,06 | 16,8 |
| | | 01:00 | 13,8 | 403,1 | 139,3 | 979,27 | 3598,25 | 33,6 | 227,58 | 17,1 |

| | | | | | | | | | | |
|-----------------|---|-------|-------|--------|--------|----------|---------|-------|--------|------|
| | 2 | 01:30 | 12,6 | 411,11 | 139,1 | 1007,05 | 3726 | 28,4 | 227,74 | 17,2 |
| | | 02:00 | 12,7 | 406,38 | 140,5 | 1008,27 | 3744 | 30 | 227,27 | 16,9 |
| | | 02:30 | 11,9 | 428,05 | 139,8 | 1008,13 | 3807 | 34,1 | 226,8 | 17,1 |
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 12,5 | 457,63 | 139,7 | 991,33 | 3717 | 29,1 | 227,43 | 17 |
| | | 10:00 | 13,2 | 492,22 | 140,6 | 983,55 | 3383,25 | 31,4 | 229,00 | 17,1 |
| | | 10:30 | 13,7 | 501,25 | 140 | 919,93 | 3120 | 33,3 | 229,32 | 16,8 |
| | | 11:00 | 13,3 | 505 | 139 | 934,88 | 3276 | 28,7 | 229,63 | 17,2 |
| | 2 | 01:00 | 13 | 492,91 | 139,3 | 914,54 | 3100,5 | 31,6 | 229,95 | 16,9 |
| | | 01:30 | 12,6 | 448,88 | 139,6 | 917,55 | 3061,5 | 34,3 | 229,32 | 17,1 |
| | | 02:00 | 13,13 | 501,25 | 147,63 | 1007,96 | 3771,25 | 32,22 | 225,54 | 16,2 |
| | | 02:30 | 12,03 | 495,41 | 147,63 | 986,83 | 3675 | 32,5 | 227,43 | 16,2 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 14,3 | 492,77 | 147,63 | 960,39 | 3404 | 27,36 | 226,64 | 16,2 |
| | | 10:00 | 13,13 | 499,30 | 147,93 | 1006,014 | 3607,5 | 29,86 | 228,06 | 16,8 |
| | | 10:30 | 11,61 | 493,19 | 147,93 | 1053,34 | 2930 | 29,86 | 228,53 | 16,8 |
| | | 11:00 | 13,01 | 485,55 | 147,93 | 981,38 | 3570,5 | 29,58 | 228,21 | 16,8 |
| | 2 | 01:00 | 12,65 | 496,52 | 147,82 | 1005,64 | 3727,5 | 31,8 | 226,95 | 16 |
| | | 01:30 | 11,73 | 496,25 | 147,82 | 1016,87 | 3885 | 32,08 | 226,64 | 16 |
| | | 02:00 | 13,01 | 474,72 | 147,82 | 1027,22 | 3902,5 | 32,84 | 226,8 | 16 |
| | | 02:30 | 12,46 | 473,61 | 147,17 | 990,178 | 3710 | 31,53 | 227,58 | 15,8 |
| | 1 | 09:30 | 12,16 | 484,72 | 147,17 | 1013,918 | 3858,75 | 28,33 | 226,48 | 15,8 |
| | | 10:00 | 13,81 | 486,11 | 147,17 | 1001,510 | 3771,25 | 29,58 | 226,95 | 15,8 |
| | | 10:30 | 12,1 | 496,94 | 145,6 | 1011,361 | 3797,5 | 29,3 | 227,11 | 16,9 |
| | | 11:00 | 12,03 | 459,58 | 145,6 | 1018,531 | 3920 | 30,06 | 226,64 | 16,9 |
| | 2 | 01:00 | 14,11 | 458,88 | 145,6 | 1012,650 | 3867,5 | 31,8 | 226,64 | 16,9 |
| | | 01:30 | 12,89 | 479,72 | 142,77 | 1009,626 | 3876,25 | 32,08 | 226,95 | 16,8 |
| | | 02:00 | 12,16 | 438,75 | 142,77 | 568,282 | 2130 | 32,08 | 227,11 | 16,8 |
| | | 02:30 | 14,11 | 449,02 | 142,77 | 977,566 | 3657,5 | 29,58 | 227,43 | 16,8 |
| 14/05/2012 2 | 1 | 09:30 | 13,01 | 473,75 | 143,65 | 978,273 | 3683,75 | 29,05 | 227,92 | 16,1 |
| | | 10:00 | 12,1 | 472,08 | 143,65 | 993,679 | 3753,75 | 29,58 | 227,11 | 16,1 |
| | | 10:30 | 13,99 | 464,72 | 143,65 | 1010,907 | 3850 | 29,96 | 226,8 | 16,1 |
| | | 11:00 | 13,2 | 494,02 | 145,42 | 1013,046 | 3850 | 30,35 | 226,8 | 16,1 |
| | 2 | 01:00 | 12,77 | 489,44 | 145,42 | 1008,403 | 3867,5 | 30 | 226,95 | 16,1 |

| | | | | | | | | | | | | |
|------------|------------|------------|--------|--------|----------|----------|---------|----------|---------|--------|--------|-------|
| 15/05/2012 | | 01:30 | 13,2 | 482,03 | 145,42 | 1010,846 | 3885 | 31,38 | 226,8 | 16,1 | | |
| | | 02:00 | 12,89 | 481,38 | 145,03 | 1002,089 | 3850 | 30 | 226,8 | 15,2 | | |
