



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN ASOCIADO A LA CENTRAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA DEL BLOQUE 18 DE PETROAMAZONAS EP.

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

AUTOR

Edison Fernando Rodríguez Paspuel
fernando.rodriguez@epn.edu.ec

DIRECTOR:

Ing. Miguel Ortega, M.Sc
miguel.ortega@epn.edu.ec

FECHA

Enero, 2019

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **Edison Fernando Rodríguez Paspuel**, bajo mi supervisión.

Msc.Ing. Miguel Ortega

DECLARACIÓN

Yo, **Edison Fernando Rodríguez Paspuel**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Edison Fernando Rodríguez Paspuel

DEDICATORIA

A mi familia y amigos, por todo su apoyo incondicional siempre.

AGRADECIMIENTO

A todo el personal docente y administrativo de la facultad de ingeniería mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, por su valiosa labor.

Un especial agradecimiento al Ing Miguel Ortega, M.Sc por su importante guía en la realización de este proyecto de tesis.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes	1
1.2. Definición del Problema	3
1.3. Objetivos	4
1.3.1. Objetivo general	4
1.3.2. Objetivos específicos	5
1.4. Alcance	5
1.5. Justificación	6

CAPÍTULO II. GENERALIDADES

2.1. Tecnologías para generación de energía eléctrica instaladas en el Bloque 18 de Petroamazonas EP	7
2.1.1. Turbinas de vapor	7
2.1.2. Análisis termodinámico del ciclo Rankine	10
2.1.3. Desviación de los ciclos de potencia de vapor reales respecto a los ideales	11
2.1.4. Motores a crudo	13
2.1.5. Análisis termodinámico del ciclo diésel	18
2.2. Descripción de la central de generación eléctrica de la PGE del Bloque18 de Petroamazonas	20
2.2.1. Sistema de generación con gas asociado	21
2.2.2. Sistema de generación a crudo	23
2.3. Producción de Energía Eléctrica en el Bloque 18 de Petroamazonas	27
2.4. Sistemas de recuperación de energía térmica de gases de escape	31
2.4.1. Cogeneración o CHP	32
2.4.2. Ciclo Combinado	37
2.4.3. Ciclo ORC	40
2.5. Fundamentos de Exergía	42
2.5.1. Exergía de un sistema cerrado	43
2.5.2. Exergía de una corriente de flujo	44

CAPÍTULO III. ANALISIS DE ENERGÍA DISPONIBLE

3.1. Balance másico de las unidades a crudo Wartsila W16V32	47
3.2. Flujo másico de gases de escape	48

3.3. Sistema de suministro de combustible	49
3.3.1. Balance másico de combustible de las unidades Wartsila W16V32	51
3.4. Sistema de suministro de aire	54
3.4.1. Flujo másico de aire	56
3.5. Tipos de combustión	58
3.6. Reacciones químicas de combustión	58
3.6.1. Temperatura de punto de rocío de los gases de escape	63
3.6.2. Relación aire combustible estequiométrica o ideal	64
3.6.3. Factor de exceso de aire	65
3.7. Parámetros de operación de la central de generación a crudo Wartsila	67
3.7.1. Parámetros operativos de las unidades Wartsila	68
3.7.2. Parámetros ambientales	70
3.8. Balance térmico de las unidades de generación Wartsila W16V32	71
3.9. Energía del combustible	72
3.10. Proceso de transformación de energía	75
3.10.1. Energía Mecánica	75
3.10.2. Calor	75
3.10.3. Calor rechazado por el sistema HT	76
3.10.4. Calor rechazado por el sistema LT	77
3.10.5. Energía de los gases de escape	77
3.11. Análisis exergético de los gases de escape	80
3.11.1. Punto de rocío ácido (<i>Acid Dew Point</i>)	82
3.11.2. Cálculo de la exergía de los gases de escape	85
3.12. Cálculo de eficiencias	87
3.12.1. Eficiencia térmica máxima o de Carnot	87
3.12.2. Eficiencia térmica de las unidades Wartsila	89
3.12.3. Eficiencia de la segunda ley	89
3.13. Consolidación de los elementos del balance térmico de la combustión del motor Wartsila W16V32	91
CAPÍTULO IV. SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA PROPUESTO	
4.1. Parámetros de diseño del HRSG	95
4.2. Sistemas auxiliares de soporte para el HRSG	99
4.2.1. Sistema de bypass de gases de escape	99
4.2.2. Sistemas de seguridad	100
4.3. Parámetros de diseño del HRSG	102

4.4. Balance térmico del HRSG	105
4.4.1. Perfil termodinámico del HRSG	106
4.4.2. Selección de la bomba de suministro de agua o Feed Pump del HRSG	110
4.5. Turbina de vapor seleccionada	112
4.5.1. Sistema de condensación de la turbina de vapor	115
4.5.2. Condensadores de superficie	115
4.5.2.1. Dimensionamiento del Condensador de superficie requerido	117
4.5.2.2. Selección de la bomba de agua del circuito de refrigeración del condensador	123
4.5.3. Selección de la bomba de vacío del condensador	125
4.6. Potencia eléctrica generada por la turbina de vapor	127
4.7. Dimensionamiento del HRSG	131
4.7.1. Calor absorbido por el Super calentador (\dot{Q}_{SH})	131
4.7.2. Calor absorbido por el Evaporador (\dot{Q}_{EV})	133
4.7.3. Calor absorbido por el Economizador (\dot{Q}_{EC})	134
4.7.4. Energía térmica total recuperada de los gases de escape	135
4.8. Perfil de temperaturas de diseño del HRSG	135
4.9. Configuración del HRSG	138
4.10. Dimensionamiento del HRSG	142
4.10.1. Cálculo del economizador	149
4.10.2. Cálculo del evaporador	161
4.10.3. Cálculo del super calentador	168
4.11. Selección del aislante térmico para el HRSG	176
4.12. Caída de presión pressure drop o back pressure de los gases de escape	178
CAPÍTULO V. ANÁLISIS ECONÓMICO	
5.1. Costos del Proyecto	183
5.1.1. Costos directos	183
5.1.2. Costos indirectos	183
5.2. Resumen Económico	184
5.3. Cálculo de Indicadores Económicos	186
CAPÍTULO VI	
6.1. Conclusiones	190
6.2. Recomendaciones	192
BIBLIOGRAFÍA	193