| | | 02:30 | 12,22 | 455,69 | 145,03 | 1004,717 | 3858,75 | 28,19 | 227,11 | 15,2 | | |
| | 1 | 09:30 | 13,99 | 435,55 | 145,03 | 938,638 | 1900 | 29,3 | 230,78 | 15,2 | | |
| | | 10:00 | 12,89 | 449,44 | 140,3 | 898,931 | 3150 | 29,02 | 229,79 | 15,8 | | |
| | | 10:30 | 11,97 | 438,61 | 140,3 | 485,709 | 1730 | 29,3 | 228,69 | 15,8 | | |
| | | 11:00 | 13,38 | 432,91 | 140,3 | 851,126 | 3100 | 29,86 | 228,06 | 15,8 | | |
| | | 2 | 01:00 | 13,13 | 498,75 | 145,14 | 996,222 | 3644,5 | 30,41 | 227,90 | 15,7 | |
| | | | 01:30 | 11,97 | 491,25 | 145,14 | 982,881 | 3626 | 31,11 | 228,06 | 15,7 | |
| | | | 02:00 | 13,68 | 461,66 | 145,14 | 980,965 | 3524,25 | 31,8 | 227,11 | 15,7 | |
| 02:30 | 12,54 | | 487,36 | 144,23 | 1008,436 | 3700 | 31,11 | 227,90 | 16,07 | | | |
| 16/5/12 | 1 | 09:30 | 12,4 | 470,18 | 144,23 | 1003,171 | 3727,75 | 28,75 | 227,74 | 16,07 | | |
| | | 10:00 | 13,62 | 466,11 | 144,23 | 1058,052 | 3848 | 28,88 | 226,95 | 16,07 | | |
| | | 10:30 | 12,65 | 497,22 | 146,44 | 832,711 | 3120 | 29,58 | 227,43 | 17,8 | | |
| | | 11:00 | 12,22 | 495,69 | 146,44 | 552,470 | 2030 | 30,97 | 227,11 | 17,8 | | |
| | 2 | 01:00 | 14,17 | 493,61 | 146,44 | 996,760 | 3972,5 | 30,83 | 228,06 | 17,8 | | |
| | | 01:30 | 12,95 | 494,44 | 147,38 | 1026,732 | 4016,25 | 32,22 | 227,43 | 16,07 | | |
| | | 02:00 | 12,16 | 495,55 | 147,38 | 1022,670 | 3911,25 | 31,8 | 227,74 | 16,07 | | |
| | | 02:30 | 13,56 | 486,25 | 147,38 | 1029,069 | 3981,25 | 31,11 | 227,27 | 16,07 | | |
| | | 17/05/2012 | 1 | 09:30 | 13,01 | 497,22 | 147,43 | 1021,655 | 3937,5 | 29,44 | 227,74 | 16,07 |
| | | | | 10:00 | 12,71 | 497,5 | 147,43 | 1016,501 | 3946,25 | 29,58 | 228,06 | 16,07 |
| 10:30 | 13,75 | | | 493,19 | 147,43 | 1016,298 | 3955 | 30 | 227,43 | 16,07 | | |
| 11:00 | 13,2 | | | 502,08 | 146,99 | 1009,739 | 3920 | 31,25 | 227,74 | 17,4 | | |
| 2 | 01:00 | | 12,22 | 457,63 | 146,99 | 1016,150 | 3946,25 | 30 | 227,43 | 17,4 | | |
| | 01:30 | | 14,05 | 476,52 | 146,99 | 1041,581 | 3937,5 | 33,33 | 227,11 | 17,4 | | |
| | 02:00 | | 13,07 | 492,91 | 146,26 | 1036,745 | 4051,25 | 31,94 | 227,43 | 16,5 | | |
| | 02:30 | | 12,22 | 490 | 146,26 | 1119,779 | 3400 | 31,75 | 226,58 | 16,5 | | |
| | 18/05/2012 | | 1 | 09:30 | 14,17 | 487,63 | 146,26 | 1037,710 | 4042,5 | 28,47 | 226,64 | 16,5 |
| | | | | 10:00 | 13,2 | 502,91 | 147,1 | 1041,918 | 4033,75 | 29,16 | 226,8 | 16,07 |
| 10:30 | | 12,52 | | 495,69 | 147,103 | 1027,084 | 4016,25 | 29,16 | 226,64 | 16,07 | | |
| 11:00 | | 14,36 | | 491,11 | 147,1 | 1034,285 | 4025 | 29,72 | 226,64 | 16,07 | | |
| 2 | | 01:00 | 13,01 | 504,72 | 146,68 | 1036,397 | 3963,75 | 32,63 | 226,95 | 16,07 | | |

| | | | | | | | | | | | | |
|------------|-----------------|------------|--------|--------|---------|----------|---------|----------|---------|--------|--------|-------|
| 21/05/2012 | | 01:30 | 12,34 | 494,3 | 146,68 | 1025,870 | 3981,25 | 32,22 | 227,11 | 16,07 | | |
| | | 02:00 | 11,73 | 287,91 | 90,51 | 1027,245 | 3928,75 | 30,27 | 226,8 | 16,07 | | |
| | | 02:30 | 12,34 | 424,72 | 90,51 | 1022,993 | 3955 | 30 | 227,27 | 16,07 | | |
| | 1 | 09:30 | 12,22 | 428,05 | 140,65 | 1031,930 | 3981,25 | 28,05 | 227,11 | 16,07 | | |
| | | 10:00 | 12,95 | 362,77 | 140,65 | 1042,483 | 4086,25 | 28,61 | 226,8 | 16,07 | | |
| | | 10:30 | 12,22 | 484,02 | 143,8 | 883,901 | 3390 | 29,44 | 227,21 | 16,07 | | |
| | | 11:00 | 12,28 | 475 | 143,8 | 800,129 | 2940 | 29,86 | 228,69 | 16,07 | | |
| | | 2 | 01:00 | 12,83 | 474,86 | 144,17 | 958,049 | 3370 | 30,41 | 230,10 | 16,07 | |
| | | | 01:30 | 12,03 | 486,38 | 144,17 | 973,627 | 3400 | 31,11 | 230,26 | 16,07 | |
| | | | 02:00 | 13,32 | 477,63 | 144,17 | 947,356 | 3260 | 30,27 | 230,26 | 16,07 | |
| 02:30 | 12,87 | | 501,52 | 144,17 | 943,382 | 3240 | 30,27 | 230,10 | 16,07 | | | |
| 22/05/2012 | 1 | 09:30 | 12,1 | 360,83 | 144,17 | 907,857 | 3090 | 29,25 | 231,21 | 16,07 | | |
| | | 10:00 | 12,22 | 232,08 | 144,17 | 1050,930 | 3870 | 29,58 | 228,53 | 16,07 | | |
| | | 10:30 | 13,68 | 471,25 | 51,63 | 940,837 | 3230 | 29,86 | 229,79 | 16,07 | | |
| | | 11:00 | 13,13 | 488,61 | 151,29 | 943,214 | 3290 | 30,13 | 230,26 | 16,07 | | |
| | 2 | 01:00 | 12,58 | 486,11 | 151,29 | 950,097 | 3300 | 30,27 | 230,10 | 16,07 | | |
| | | 01:30 | 13,87 | 483,19 | 151,29 | 899,891 | 2970 | 31,11 | 230,42 | 16,07 | | |
| | | 02:00 | 13,01 | 486,52 | 151,11 | 885,684 | 2840 | 31,52 | 231,2 | 16,07 | | |
| | | 02:30 | 12,16 | 484,3 | 151,11 | 991,588 | 3480 | 30,55 | 229,79 | 16,07 | | |
| | | 23/05/2012 | 1 | 09:30 | 13,44 | 478,61 | 151,11 | 928,332 | 3090 | 28,47 | 230,26 | 16,07 |
| | | | | 10:00 | 12,95 | 486,11 | 151,52 | 939,202 | 3310 | 28,19 | 229,79 | 16,07 |
| 10:30 | 12,4 | | | 485,97 | 151,52 | 1037,012 | 3670 | 29,44 | 228,84 | 16,07 | | |
| 11:00 | 13,93 | | | 484,44 | 151,52 | 1031,213 | 3981,25 | 28,19 | 226,64 | 16,07 | | |
| 2 | 01:00 | | 11,89 | 497,36 | 144,68 | 1027,499 | 3946,25 | 31,66 | 227,11 | 16,07 | | |
| | 01:30 | | 12,1 | 482,58 | 144,68 | 1018,754 | 3955 | 27,03 | 227,43 | 16,07 | | |
| | 02:00 | | 13,13 | 485,83 | 144,68 | 1033,818 | 4016,25 | 30,55 | 226,8 | 16,07 | | |
| | 02:30 | | 12,46 | 491,94 | 151,58 | 1040,106 | 3937,5 | 30,27 | 227,27 | 16,07 | | |
| | 24/05/2012 2 | | 1 | 09:30 | 12,52 | 485,27 | 151,58 | 1027,540 | 3998,75 | 28,61 | 227,43 | 16,07 |
| | | | | 10:00 | 13,26 | 485,83 | 151,58 | 1042,373 | 4042,5 | 29,86 | 226,8 | 16,07 |
| 10:30 | | 12,65 | | 493,61 | 150,54 | 1011,294 | 3928,75 | 28,75 | 227,58 | 16,07 | | |
| 11:00 | | 12,52 | | 490,27 | 150,54 | 1021,714 | 3963,75 | 30,13 | 227,11 | 16,07 | | |
| 2 | | 01:00 | 13,93 | 485,41 | 150,54 | 1019,600 | 3963,75 | 30,18 | 226,8 | 16,07 | | |

| | | | | | | | | | | | |
|------------|------------|-------|-------|--------|--------|----------|----------|---------|--------|--------|-------|
| 25/05/2012 | | 01:30 | 12,95 | 495,83 | 150,29 | 1017,025 | 3893,75 | 31,66 | 227,11 | 16,07 | |
| | | 02:00 | 12,58 | 488,88 | 150,29 | 1037,337 | 3981,25 | 30,13 | 227,11 | 16,07 | |
| | | 02:30 | 13,44 | 490,27 | 150,29 | 1038,166 | 3990 | 30,55 | 226,64 | 16,07 | |
| | 1 | 09:30 | 12,95 | 434,16 | 148,85 | 1014,445 | 3928,75 | 28,61 | 227,11 | 16,07 | |
| | | 10:00 | 12,4 | 411,11 | 148,85 | 1040,143 | 3972,5 | 28,19 | 227,11 | 16,07 | |
| | | 10:30 | 13,87 | 436,25 | 148,85 | 1051,278 | 4147,5 | 29,44 | 226,48 | 16,07 | |
| | | 11:00 | 13,5 | 442,91 | 142,76 | 880,822 | 3390 | 29,72 | 227,00 | 16,07 | |