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Esquema turbina de vapor multietapa	8
Figura 2.2	Diagrama de Velocidad Vs. Presión en Turbinas de vapor de acción	8
Figura 2.3	Esquema y diagrama T-S del ciclo de vapor Rankine ideal	9
Figura 2.4	Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal. b) Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal.	11
Figura 2.5	Esquema de la unidad CAT 12CM32	14
Figura 2.6	Dimensiones de la unidad CAT 12CM32	15
Figura 2.7	Ilustración de la unidad Wartsila W1632	16
Figura 2.8	Esquema y dimensiones de la unidad Wartsila W1632	16
Figura 2.9	Esquema y diagrama T-S del ciclo de vapor Diesel ideal	18
Figura 2.10	Diagrama de Sistema de Generación con gas asociado de la PGE. Bloque 18 – Petroamazonas EP	21
Figura 2.11	Diagrama unifilar eléctrico del Sistema de Generación con gas asociado de la PGE. Bloque 18 – Petroamazonas EP	24
Figura 2.12	Diagrama de Fase 1 del sistema de generación a crudo de la PGE	25
Figura 2.13	Diagrama de Fase II del sistema de generación a crudo de la PGE	26
Figura 2.14	Diagrama unifilar eléctrico del Sistema de Generación a crudo de la PGE. Bloque 18 – Petroamazonas EP	27
Figura 2.15	Proyección de producción de gas en MSCFD del Bloque 18	28
Figura 2.16	Proyección de producción de petróleo y agua en BPD del Bloque 18 de Petroamazonas	29
Figura 2.17	Proyección de producción de energía eléctrica del Bloque 18	30
Figura 2.18	Instalación típica de equipo WHRU (Waste Heat Recovery Unit)	33
Figura 2.19	Esquema sistema de Cogeneración	34
Figura 2.20	Esquema sistema de Trigeneración	36
Figura 2.21	Central de ciclo combinado Diesel / Rankine	39
Figura 2.22	Diagrama comparativo de calentamiento relativo de agua y fluido orgánico en un HRSG (Heat REcovery Steam Generator).	41
Figura 2.23	El cambio de exergía de un sistema puede ser negativo, pero no la destrucción de la exergía	46

Figura 3.1	Balance másico de un motor de combustión interna	47
Figura 3.2	Medidor de caudal másico de gases de escape de unidades Wartsila.	48
Figura 3.3	Esquema del sistema de suministro de combustible de unidades Wartsila W16V32	50
Figura 3.4	Flujómetros de caudal másico de unidades Wartsila W16V32	51
Figura 3.5	Transmisor de caudal másico de combustible de unidades Wartsila W16V32	52
Figura 3.6	Esquema SCADA de suministro de combustible – WartsilaW16V32	53
Figura 3.7	Esquema de ubicación del módulo de succión de aire de carga	55
Figura 3.8	Sistema automático de filtro con persianas húmedas	56
Figura 3.9	Balance térmico de la distribución de la energía del combustible en un motor a combustión	72
Figura 3.10	Punto ácido de rocío, para concentraciones comunes de SO ₃ y vapor de agua en gases de escape	85
Figura 3.11	Ciclo ideal de Carnot	88
Figura 3.12	Balance térmico de la distribución de energía del combustible de las unidades Wartsila W16V32	93
Figura 4.1	Esquema técnico del HRSG	96
Figura 4.2	Diagrama T-S del Ciclo de funcionamiento del HRSG	97
Figura 4.3	Manifold para concentrar los gases de escape de las unidades Wartsila W16V32, según el sistema propuesto	104
Figura 4.4	Foto y esquema dimensional de la Feed pump GRUNDFOS CR 15-9	111
Figura 4.5	Curvas de rendimiento de la bomba GRUNDFOS CR 15-9	112
Figura 4.6	Diagrama T-S de ciclo Rankine trabajando a presión de vacío	114
Figura 4.7	Esquema de condensadores de superficie	116
Figura 4.8	Coeficientes en los condensadores de superficie – Heat Exchange Institute	120
Figura 4.9	Foto y esquema dimensional de la Cooling Pump GRUNDFOS CR 150-1-1	123
Figura 4.10	Curvas de rendimiento de la bomba GRUNDFOS CR 150-1-1	124
Figura 4.11	Esquema de instalación turbina de vapor, condensador de superficie, bomba de vacío	125
Figura 4.12	Características Técnicas de la bomba de vacío	127

Figura 4.13	Diagrama de la distribución de energía del combustible de las unidades Wartsila W16V32 con el sistema HRSG instalado	130
Figura 4.14	Diagrama valorado T-S del Ciclo de funcionamiento del HRSG	137
Figura 4.15	Esquema de un banco de tubos en flujo cruzado	138
Figura 4.16	Arreglo de tubos en intercambiadores de calor de flujo cruzado	139
Figura 4.17	Esquema del HRSG	145
Figura 4.18	Distancias longitudinal SL y transversal ST en el arreglo de tubos triangular 60° seleccionada para el HRSG	146
Figura 4.19	Presentación del “rock wool board” o lana de roca	176
Figura 4.20	Plano dimensional del HRSG	177

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Potencia actual de operación de unidades de la PGE - Bloque 18	2
Tabla 2.1	Nominal Performance – Unidad CAT – 12CM32	13
Tabla 2.2	Nominal Performance – Unidad Wartsila W16V32	15
Tabla 2.3	Datos operativos – Unidad Wartsila W16V32	17
Tabla 2.4	Equipos de generación de la PGE con sus potencias nominales y de Operación.	21
Tabla 3.1	Parámetros operativos de la unidad Wartsila W16V32	68
Tabla 3.2	Valores medios mensuales de los parámetros climatológicos	71
Tabla 3.3	Propiedades del combustible utilizado por las unidades Wartsila	72
Tabla 3.4	Resumen de parámetro operativos de unidad Wartsila W16V32	78
Tabla 4.1	Especificaciones técnicas de la Steam turbine N 1.9 - 1.0 / 350 (1,9 Mw)	113
Tabla 4.2	Tabla del perfil de temperatura de operación del HRSG	134
Tabla 4.3	Distancia transversal ST en función del arreglo y diámetro exterior de tubos	147
Tabla 4.4	Distancia transversal ST en función del arreglo y diámetro exterior de tubos	152
Tabla 4.5	Rangos normales de Velocidad de fluido dentro de tubos de intercambiador de calor	157
Tabla 4.6	Parámetros de cálculo de Backpressure en el HRSG	182
Tabla 5.1	Resumen de los costos de implementación del sistema HRSG	185
Tabla 5.2	Costo de generar con unidades a crudo y fuel oil (diesel)	186
Tabla 5.3	Costo de combustible generando con grupo electrógenos a crudo y fuel oil (diesel)	189
Tabla 5.4	Tabla de cálculo del período de recuperación de la inversión “Pay back”.	190

ÍNDICE DE ANEXOS

- Anexo 1 Protocol Test – unidades Wartsila W16V32
- Anexo 2 Hoja técnica de las unidades Wartsila W16V32
- Anexo 3 Plano de las unidades Wartsila W16V32
- Anexo 4 Captura de pantalla de datos operativos registrados en el SCADA de unidades la unidad Wartsila
- Anexo 5 Data Sheet and Quotation - Condensing Steam Turbines; Model S2.6-108 de 2 a 4 Mw - QNP
- Anexo 6 Data Sheet and Quotation – Surface Condenser
- Anexo 7 Tabla de propiedades físicas de gases de escape “Flue gas properties”
- Anexo 8 Propiedades termofísicas del agua saturada
- Anexo 9 Propiedades termofísicas del acero a diferentes temperaturas
- Anexo 10 Hoja técnica del aislante Rock Wool Board - Rosewool
- Anexo 11 Propiedades de los combustibles utilizados en la PGE de Blq 18
- Anexo 12 Planos del sistema propuesto
- Anexo 13 Pliego tarifario 2018 de la Agencia de regulación y control de electricidad
- Anexo 14 Tasas de interés del Banco Central 2018. Publicación de la Corporación Financiera Nacional (CFN)
- Anexo 15 Análisis de costos involucrados en la implementación del sistema propuesto