| | | 2 | 01:00 | 12,52 | 430,69 | 142,76 | 1019,174 | 3937,5 | 30,69 | 227,11 | 16,07 |
| | | | 01:30 | 13,93 | 422,22 | 142,76 | 1045,073 | 4095 | 31,52 | 226,48 | 16,07 |
| | 02:00 | | 12,03 | 424,16 | 143,17 | 1037,863 | 3970,75 | 31,66 | 226,8 | 16,07 | |
| | 02:30 | | 11,97 | 448,75 | 143,17 | 996,856 | 4025 | 27,36 | 227,27 | 16,07 | |
| | 28/05/2012 | 1 | 09:30 | 13,07 | 419,44 | 143,17 | 1040,091 | 4095 | 27,22 | 226,64 | 16,07 |
| 10:00 | | | 12,71 | 430,41 | 143,07 | 1012,731 | 3911,25 | 29,72 | 227,43 | 16,07 | |
| 10:30 | | | 11,55 | 429,3 | 143,07 | 1025,932 | 4033,75 | 28,88 | 227,11 | 16,07 | |
| 11:00 | | | 13,07 | 407,77 | 143,07 | 1023,706 | 4025 | 30 | 226,8 | 16,07 | |
| 2 | | 01:00 | 12,58 | 410,27 | 142,51 | 1030,380 | 3998,75 | 31,25 | 227,27 | 16,07 | |
| | | 01:30 | 12,03 | 437,91 | 142,51 | 1039,341 | 4060 | 31,11 | 226,8 | 16,07 | |
| | | 02:00 | 13,5 | 418,61 | 142,51 | 1032,404 | 3990 | 30,41 | 226,95 | 16,07 | |
| | | 02:30 | 12,65 | 436,38 | 143,55 | 1040,972 | 3981,25 | 30,69 | 226,8 | 16,07 | |
| 29/05/2012 | | 1 | 09:30 | 12,46 | 448,05 | 143,55 | 1041,435 | 3990 | 28,75 | 227,11 | 16,07 |
| | | | 10:00 | 12,95 | 487,22 | 143,5 | 794,320 | 2300 | 27,5 | 231,05 | 16,07 |
| | | | 10:30 | 12,1 | 490,97 | 139,71 | 968,122 | 3631,25 | 29,16 | 227,74 | 16,07 |
| | | | 11:00 | 11,91 | 481,38 | 139,71 | 989,891 | 3727,5 | 29,44 | 227,11 | 16,07 |
| | 2 | 01:00 | 13,56 | 482,22 | 139,71 | 1038,270 | 3998,75 | 28,33 | 227,11 | 16,07 | |
| | | 01:30 | 12,83 | 495,97 | 145,88 | 1018,287 | 3841,25 | 30,83 | 227,43 | 16,07 | |
| | | 02:00 | 12,4 | 490,41 | 145,88 | 1022,616 | 3885 | 30,41 | 226,8 | 16,07 | |
| | | 02:30 | 14,85 | 490 | 145,88 | 1032,661 | 3955 | 30,41 | 226,8 | 16,07 | |
| | | 1 | 09:30 | 12,28 | 502,5 | 144,43 | 1031,591 | 3902,5 | 26,66 | 226,95 | 16,1 |
| | | | 10:00 | 11,73 | 486,94 | 144,43 | 1026,601 | 3885 | 27,91 | 226,95 | 16,1 |
| | | | 10:30 | 12,46 | 486,25 | 144,43 | 1026,147 | 3806,25 | 28,33 | 226,95 | 16,1 |
| | | | 11:00 | 12,65 | 488,05 | 150,58 | 1014,892 | 3893,75 | 28,194 | 227,43 | 16,3 |
| 2 | | 01:00 | 12,22 | 492,91 | 150,58 | 957,812 | 3070 | 30,55 | 229,32 | 16,3 | |

| | | | | | | | | | | |
|------------|---|-------|-------|--------|--------|---------|------|--------|--------|-------|
| 01/06/2012 | | 01:30 | 13,26 | 492,91 | 150,58 | 701,675 | 1790 | 33,75 | 232,62 | 16,3 |
| | | 02:00 | 12,46 | 489,58 | 149,79 | 725,726 | 1900 | 30,138 | 232,31 | 16,07 |
| | | 02:30 | 11,85 | 492,5 | 149,79 | 718,815 | 1800 | 28,33 | 232,31 | 16,07 |
| | 1 | 09:30 | 13,44 | 490,97 | 149,79 | 748,526 | 2050 | 26,94 | 232,47 | 16,07 |
| | | 10:00 | 12,89 | 368,47 | 141,06 | 735,411 | 1950 | 28,75 | 232,62 | 17,8 |
| | | 10:30 | 12,52 | 492,22 | 141,06 | 704,528 | 1700 | 29,3 | 232,31 | 17,8 |
| | | 11:00 | 13,62 | 493,61 | 141,06 | 709,875 | 1770 | 28,47 | 232,62 | 17,8 |
| | 2 | 01:00 | 12,71 | 499,72 | 147,47 | 680,404 | 1650 | 30,97 | 232,47 | 16,07 |
| | | 01:30 | 11,97 | 493,05 | 147,47 | 691,247 | 1680 | 31,25 | 232,31 | 16,07 |
| | | 02:00 | 14,23 | 490,97 | 147,47 | 714,227 | 1800 | 30,27 | 232,31 | 16,07 |
| | | 02:30 | 12,46 | 499,16 | 149,91 | 862,096 | 2680 | 32,36 | 231,05 | 16,07 |

Anexo 9 Tabla variables HRSG.