NOMENCLATURA

CAPÍTULO II

$q_{entrada}$	Calor de entrada (kJ) de la ecuación de energía de flujo estacionario
q_{salida}	Calor de salida (kJ) de la ecuación de energía de flujo estacionario
$w_{entrada}$	Trabajo de entrada de la bomba (kJ). Ciclo Rankine.
w_{salida}	Trabajo de salida de la turbina (kJ). Ciclo Rankine.
h_1	Entalpía del agua a la entrada de la bomba (kJ/kg). Ciclo Rankine
h_2	Entalpía del agua a la salida de la bomba (kJ/kg) . Ciclo Rankine
h_3	Entalpía del vapor a la salida de la caldera (kJ/kg). Ciclo Rankine
h_4	Entalpía del vapor a la salida de la turbina (kJ/kg). Ciclo Rankine
$\eta_{t\acute{e}rm}$	Eficiencia térmica de un ciclo termodinámico (%)
w_{neto}	Trabajo neto de salida (kJ/kg) Ciclo Rankine.
η_p	Eficiencia real de una bomba (%)
h_{2s}	Entalpía isentrópica del agua a la salida de la bomba (kJ/kg)
h_{2a}	Entalpía real del agua a la salida de la bomba (kJ/kg)
η_T	Eficiencia de una turbina de vapor (%)
h_{4a}	Entalpía real del vapor a la salida de la turbina (kJ/kg)
h_{4s}	Entalpía isentrópica del vapor a la salida de la turbina (kJ/kg)
LFO	Light Fuel Oil, o crudo liviano usado como combustible directamente en el motor
HFO	Heavy Fuel Oil, o crudo liviano usado como combustible directamente en el motor
CRO	Crude Oil o Crudo usado como combustible directamente en el motor
\dot{m}_f	Consumo de combustible o fuel mass flow del motor
HR	Heat rate del motor (kJ/Kwh)
P	Potencia activa del grupo electrógeno (Kw)
LCV	Lower calorific value o Valor calorífico inferior del combustible (kJ/kg)
k	Relación de calores específicos
Cp	Calor específico a presión constante (kJ/kg.K)

C_v	Calor específico a volumen constante (kJ/kg.K)
$u_{1,2,3,4}$	Energía interna específica (kJ/kg)
r_c	Relación de compresión de un motor
ϵ_u	Porcentaje de utilización (%)
\dot{m}_s	Flujo másico de vapor (kg/s)
$\dot{m}_{flue\ gases}$	Flujo de gases de escape (kg/s)
X	Exergía de un sistema cerrado (kJ)
ϕ	Exergía por unidad de masa de un sistema cerrado (kJ/kg)
ΔX	Cambio de exergía en un sistema cerrado (kJ)
$\Delta \phi$	Cambio de exergía por unidad de masa de un sistema cerrado (kJ/kg)
ψ	Exergía de una corriente de flujo (kJ)
$\Delta \psi$	Cambio de exergía de una corriente de flujo (kJ)
I	Irreversibilidad (kJ)
$W_{rev,}$	Trabajo reversible (kJ)
S_{gen}	Entropía generada (kJ/kg.K)
T_o	Temperatura de los alrededores (°C o K)
s_2	Entropía específica. Condición final (kJ/kg.K)
s_1	Entropía generada. Condición inicial (kJ/kg.K)

CAPÍTULO III

\dot{m}_{ge}	Flujo másico de gases de escape (kg/s)
\dot{m}_a	Flujo másico de aire absorbido por el motor (kg/s)
\dot{m}_c	Flujo másico de combustible consumido por el motor (kg/s)
\dot{m}_{fc}	Consumo de combustible de las unidades Wartsila (kg/h)
\dot{m}_{fi}	Fuel flow inlet o caudal másico de combustible de entrada a las unidades Wartsila (kg/h)
\dot{m}_{fo}	Fuel flow outlet o caudal másico de combustible de salida de las unidades Wartsila (kg/h)
AC_R	Relación aire-combustible del proceso de combustión real
$P_{vapor,aire}$	Presión parcial ejercida por el vapor de agua en el aire (kPa)

$\%HR$	Porcentaje de humedad relativa (%)
$P_{sat@T^{\circ},amb}$	Presión de saturación del vapor de agua a T° ambiente (kPa)
$N_{vapor,aire}$	Número de moles de humedad en el aire (kmol)
$N_{aire seco}$	Número de moles del aire seco (kmol)
N_{Total}	Número de moles total del aire y el vapor contenido (kmol)
$N_{Total, productos}$	Número de moles total de los gases de escape (kmol)
P_{v,H_2O}	Presión parcial del vapor en los gases de escape (kPa)
T_{PR}	Temperatura del punto de rocío (°C o °F)
AC_E	Relación aire combustible estequiométrica o ideal
AC_R	Relación aire combustible real del proceso de combustión
λ	Factor lambda o factor de exceso de aire
PM_{GE}	Peso molecular de los gases de escape (kg/kmol)
P	Potencia activa del generador de las unidades Wartsila (Kw)
Q	Potencia reactiva del generador de las unidades Wartsila (KVAR)
$\text{Cos}(\phi)$	Factor de potencia del generador de las unidades Wartsila
F	del generador de las unidades Wartsila (Hz)
P_{ia}	Presión de ingreso de aire al motor Wartsila (MPa)
T_{ia}	Temperatura de ingreso de aire al motor Wartsila (°C o °F)
P_{if}	Presión de ingreso del combustible HFO al motor Wartsila (MPa)
ν	Viscosidad FO del crudo (cSt)
T_{gE}	Temperatura de gases de escape de las unidades Wartsila (°C o °F)
\dot{m}_{Hr}	Flujo másico sistema de refrigerante del sistema HT de las unidades Wartsila (kg/s)
T_{Hro}	Temperatura de salida del refrigerante al sistema HT (°C o °F)
T_{Hri}	Temperatura de ingreso del refrigerante al sistema HT (°C o °F)
\dot{m}_{Lr}	Flujo másico sistema de refrigerante del sistema LT de las unidades Wartsila (kg/s)
T_{Lro}	Temperatura de salida del refrigerante al sistema LT (°C o °F)
T_{Lri}	Temperatura de ingreso del refrigerante al sistema LT (°C o °F)

$^{\circ}API$	American Petroleum Institute degress
HHV	Higher Heating Value o Poder calorífico superior (PCS) del combustible (Btu/lb o MJ/kg)
LHV	Lower Heating Value o Poder calorífico inferior (PCS) del combustible (Btu/lb o MJ/kg)
\dot{E}_{HFO}	Energía por unidad de tiempo aportada por el combustible a las unidades Wartsila (MJ/s)
\dot{Q}_{HT}	Calor rechazado por el sistema HT del motor (kJ/s)
\dot{Q}_{LT}	Calor rechazado por el sistema LT del motor (kJ/s)
Cp_{gE}	Calor específico de los gases de escape (kJ/kg.K)
\dot{Q}_{gE}	Calor rechazado por los gases de escape (kJ/s)
T_{adp}	Acid dew point o temperature de punto ácido de los gases de escape ($^{\circ}C$ o $^{\circ}F$)
$\eta_{t, rev}$	Eficiencia térmica reversible (%)
η_{II}	Eficiencia de la segunda ley (%)