| VARIABLES HRSG | | | | | | | | | | |
|----------------|-------|-------|--|---|----------------|-------------------|---------------------------|-------------------|----------------------------|----------------------|
| Día | Turno | Hora | Temperatura de gases TG a la salida de la HRSG | Temperatura de gases a la salida de la HRSG lado Convencional | Flujo de vapor | Temperatura vapor | Presión de operación HRSG | Flujo de GN. HRSG | Temperatura agua alimentar | %O ₂ HRSG |
| | | | °C | °C | Kg/h | °C | Psi | Kg/h | °C | |
| 07/05/2012 | 1 | 09:30 | 188,5 | 116 | 7426,32 | 159,71 | 126,73 | 0,2682 | 76,15 | 2,2 |
| | | 10:00 | 187,5 | 122,66 | 7620,36 | 160,23 | 127,57 | 0,3414 | 72,06 | 2,15 |
| | | 10:30 | 189,6 | 122,66 | 7296,96 | 160,33 | 127,13 | 0,2682 | 68,48 | 2,3 |
| | | 11:00 | 189,6 | 122,66 | 7351,08 | 159,613 | 128,41 | 6,0726 | 69,76 | 2,24 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,66 | 8120,03 | 160,53 | 126,78 | 0,3170 | 69,76 | 2,1 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,66 | 7890,96 | 159,61 | 127,67 | 10,9999 | 74,87 | 2,2 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,66 | 7838,79 | 161,36 | 126,11 | 0,2688 | 76,15 | 2,3 |

| | | | | | | | | | | |
|------------|---|-------|--------|--------|---------|--------|--------|---------|-------|------|
| 08/05/2012 | 1 | 02:30 | 204,44 | 122,66 | 7838,79 | 160,43 | 126,56 | 2,9753 | 77,43 | 2,1 |
| | | 09:30 | 204,44 | 122,66 | 7805,87 | 157,86 | 126,01 | 0,2194 | 72,32 | 2,2 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,66 | 7827,82 | 155,70 | 126,67 | 37,1918 | 75,51 | 2,3 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,66 | 7827,82 | 160,02 | 126,66 | 2,1217 | 77,43 | 2,4 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,66 | 8042,84 | 159,81 | 127,45 | 0,2926 | 73,6 | 2,2 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,66 | 9513,35 | 161,15 | 127,89 | 0,1951 | 71,68 | 2,1 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,66 | 9099,72 | 154,16 | 127,67 | 0,3902 | 71,04 | 2,3 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,66 | 7999,97 | 153,75 | 127,67 | 0,2682 | 72,32 | 2,2 |
| | | 02:30 | 204,44 | 122,66 | 7999,97 | 160,74 | 127,1 | 0,2681 | 72,96 | 2,2 |
| 09/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 124 | 9099,97 | 147,69 | 127,65 | 0,2682 | 73,6 | 2,3 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,66 | 7999,97 | 151,80 | 127,1 | 0,9755 | 72,32 | 2,4 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,66 | 7499,41 | 156,11 | 127,1 | 14,4377 | 73,6 | 2,3 |
| | | 11:00 | 206,66 | 122,66 | 7643,40 | 157,25 | 127,77 | 0,3170 | 73,6 | 2,1 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,66 | 7843,02 | 155,50 | 127,88 | 0,3414 | 72,32 | 2,4 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,66 | 7462,45 | 160,33 | 127,32 | 2,2924 | 72,32 | 2,2 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,66 | 8015,31 | 160,02 | 127,77 | 0,3414 | 86,37 | 2,1 |
| | | 02:30 | 204,44 | 122,66 | 7854,57 | 159,40 | 127,88 | 0,2926 | 83,82 | 2,3 |
| 10/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 122,66 | 7816,07 | 159,51 | 127,88 | 0,2682 | 85,1 | 2,3 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,66 | 7811,65 | 152,93 | 127,22 | 2,1217 | 81,26 | 2,2 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,66 | 7827,24 | 147,48 | 126,78 | 0,2438 | 83,18 | 2,1 |
| | | 11:00 | 204,44 | 121 | 7497,49 | 151,39 | 126,01 | 0,2682 | 88,93 | 2,3 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 121 | 8080,76 | 149,13 | 126,68 | 0,4145 | 82,54 | 2,1 |
| | | 01:30 | 204,44 | 121 | 7906,74 | 146,97 | 126,23 | 0,0731 | 82,54 | 2,3 |
| | | 02:00 | 201,66 | 121 | 7963,72 | 159,51 | 126,45 | 9,6820 | 83,82 | 2,56 |
| | | 02:30 | 201,66 | 122,66 | 7722,13 | 160,43 | 127,11 | 0,2438 | 86,37 | 2,55 |
| 11/05/2012 | 1 | 09:30 | 201,66 | 122,66 | 7728,87 | 153,85 | 126,78 | 0,2682 | 30,15 | 2,54 |