CAPÍTULO IV

Δpp	Pinch point o diferencia de temperatura que existe entre la temperatura en el evaporador y la temperatura con los gases de escape
ΔAP	Approach Point o diferencia de temperaturas entre la temperatura de saturación de vapor en el evaporador del HRSG y la temperatura del agua líquida a la entrada del evaporador. (salida del economizador).
\dot{m}_{GET}	Flujo másico de los gases escape de las 3 unidades Wartsila W16V32 (kg/s)
\dot{Q}_{SH}	Calor absorbido por el sobre calentador (kJ /s)
\dot{Q}_{EV}	Calor absorbido por el evaporador (kJ /s)
ha	Entalpia del vapor a la salida del sobrecalentador (kJ/kg)
hc	Entalpía del agua a la entrada del evaporador (kJ/kg)
hd	Entalpía del agua a la salida del economizador (kJ/kg)
Cp_{GE}	Calor específico promedio de los gases de escape (kJ/kg.K)
hlf	Factor de corrección por perdidas de calor o heat loss factor
$T_{GE(X)}$	Temperatura de los gases de escape a la entrada del HRSG ($^{\circ}C$)

$T_{GE(Y)}$	Temperatura de los gases de escape a la entrada del evaporador (°C)
$T_{GE(Z)}$	Temperatura de los gases de escape a la entrada del economizador (°C)
$T_{GE(W)}$	Temperatura de los gases de escape a la salida del HRSG (°C)
bd	Factor de blow down o flujo de purga o barrido en la campana de líquido / vapor.
P_{EV1}	Presión de diseño del HRSG (MPa)
T_a	Temperatura del vapor a la salida del sobre calentador (°C)
T_b	Temperatura del vapor a la salida del evaporador (°C)
T_c	Temperatura de líquido saturado a la entrada del evaporador (°C)
T_d	Temperatura del líquido a la salida del economizador (°C)
T_d	Temperatura a la entrada del economizador(°C)
h_a	Entalpía del vapor sobre calentado a la salida de super calentador (kJ/kg)
h_b	Entalpía del vapor a la salida del evaporador (kJ/kg)
h_c	Entalpía del líquido saturado a la entrada del evaporador (kJ/kg)
h_d	Entalpía del líquido a la salida del economizador (kJ/kg)
h_e	Entalpía del líquido a la entrada del economizador (kJ/kg)
\dot{m}_v	Flujo másico de vapor generado en el HRSG (kg/s)
\dot{m}_{v1}	Flujo másico de vapor generado disponible para la turbina (kg/s)
TDH	Cabeza de presión de la bomba de suministro o Feed Pump (m H ₂ O)
$P_{turbina}$	Potencia de la turbina de vapor (Kw)
η_m	Eficiencia mecánica de la turbina (%)
η_{ise}	Eficiencia isentrópica de la turbina (%)
h_{out}	Entalpía del vapor a la salida de la turbina
x	Calidad el vapor
$T_{(iv-CD)}$	Temperatura de ingreso del vapor al condensador (°C)
P_{vac-a}	Presión de vacío del condensador (mbar)
$t_{(iw-CD)}$	Temperatura de ingreso del agua de refrigeración al condensador (°C)
A_{CD}	Área de transferencia de calor del condensador (ft ²)
Ntc	Número de tubos del condensador

$A_{(EXT-Tb)}$	Área de tubos de transferencia exterior del HRSG (ft ²)
$t_{(fw-CD)}$	Temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador (°C)
$T_{(iv-CD)}$	Temperatura de ingreso del vapor al condensador (°C)
U_D	Coefficiente de transferencia de calor del condensador (Btu/h.ft ² .°F)
Ct	Constante de transferencia de calor en condensadores de superficie en función del diámetro de tubos de transferencia
CT	Factor de temperatura en condensadores de superficie
CL	Factor de carga en condensadores de superficie
Ccl	Factor de limpieza en condensadores de superficie
V	Velocidad del agua de refrigeración del condensador (ft/s)
G_o	Gasto másico de circulación (gpm)
\dot{Q}_{out-CD}	Calor extraído del vapor en el condensador de superficie (kJ/s)
t_{w-AVG}	Temperatura promedio del agua de enfriamiento del condensador (°C)
P_{vac-ar}	Presión de vacío del condensador (mbar)
\dot{m}_{Extr}	Flujo másico del vapor extraído por la bomba de vacío (lb/h)
\dot{Q}_{CEF}	Calor de enfriamiento del condensador (lb/h.pie ²)
\dot{Q}_{SH}	Calor absorbido por el super calentador (kJ/s)
\dot{Q}_{EV}	Calor absorbido por el evaporador (kJ/s)
\dot{Q}_{EC}	Calor absorbido por el economizador (kJ/s)
\dot{Q}_{T-HRSG}	Calor total recuperado por el HRSG (kJ/kg)
$MLDT$	Diferencia de temperatura media logarítmica (K)
d, d_i	Diámetros externo e interno de los tubos de transferencia de calor (in)
K_m	Conductividad térmica de las paredes del tubo, (Btu / ft.h.°F)
ff_i, ff_o	Factores de incrustación interno y externo de los tubos, (ft ² .h.°F / Btu)
h_i	Coefficiente de transferencia de calor del lado interno de los tubos o del flujo de agua, (Btu / ft ² .h.°F)
h_o	Coefficiente de transferencia de calor del lado externo de los tubos o de los gases de escape, (Btu / ft ² .h.°F)
A_{DGE}	Área del ducto de escape de las unidades Wartsila (ft ²)
A_{CGE}	Área de las chimeneas de escape de las unidades Wartsila (ft ²)

w	Ancho del HRSG (ft)
A_{CT}	área transversal del HRSG (ft^2)
L_t	Longitud de los tubos de transferencia de calor del HRSG (ft)
SL, ST	Distancias longitudinal y transversal en el arreglo de tubos triangular 60° seleccionada para el HRSG (plg)
G_{GE}	Velocidad másica de los gases de escape ($lb/ft^2 \cdot h$)
N_W	Número de tubos de las secciones del HRSG
Re	Número de Reynolds
μ_{GE}	Viscosidad dinámica de los gases de escape ($lb/ft \cdot h$)
k_{GE}	Conductividad térmica de los gases de escape ($Btu/ft \cdot h \cdot ^\circ F$)
$T_{film(z-w)}$	Temperatura de película de gases de escape en los límites de ingreso y salida del economizador ($^\circ F$)
Nu	Número de Nusselt de los gases de escape
B, N	Coefficientes adimensionales para la correlación de Grimson's
Pr	Número de Prandtl
V	Velocidad del agua en los tubos del economizador (ft/s)
\dot{m}_W	Flujo másico de agua (lb/h) del HRSG (lb/h)
μ_W	Viscosidad dinámica del agua del HRSG ($lb/ft \cdot h$)
Cp_W	Calor específico del agua del HRSG ($Btu/lb \cdot ^\circ F$)
k_W	Conductividad térmica del agua del HRSG ($Btu/ft \cdot h \cdot ^\circ F$)
hc	Coefficiente de transferencia de calor convectivo ($Btu/ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F$)
N_d	Número de filas de tubos
$T_{Wm(d-e)}$	Temperatura promedio del agua en los puntos de ingreso y salida del economizador ($^\circ F$)
U_{EC}	Coefficiente global de transferencia de calor en el economizador ($Btu/ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F$)
$N_{t_{EC}}$	Número de tubos del economizador
$L_{d_{EC}}$	Longitud del economizador (ft)
W_{tbs-EC}	Peso del economizador (lb)
$T_{film(Y-Z)}$	Temperatura de película de gases de escape en los límites de ingreso y salida del evaporador ($^\circ F$)
$T_{Wm(d-b)}$	Temperatura promedio del agua en los puntos de ingreso y salida del evaporador ($^\circ F$)