| | | 10:00 | 201,66 | 122,66 | 6430,07 | 158,27 | 127,07 | 0,2682 | 76,15 | 2,52 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,66 | 6021,40 | 156,94 | 126,34 | 0,2438 | 76,15 | 2,56 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,66 | 7968,15 | 155,60 | 127,1 | 0,2438 | 81,26 | 2,57 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,66 | 7695,76 | 159,10 | 126,26 | 0,2434 | 80,75 | 2,57 |
| | | 01:30 | 204,44 | 119,33 | 7552,93 | 158,38 | 126,32 | 7,3896 | 81,26 | 2,54 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,66 | 7984,13 | 159,92 | 126,57 | 0,2682 | 81,26 | 2,55 |
| | | | | | | | | | | |

| | | | | | | | | | | |
|------------|-------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|-------|------|
| 14/05/2012 | 1 | 02:30 | 204,44 | 122,66 | 9460,41 | 160,025 | 127,05 | 2,8777 | 81,27 | 2,58 |
| | | 09:30 | 198,88 | 119,33 | 6847,47 | 160,03 | 127,77 | 2,8778 | 79,35 | 2,61 |
| | | 10:00 | 204,44 | 119,33 | 7909,25 | 160,13 | 127,66 | 0,1219 | 78,71 | 2,57 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,67 | 7672,47 | 159,92 | 127,14 | 0,2927 | 79,22 | 2,54 |
| | 11:00 | 198,88 | 121 | 7781,04 | 159,92 | 127,99 | 0,2439 | 76,16 | 2,63 | |
| | 2 | 01:00 | 198,88 | 122 | 7644,95 | 160,23 | 127,88 | 0,2683 | 76,41 | 2,58 |
| | | 01:30 | 204,44 | 120,17 | 7889,23 | 159,82 | 127,32 | 0,2683 | 76,16 | 2,60 |
| | | 02:00 | 201,66 | 121 | 7682,87 | 159,92 | 127,66 | 0,2683 | 76,16 | 2,60 |
| 02:30 | | 203,33 | 119,33 | 7872,67 | 159,51 | 127,53 | 14,9743 | 76,16 | 2,55 | |
| 15/05/2012 | 1 | 09:30 | 200,27 | 122,67 | 8214,75 | 159,41 | 126,78 | 0,2683 | 74,88 | 2,55 |
| | | 10:00 | 201,66 | 123,5 | 7279,58 | 159,61 | 127,33 | 20,1446 | 74,24 | 2,52 |
| | | 10:30 | 198,88 | 122,67 | 7963,92 | 159,92 | 127,55 | 6,5116 | 74,62 | 2,57 |
| | | 11:00 | 204,44 | 123,5 | 7704,04 | 161,36 | 127,99 | 0,2927 | 74,88 | 2,58 |
| | 2 | 01:00 | 205,83 | 126 | 7533,49 | 160,85 | 127,44 | 0,2927 | 74,88 | 2,54 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,67 | 7720,41 | 160,85 | 127,33 | 0,2927 | 76,16 | 2,57 |
| | | 02:00 | 205,83 | 122,67 | 7498,65 | 160,95 | 127,88 | 0,2927 | 74,24 | 2,55 |
| | | 02:30 | 210 | 122,67 | 8436,31 | 160,85 | 127,55 | 122,647 | 76,79 | 2,57 |
| 16/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 112,67 | 7177,94 | 139,57 | 127,1 | 0,9024 | 76,16 | 2,52 |
| | | 10:00 | 204,44 | 109,33 | 7781,24 | 143,27 | 127,1 | 0,2683 | 76,16 | 2,58 |
| | | 10:30 | 204,44 | 106,33 | 7849,96 | 153,55 | 127,66 | 0,2683 | 76,79 | 2,54 |
| | | 11:00 | 187,77 | 106 | 7500,96 | 132,07 | 126,34 | 0,2683 | 76,79 | 2,57 |
| | 2 | 01:00 | 182,22 | 125,67 | 7784,51 | 159,92 | 127,49 | 0,2683 | 76,67 | 2,43 |
| | | 01:30 | 165,55 | 125,33 | 7491,33 | 157,56 | 127,44 | 29,4121 | 77,43 | 2,43 |
| | | 02:00 | 176,66 | 122,67 | 7620,88 | 155,81 | 127,21 | 75,2617 | 78,2 | 2,43 |
| | | 02:30 | 209,44 | 126 | 7838,79 | 159,41 | 127,24 | 0,2683 | 74,24 | 2,52 |
| 17/05/2012 | 1 | 09:30 | 208,88 | 126 | 7477,86 | 159,00 | 127,77 | 0,2683 | 79,35 | 2,52 |
| | | 10:00 | 204,44 | 124,33 | 7467,08 | 159,92 | 127,77 | 0,2927 | 79,99 | 2,52 |
| | | 10:30 | 210 | 124,33 | 7963,34 | 160,13 | 127,39 | 0,2439 | 76,79 | 2,4 |
| | | 11:00 | 210 | 123,33 | 7646,10 | 158,28 | 127,99 | 0,2683 | 74,88 | 2,4 |
| | 2 | 01:00 | 207,22 | 122,67 | 7416,45 | 155,50 | 127,77 | 3,6582 | 74,88 | 2,4 |
| | | 01:30 | 207,22 | 122,67 | 7847,65 | 159,51 | 127,51 | 18,2423 | 75,64 | 2,37 |
| | | 02:00 | 205,55 | 122,67 | 6148,51 | 157,97 | 127,11 | 3,3899 | 76,16 | 2,37 |

| | | | | | | | | | | |
|------------|-------|--------|--------|---------|---------|--------|--------|---------|-------|------|
| 18/05/2012 | 1 | 02:30 | 204,44 | 123,5 | 6774,87 | 158,79 | 127,23 | 2,8778 | 76,16 | 2,37 |
| | | 09:30 | 204,44 | 123,67 | 6887,13 | 159,00 | 126,56 | 6,9994 | 74,88 | 2,54 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,67 | 8178,56 | 158,38 | 126,78 | 4,7557 | 73,34 | 2,54 |
| | | 10:30 | 205,83 | 122,67 | 7565,83 | 157,46 | 126,78 | 0,2683 | 73,6 | 2,54 |
| | 11:00 | 206,11 | 122,67 | 8685,60 | 159,1 | 126,56 | 8,1212 | 74,88 | 2,52 | |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,67 | 8571,06 | 158,38 | 126,51 | 0,2683 | 75,01 | 2,52 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,67 | 9173,01 | 159,00 | 126,23 | 93,0163 | 75,52 | 2,52 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,67 | 3804,38 | 159,41 | 126,34 | 0,2927 | 75,77 | 2,42 |
| 02:30 | | 204,44 | 121,83 | 7335,21 | 157,87 | 126,38 | 5,1459 | 76,16 | 2,42 | |
| 21/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 122,67 | 8819,39 | 159,41 | 126,45 | 5,1459 | 76,79 | 2,42 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,67 | 8667,70 | 160,13 | 126,56 | 0,3170 | 76,16 | 2,42 |
| | | 10:30 | 203,05 | 122,67 | 9054,43 | 159,31 | 126,47 | 3,1461 | 74,11 | 2,42 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,67 | 8838,06 | 159,51 | 126,01 | 3,1461 | 76,79 | 2,42 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,67 | 8751,44 | 160,13 | 126,67 | 12,1453 | 77,43 | 2,28 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,67 | 8760,68 | 159,92 | 126,47 | 10,7064 | 77,18 | 2,28 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,67 | 8768,18 | 159,1 | 127,44 | 10,7064 | 77,43 | 2,28 |
| | | 02:30 | 204,44 | 124,33 | 8928,34 | 159,82 | 126,78 | 0,9024 | 77,43 | 2,37 |
| | 1 | 09:30 | 204,44 | 122,67 | 5934,78 | 159,72 | 127,77 | 0,9024 | 77,43 | 2,37 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,67 | 9054,24 | 160,44 | 127,70 | 0,9024 | 77,43 | 2,37 |
| | | 10:30 | 207,22 | 122,67 | 8809,76 | 161,16 | 127,21 | 0,9024 | 76,16 | 2,36 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,67 | 8695,42 | 154,78 | 127,77 | 0,2927 | 77,18 | 2,36 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,67 | 8666,74 | 146,77 | 127,77 | 0,2927 | 75,64 | 2,36 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,67 | 8798,98 | 149,95 | 127,55 | 0,2927 | 76,16 | 2,41 |
| | | 02:00 | 204,44 | 123,33 | 8435,35 | 147,38 | 127,77 | 0,2927 | 76,16 | 2,41 |
| | | 02:30 | 204,44 | 123,5 | 7754,67 | 145,23 | 127,88 | 0,2927 | 76,16 | 2,41 |
| 22/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 122,67 | 8054,78 | 146,56 | 127,21 | 0,2927 | 74,24 | 2,67 |
| | | 10:00 | 205,55 | 123,5 | 8838,83 | 148,93 | 127,77 | 6,4385 | 74,88 | 2,67 |
| | | 10:30 | 205,83 | 123,33 | 8503,11 | 144,51 | 127,92 | 0,2927 | 74,11 | 2,67 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,67 | 8081,15 | 145,74 | 127,33 | 0,0732 | 74,49 | 2,41 |
| | 2 | 01:00 | 205,83 | 122,67 | 8492,52 | 146,15 | 127,66 | 0,5609 | 74,88 | 2,41 |
| | | 01:30 | 205,55 | 123,17 | 8292,52 | 147,79 | 127,66 | 0,2927 | 74,11 | 2,41 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,67 | 8023,59 | 146,05 | 127,1 | 0,3414 | 74,49 | 2,41 |

| | | | | | | | | | | |
|------------|---|-------|--------|--------|---------|--------|--------|---------|-------|------|
| 23/05/2012 | 1 | 02:30 | 204,44 | 124,33 | 8391,65 | 148,82 | 127,21 | 6,8287 | 74,88 | 2,41 |
| | | 09:30 | 205,27 | 123 | 8271,34 | 144,20 | 127,66 | 0,2927 | 72,32 | 2,41 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,67 | 7978,36 | 151,39 | 127,44 | 0,3170 | 73,6 | 2,61 |
| | | 10:30 | 207,22 | 124,33 | 8241,70 | 148,82 | 127,66 | 0,2927 | 74,88 | 2,61 |
| | | 11:00 | 205 | 122,67 | 8215,13 | 159,20 | 127,21 | 0,2927 | 74,62 | 2,61 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,67 | 8099,05 | 160,33 | 127,94 | 0,2195 | 74,11 | 2,47 |
| | | 01:30 | 207,22 | 122,67 | 8163,73 | 158,89 | 127,88 | 0,3658 | 74,11 | 2,47 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,67 | 8204,16 | 159,20 | 127,66 | 0,2927 | 74,24 | 2,47 |
| | | 02:30 | 204,44 | 122,67 | 8300,60 | 160,13 | 127,96 | 0,3170 | 74,24 | 2,41 |
| 24/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 122,67 | 8132,36 | 160,03 | 127,55 | 0,2927 | 69,51 | 2,41 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,67 | 8245,16 | 159,92 | 127,55 | 0,2927 | 78,97 | 2,41 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,67 | 8398,39 | 160,13 | 127,81 | 2,7559 | 78,97 | 2,41 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,67 | 8047,27 | 159,61 | 127,77 | 0,2927 | 76,16 | 2,41 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 123 | 8485,40 | 159,61 | 126,03 | 0,5609 | 78,97 | 2,41 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,67 | 7415,54 | 158,89 | 127,22 | 4,9996 | 78,97 | 2,41 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122,67 | 7893,90 | 159,72 | 127,77 | 0,2927 | 74,88 | 2,41 |