G_{Wt}	Velocidad másica del vapor dentro de los tubos ($lb/ft^2 \cdot h$)
K_m	Conductividad del acero K_m al carbono de los tubos ($Btu/ft \cdot h \cdot ^\circ F$)
U_{EV}	Coefficiente global de transferencia de calor en el evaporador ($Btu / ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F$)
Nt_{EV}	Número de tubos del evaporador
Ld_{EV}	Longitud del evaporador (ft)
W_{tbs-EV}	Peso del evaporador (lb)
$T_{film(X-Y)}$	Temperatura de película de gases de escape en los límites de ingreso y salida del super calentador ($^\circ F$)
$T_{Wm(a-b)}$	Temperatura promedio del agua en los puntos de ingreso y salida del super calentador ($^\circ F$)
U_{SH}	Coefficiente global de transferencia de calor en el super calentador ($Btu / ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F$)
Nt_{SH}	Número de tubos del super calentador
Ld_{SH}	Longitud del super calentador (ft)
W_{tbs-SH}	Peso del super calentador (lb)
LT_{HRSG}	Longitud total del HRSG (ft - m)
A_{HRSG}	Área exterior del HRSG (ft^2 - m^2)
ΔP_g	Caída de presión en el HRSG ($in H_2O$ - $mm H_2O$)
ρ_{GE}	gravedad específica de los gases de escape (lb/ft^3)

RESUMEN

La creciente conciencia mundial del uso eficiente de recursos energéticos ha obligado que los gobiernos re-examinen sus políticas energéticas y tomen medidas para evitar el desperdicio de los mismos. Nuestro país no es la excepción con la creación, según Decreto No.1048, del “*Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables*”, por lo que el presente proyecto de tesis es a fin con esta tendencia de concientización nacional y mundial, dentro de un marco de protección al medio ambiente; teniendo como objetivo el plantear una alternativa técnico económica viable para recuperar la energía térmica rechazada en forma de calor a través de los gases de escape de las tres (3) unidades de generación a crudo Wartsila W16V32 de la Planta de generación (PGE) ubicada en la base ZPF del bloque 18 de Petroamazonas EP. Se comenzará realizando un análisis exergético de los gases de escape de las unidades Wartsila, para determinar el potencial de trabajo útil que se puede obtener del calor proveniente de esta fuente de calor. Luego se realiza el diseño termodinámico de un HRSG (Heat Recovery Steam Generator) y sus sistemas de soporte, que permitirían recuperar el calor de los gases de escape de las unidades Wartsila. Con el calor recuperado se produce vapor sobrecalentado que accionará una turbina de vapor seleccionada para generar energía eléctrica. Con la implementación del sistema propuesto, considerando un 95% de disponibilidad, se podrá generar una potencia de 1621 kW y un promedio de energía anual de 1’108.764 kW.h, lo que permitirá incrementar la eficiencia térmica de la PGE, generando beneficios económicos al estado y la reducción de emisiones, las mismas que se producirían de instalar otra unidad de generación a crudo para generar la misma cantidad de energía eléctrica que puede generar la turbina de vapor el sistema propuesto. El sistema del presente proyecto de tesis es aplicable a todas las centrales de generación térmica con temperaturas y caudal másico de gases de escape similares a los del presente estudio.

Palabras clave:

Disponibilidad, Eficiencia térmica, Exergía, HRSG, PGE, Recursos energéticos.

ABSTRACT

The growing global awareness of the efficient use of energy resources has forced governments to re-examine their energy policies and take measures to avoid wasting them. Our country is not the exception with the creation, according to Decree No.1048, of the "National Institute of Energy Efficiency and Renewable Energies", so the present thesis project is in order with this trend of national and global awareness, within a framework of protection to the environment; having as objective to propose a viable economic technical alternative to recover the thermal energy rejected in the form of heat through the exhaust gases of the three (3) Wartsila gensets W16V32 of the Generation Plant (PGE) located in the base ZPF of block 18 of Petroamazonas EP. It will begin by performing an exergy analysis of the exhaust gases of the Wartsila units, to determine the useful work potential that can be obtained from the heat coming from this heat source. Then the thermodynamic design of a HRSG (Heat Recovery Steam Generator) and its support systems, which would recover heat from the exhaust gases of Wartsila units. With the implementation of the proposed system, considering a 95% availability, it will be able to generate a power of 1621 kW and an average annual energy of 1'108.764 kW.h, which will increase the thermal efficiency of the PGE, generating economic benefits to the state and the reduction of emissions, the same that would be produced to install another genset to generate the same amount of electric power that the steam turbine can generate the proposed system. The system of the present thesis project is applicable to all thermal generation plants with temperatures and mass flow of exhaust gases similar to those of the present study.

Keywords:

Availability, Exergía, HRSG, PGE, Thermal efficiency.

1. INTRODUCCIÓN

El presente proyecto de tesis tiene como objetivo el plantear alternativas técnico económicas viables para recuperar la energía térmica rechazada en forma de calor a través de los gases de escape de las unidades de generación a crudo Wartsila W16V32 de la Planta de generación (PGE) ubicada en la base ZPF del bloque 18 de Petroamazonas EP.

Este estudio revisa la cantidad y calidad del calor rechazado y las tecnologías más idóneas para convertirlo en energía útil; con la finalidad de incrementar la eficiencia térmica de los sistemas de generación, al conseguir más energía útil con la misma cantidad de combustible consumido por las unidades Wartsila. Esta energía útil recuperada aportará a la economía nacional y a la reducción de emisiones al medio ambiente.

La creciente conciencia mundial en el uso eficiente de recursos energéticos ha obligado que los gobiernos reexaminen sus políticas energéticas y tomen medidas para evitar el desperdicio de los mismos. Nuestro país no es la excepción con la creación, según Decreto No.1048, del “*Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables*” como entidad adscrita al Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, por lo que el presente estudio es a fin con esta tendencia de concientización nacional y mundial, dentro de un marco de protección al medio ambiente.

1.1. Antecedentes

El Bloque 18 de Petroamazonas EP se encuentra ubicado en el noreste de la amazonía ecuatoriana, en la provincia de Orellana. Los campos en operación en el bloque 18 son el campo Pata y Palo Azul.

La planta de generación eléctrica (PGE) que abastece de energía al Bloque 18 se encuentra ubicada en el campamento base o ZPF. Consta de dos (2) turbinas a vapor Shinn Nippon C6-R7-RX de 6.000 kW c/u, tres moto generadores a crudo Wartsila W16V32 de 7.200 kW c/u y una (1) unidad Caterpillar 12CM32 de 6.200 kW de potencia nominal.

La capacidad instalada de generación es de 39.800 kW, sin embargo la demanda de energía del bloque 18 está entre 9 - 11 MW, y en su mayor parte es cubierta por las unidades de generación a crudo. En la tabla 1 se reseña las potencias de operación

actuales de las unidades de generación del bloque 18 de acuerdo a la demanda de energía actual.

Tabla 1. Potencia actual de operación de unidades de la PGE - Bloque 18.