| | | 02:30 | 205,00 | 122,67 | 8323,32 | 180,48 | 127,43 | 10,8771 | 72,58 | 2,41 |
| 25/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 122,67 | 8550,85 | 159,72 | 127,88 | 0,3170 | 73,6 | 2,41 |
| | | 10:00 | 204,44 | 122,67 | 8057,28 | 160,03 | 127,21 | 63,4579 | 76,16 | 2,41 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,67 | 8600,52 | 158,48 | 127,55 | 0,6829 | 77,05 | 2,41 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122 | 8163,16 | 158,89 | 127,43 | 0,3414 | 73,34 | 2,41 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,33 | 7510,39 | 159,00 | 127,55 | 0,3170 | 53,16 | 2,41 |
| | | 01:30 | 204,44 | 122,67 | 7590,47 | 158,89 | 127,66 | 0,2927 | 62,74 | 2,41 |
| | | 02:00 | 203,33 | 122 | 6002,73 | 158,89 | 127,11 | 0,3170 | 61,33 | 2,41 |
| | | 02:30 | 203,89 | 122 | 8162,19 | 159,51 | 127,56 | 0,3170 | 62,1 | 2,41 |
| 28/05/2012 | 1 | 09:30 | 204,44 | 122,67 | 7977,20 | 158,69 | 126,35 | 0,3414 | 62,74 | 2,41 |
| | | 10:00 | 203,33 | 121,83 | 8543,15 | 158,69 | 126,35 | 4,8532 | 62,87 | 2,41 |
| | | 10:30 | 203,33 | 121,83 | 7602,79 | 159,41 | 126,67 | 0,2195 | 60,82 | 2,41 |
| | | 11:00 | 204,44 | 122,67 | 7830,32 | 159,92 | 126,68 | 0,3902 | 48,04 | 2,41 |
| | 2 | 01:00 | 203,06 | 121,5 | 8013,01 | 159,82 | 126,36 | 0,3170 | 57,24 | 2,41 |
| | | 01:30 | 203,06 | 122 | 7605,10 | 159,82 | 126,56 | 0,2927 | 58,27 | 2,41 |
| | | 02:00 | 204,44 | 122 | 7680,94 | 159,92 | 126,34 | 0,2927 | 48,04 | 2,41 |

| | | | | | | | | | | |
|------------|-------|--------|--------|---------|---------|--------|--------|---------|-------|------|
| 29/05/2012 | 1 | 02:30 | 202,50 | 122,67 | 7743,31 | 160,03 | 127,11 | 0,3170 | 60,82 | 2,41 |
| | | 09:30 | 203,33 | 122 | 7537,92 | 159,92 | 127,38 | 0,3170 | 60,82 | 2,41 |
| | | 10:00 | 203,33 | 122,67 | 6121,12 | 142,55 | 126,34 | 0,2927 | 59,54 | 2,41 |
| | | 10:30 | 204,44 | 124 | 9145,62 | 158,59 | 126,57 | 0,3170 | 70,79 | 2,41 |
| | 11:00 | 203,33 | 124,33 | 7701,93 | 159,31 | 126,37 | 0,2927 | 69,51 | 2,41 | |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 122,67 | 7838,60 | 160,23 | 126,34 | 0,2683 | 69,26 | 2,41 |
| | | 01:30 | 206,67 | 124 | 7800,87 | 159,92 | 127,32 | 0,2927 | 73,6 | 2,41 |
| | | 02:00 | 207,22 | 123,33 | 7694,42 | 159,92 | 127,99 | 0,2927 | 74,11 | 2,41 |
| 02:30 | | 204,44 | 122,67 | 8042,65 | 160,13 | 127,99 | 0,2927 | 77,43 | 2,41 | |
| 30/05/2012 | 1 | 09:30 | 206,67 | 120,17 | 7330,59 | 157,56 | 127,54 | 0,3170 | 73,6 | 2,41 |
| | | 10:00 | 205,56 | 122,67 | 8051,31 | 159,82 | 127,88 | 0,2927 | 76,79 | 2,41 |
| | | 10:30 | 204,44 | 122,67 | 7730,80 | 159,82 | 127 | 5,2678 | 77,43 | 2,41 |
| | | 11:00 | 200,28 | 123,5 | 7653,42 | 160,03 | 127,77 | 0,3170 | 76,16 | 2,41 |
| | 2 | 01:00 | 204,44 | 124 | 7488,83 | 159,61 | 127,99 | 5,8979 | 75,52 | 2,41 |
| | | 01:30 | 204,44 | 119,33 | 8769,64 | 138,03 | 127,55 | 0,5955 | 76,92 | 2,41 |
| | | 02:00 | 205,83 | 122,67 | 8522,24 | 133,82 | 127,89 | 0,9401 | 76,16 | 2,41 |
| | | 02:30 | 206,67 | 122,67 | 8465,90 | 131,25 | 127 | 29,6803 | 74,88 | 2,41 |
| 01/06/2012 | 1 | 09:30 | 198,89 | 120,17 | 8465,90 | 139,98 | 127,43 | 24,0641 | 74,88 | 2,41 |
| | | 10:00 | 204,44 | 117,17 | 8430,35 | 148,21 | 126,82 | 69,1604 | 78,07 | 2,41 |
| | | 10:30 | 204,44 | 118,33 | 8454,05 | 145,53 | 126,56 | 57,9906 | 78,71 | 2,41 |
| | | 11:00 | 200,28 | 117,67 | 8454,05 | 149,23 | 126,33 | 67,9906 | 78,71 | 2,41 |
| | 2 | 01:00 | 195,28 | 111 | 8686,27 | 147,79 | 127 | 74,1861 | 76,16 | 2,41 |
| | | 01:30 | 197,22 | 114,33 | 7557,42 | 149,95 | 127,44 | 80,7221 | 76,16 | 2,41 |
| | | 02:00 | 196,11 | 114,33 | 7627,71 | 150,47 | 127,1 | 99,4548 | 72,32 | 2,41 |
| | | 02:30 | 185 | 112,67 | 6263,98 | 153,14 | 127,22 | 111,063 | 75,52 | 2,41 |