No.	Unidad de Generación	TAG	Combustible	Capacidad Nominal (kW)	Set actual de potencia (kW)	Status
1.	Shinn Nippon C6-R7-RX	TG1	Gas asociado	6 000	2 000	ON
2.	Shinn Nippon C6-R7-RX	TG2	Gas asociado	6 000	2 000	ON
3.	CAT - 12CM32	MG1	Crudo	6 200	0	Stand by
4.	Wartsila W16 V32	MG2	Crudo	7 200	2 500	ON
5.	Wartsila W16 V32	MG3	Crudo	7 200	2 500	ON
6.	Wartsila W16 V32	MG4	Crudo	7 200	2 500	ON
Valor Total de Potencia (Kw) :				39 800	11 500	-

(Fuente. Departamento de Mto. Bloque 18 - Petroamazonas EP)

Como se puede observar, todas las unidades de generación operan en promedio al 35% de su capacidad nominal. Sin embargo esta situación cambiará desde mediados del 2.019, ya que está en marcha el proyecto Interconexión entre la PGE del bloque 18 al nuevo sistema eléctrico El Vergel a través de una línea de transmisión eléctrica subterránea de 69 KV desde ZPF.

Una vez puesta en servicio la línea de transmisión, se exportará energía al Sistema Interconectado Petrolero (SEIP), por lo que desde ese momento se pondrá a operar todas las unidades de generación a su potencia normal de operación, es decir la unidad Caterpillar al 80% de su capacidad y las unidades Wartsila por ser más nuevas (2.013) al al 90% de su capacidad nominal y la PGE estará generando 29020 kW nominales que corresponde a su capacidad normal de operación probada.

Es importante señalar que las dos (2) turbinas de gas Shinn Nippon se encuentran trabajando solamente al 33% (2 MW) de su capacidad nominal (6 MW). El mayor inconveniente para que no puedan subir su potencia de salida es al empobrecimiento del poder calorífico del gas asociado que alimenta la caldera de vapor de las turbinas.

Como solución se está suministrando crudo a la caldera a fin de que pueda generar más vapor, sin embargo esta no es un práctica eficiente considerando que se cuenta con motores a crudo, por lo cual no se consume mucho crudo en la caldera. En resumen las

instalaciones de las turbinas (planta de tratamiento de agua, torre de enfriamiento) se encuentran sub-utilizadas y esta capacidad instalada es la que nos servirá de gran utilidad para poder complementar el sistema del HRSG como se verá más adelante.

Se tiene previsto instalar una cuarta unidad Wartsila W16V32 (MG2) en el año 2020, con lo que la capacidad de la PGE se incrementará en 6.480 kW, desde 29020 kW a 35500 kW.

Por lo tanto la producción de energía del bloque 18 se incrementará de manera considerable desde 11 MW a 35,5 MW para mediados del 2020 con la interconexión del SEIP como se mencionó y la incorporación de la 4ta unidad Wartsila; con un aporte del 88,5% de generación con unidades a crudo y 11,5% de generación con turbinas de vapor. No se generará los 47 MW de capacidad instalada, ya que se resguardará un promedio del 10% de la capacidad nominal de las unidades a crudo a fin de garantizar la confiabilidad del sistema y las unidades a vapor (turbinas) están limitadas en su capacidad de generación como ya se mencionó.

De todas las unidades de generación revisadas, se estudiará la recuperación de energía térmica de los gases de escape de las unidades a crudo Wartsila, ya que fueron instaladas en el año 2013, son las más nuevas y están en una misma casa de máquinas por lo que es más sencillo instalar el manifold que concentrará los gases de escape de las 3 unidades como se verá más adelante. Estas unidades operarán al 90% de su capacidad nominal es decir a 6.480 kW a partir de mediados de 2019 que se tiene previsto terminar y poner en servicio la Interconexión entre la PGE del bloque 18 al nuevo sistema eléctrico El Vergel. Se considera que operen al porcentaje de carga indicado, manteniendo un 10% de "potencia rodante"¹ en reserva a fin de garantizar la confiabilidad del sistema.

Con las tres (3) unidades Wartsila que se encuentran en servicio MG3, MG4, MG5 y la incorporación de la cuarta unidad MG2 se dispondrá de un buen caudal másico de gases de escape de estas unidades.

Es importante indicar que la misma tecnología de recuperación de energía térmica de gases de escape desarrollada en el presente proyecto de tesis, se podrá instalar en otros

¹ Potencia no generada pero disponible por una unidad de generación que está en funcionamiento, hasta alcanzar su potencia nominal.

bloques de Petroamazonas, operadoras privadas y centrales de generación eléctrica termoeléctricas.

1.2. Definición del problema

En el distrito amazónico, la producción de petróleo requiere de gran cantidad de energía eléctrica utilizada en los procesos de explotación, producción, refinación, transporte de crudo y para uso de los campamentos.

Por estar los bloques petroleros en zonas aisladas, requieren generar su propia energía eléctrica, siendo las centrales termoeléctricas con motores Wartsila W16V32 a crudo de 6.8 MW las que generan la mayor cantidad de la energía eléctrica que se utiliza, por lo que esta marca y modelo de motores es ampliamente difundida tanto en los campos administrados por Petroamazonas así como en los de las operadoras privadas, e incluso CELEC dispone unidades de generación de esta marca por su altos índices de confiabilidad.

Dichos motores son de ciclo diesel y en ninguno de los bloques petroleros en donde se utilizan, se ha instalado sistemas de recuperación y aprovechamiento de la energía térmica rechazada en forma de calor a través de los gases de escape de estos motores, desperdiciándose así una gran cantidad de energía térmica que se emana directamente al ambiente, energía térmica que podría ser transformada en energía útil, utilizando las tecnologías adecuadas mediante un estudio que promueva su instalación, y es por esto la razón del presente estudio.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Realizar un análisis Técnico – Económico del aprovechamiento de la energía térmica de los gases de escape de las unidades a crudo Wartsila W16V32 de la Planta de Generación (PGE) del bloque 18 de Petroamazonas EP, para producir vapor para accionamiento de una turbina de vapor acoplada a un generador eléctrico.

1.3.2. Objetivos Específicos

- a. Realizar un análisis exergético de los gases de escape de las unidades de generación a crudo Wartsila W16V32 de la PGE del bloque 18 de Petramazonas EP, para determinar su potencial de trabajo útil.
- b. Realizar una revisión de los sistemas de recuperación de energía térmica de gases de escape existentes, para centrales de generación termoeléctricas.
- c. Analizar las ventajas y desventajas de los sistemas de recuperación de energía térmica revisados y determinar el más idóneo para instalar en las centrales de generación eléctrica a crudo Wartsila de Petroamazonas EP.
- d. Realizar el análisis económico del sistema de recuperación de energía térmica de gases de escape propuesto, para determinada la factibilidad de implementarlo en las centrales de generación a crudo Wartsila de Petroamazonas EP.

1.4. Alcance

- a. Se realizará un análisis energético de las unidades de generación eléctrica a crudo Wartsila W16V32 de la PGE del bloque 18 de Petroamazonas EP.
- b. Se realizará el análisis exergético de los gases de escape de las unidades a crudo Wartsila W16V32 para determinar la cantidad de energía útil disponible.
- c. Se analizará las ventajas y desventajas del uso de diferentes tecnologías de recuperación de energía térmica de gases de escape de centrales termoeléctricas.
- d. Se seleccionará la tecnología de recuperación de energía térmica más adecuada para instalar en las unidades Wartsila W16V32.
- e. Se determinará el costo de producción de energía eléctrica con crudo y la tasa de reducción de consumo de combustible con la implementación del sistema propuesto.

- f. Se realizará el análisis económico de los costos que implicaría la implementación del sistema de recuperación de energía térmica propuesto, para instalar en la PGE del bloque 18 de Petroamazonas.

1.5. Justificación

El presente proyecto de tesis analizará la factibilidad técnica y económica de instalar sistemas de recuperación de energía térmica en las unidades Wartsila W16V32 del bloque 18 de Petroamazonas EP, para producir vapor que permita accionar una turbina de vapor acopladas a un generador eléctrico.

Cabe señalar que el sistema de recuperación de energía térmica de gases de escape propuesto, será factible para instalar en todas las unidades Wartsila ampliamente difundidas en los otros bloques de Petroamazonas EP, operadores privadas y la Corporación Electrica del Ecuador CELEC, por lo que el presente estudio servirá como importante referente para otros campos de producción de petróleo y empresas eléctricas.

Al aprovechar la energía térmica de los gases de escape para accionar turbinas de vapor que generen energía eléctrica, será más eficiente el uso de combustible (crudo) empleado para generación, lo que generará beneficios económicos al estado por la producción de energía eléctrica, sin consumo adicional de combustible; energía que podrá ser distribuida y comercializada a través del SEIP. Adicionalmente se genera un beneficio de carácter medioambiental al contribuir con la reducción de emisiones para generación de energía eléctrica.

2. GENERALIDADES

Luego de haber revisado la situación actual de la planta de generación (PGE) del bloque 18 de Petroamazonas EP, se revisará varios conceptos fundamentales, así como datos específicos de la PGE, esta información detallada servirá de soporte para el desarrollo de la tesis.

2.1. Tecnologías para generación de energía eléctrica instaladas en el Bloque 18 de Petroamazonas EP

Las tecnologías para generación eléctrica empleadas en el bloque 18 básicamente son de dos tipos:

- Turbinas de vapor
- Motores a crudo

2.1.1. Turbinas de vapor

Las turbinas de vapor de la Planta de generación (PGE) del bloque 18 son de fabricación japonesa de marca Shinn Nippon modelo C6-R7-RX. Estas turbinas son "Multistage Steam turbine" o turbinas de acción multietapa. Ver Figura 2.1.

El objetivo del diseño en varias etapas o escalonamientos en la turbina de vapor es disminuir la velocidad del rodete conservando una velocidad de los alabes próxima al valor óptimo con relación a la velocidad del chorro de vapor. Ver figura 2.2.

Si tenemos una presión de vapor muy elevada sin las etapas necesarias, sería necesario que la turbina girase a una velocidad muy alta, que no sería viable mecánicamente por las dimensiones que debería tener el reductor¹.

¹ Caja de engranajes que ajusta la velocidad final del eje a la deseada.

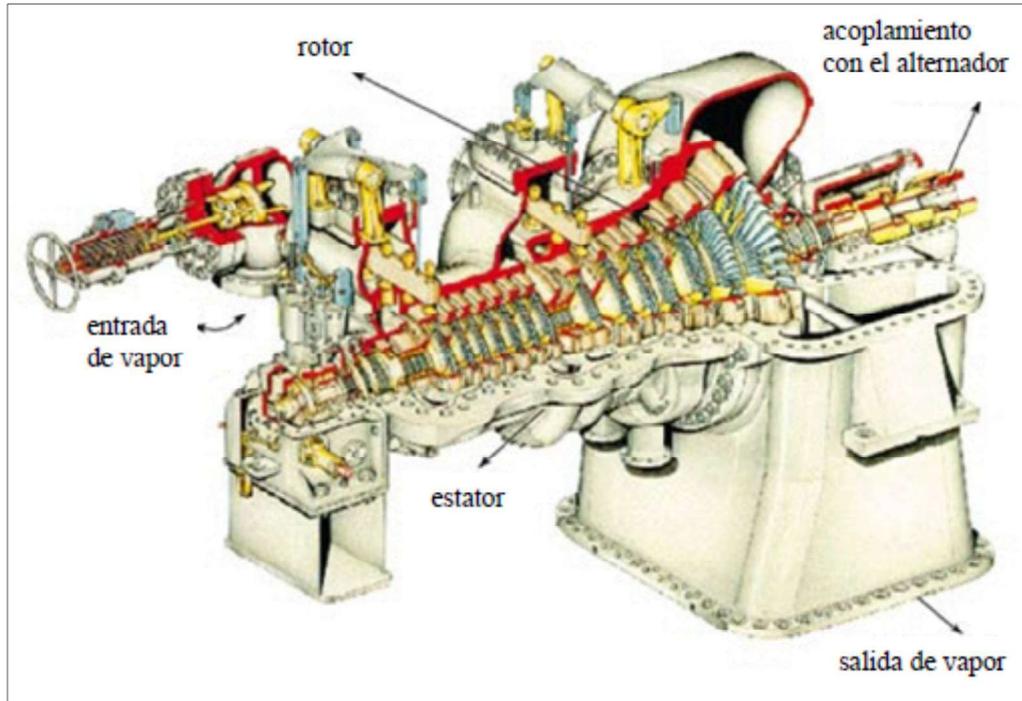


Figura 2.1. Esquema turbina de vapor multietapa
(Fuente. Shin Nippon steam turbines catalogue)

Este tipo de turbina consigue mejores rendimientos que las turbinas monoetapa, además pueden absorber flujos de vapor de mucha mayor presión, por lo que este diseño de turbina es para media y alta potencia, inclusive superior a 100 MW. Las turbinas instaladas en el bloque 18, tienen una potencia nominal de 6.000 kW.

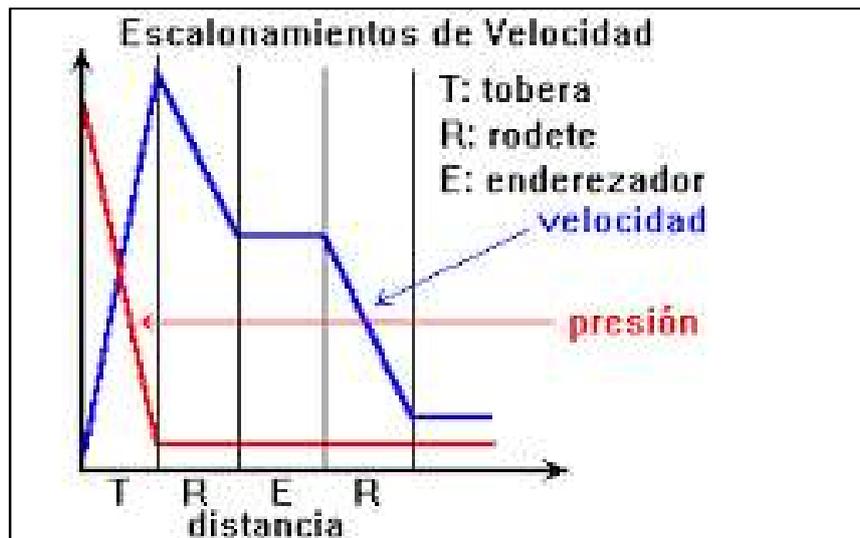


Figura 2.2. Diagrama de Velocidad Vs. Presión en Turbinas de vapor de acción
(Fuente. Mataix Claudio (2000). Turbomaquinas Térmicas)

El ciclo de potencia a la cual trabajan las turbinas es el ciclo Rankine simple. El ciclo Rankine consta de cuatro procesos:

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

Cabe señalar que estos procesos corresponden a un ciclo Rankine ideal, es decir sin incluir ninguna irreversibilidad¹ interna. En la Figura 2.3, se esquematiza el ciclo Rankine **ideal** en una digrama T-s.

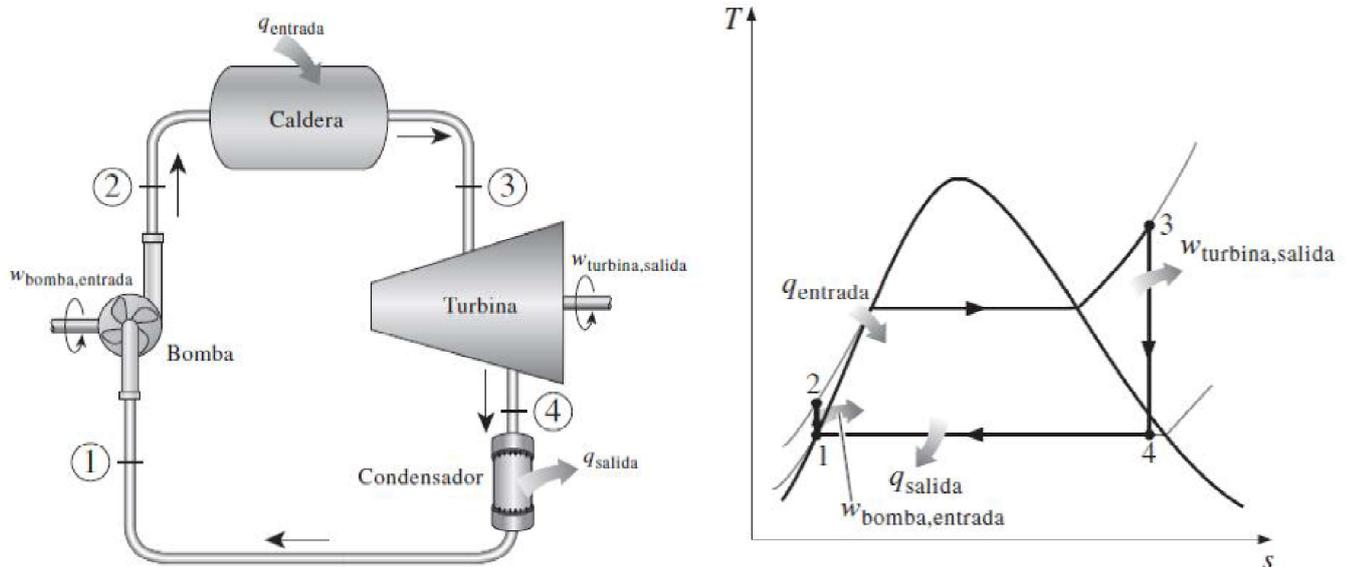


Figura 2.3. Esquema y diagrama T-S del ciclo de vapor Rankine ideal
(Fuente. Mataix Claudio (2000). Turbomaquinas Térmicas)

Se realizará un análisis más detallado de las turbinas de vapor, ya que como se verá más adelante, será una turbina de vapor el equipo utilizado para aprovechar la energía térmica recuperada del calor del escape de las unidades Wartsila.

¹ La irreversibilidad se considera como la oportunidad perdida para hacer trabajo. Representa la energía que podría haberse convertido en trabajo pero no lo fue.

2.1.2. Análisis termodinámico del ciclo Rankine

Los cuatro componentes que componen el ciclo Rankine (bomba, caldera, turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estacionario.

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa de vapor se reduce a :

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e \quad \text{Ec.(2.1)}$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y como la bomba y la turbina son isentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

$$\text{Bomba } (q = 0): \quad w_{bomba, entrada} = h_2 - h_1 \quad \text{Ec. (2.2)}$$

O,

$$w_{bomba, entrada} = v(P_2 - P_1) \quad \text{Ec. (2.3)}$$

donde,

$$h_1 = h_f @ P_1 \quad \text{y} \quad v = v_1 = v_f @ P_1 ;$$

$$\text{Caldera } (w = 0): \quad q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad \text{Ec. (2.4)}$$

$$\text{Turbina } (q = 0): \quad w_{turbina, salida} = h_3 - h_4 \quad \text{Ec. (2.5)}$$

$$\text{Condensador } (w = 0): \quad q_{salida} = h_4 - h_1 \quad \text{Ec. (2.6)}$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se determina a partir de :

$$\eta_{\text{térm}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} \quad \text{Ec. (2.7)}$$

donde,

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = w_{\text{turbina, salida}} - w_{\text{bomba, entrada}} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

2.1.3. Desviación de los ciclos de potencia de vapor reales respecto a los ideales

El ciclo real de potencia de vapor difiere del ciclo Rankine ideal, como se ilustra en la Figura 2.4 (a), como resultado de las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades. La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre diversos componentes.

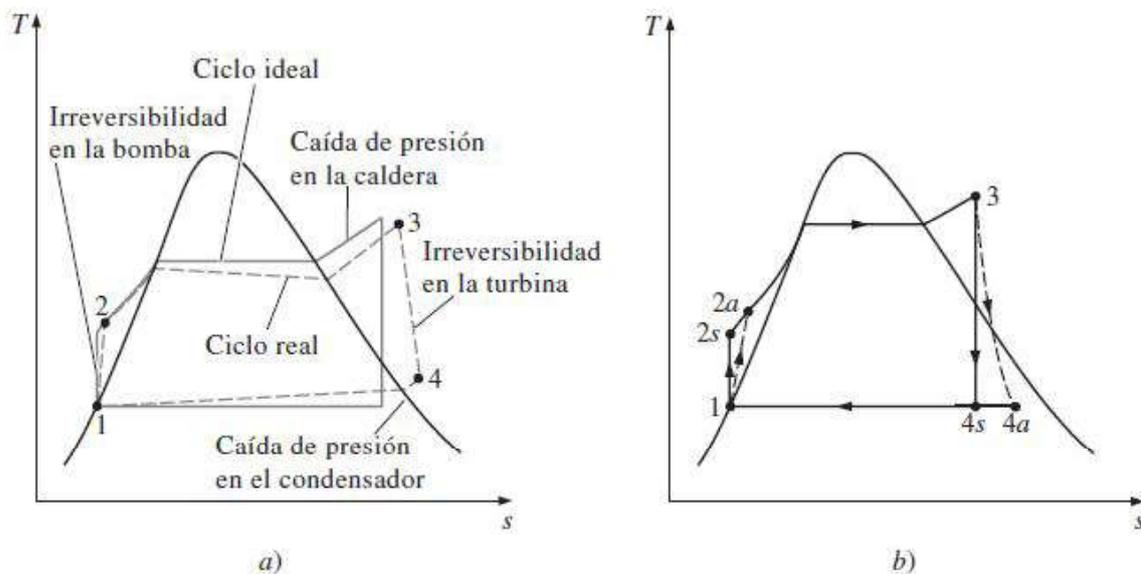


Figura 2.4. Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal. b) Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal

(Fuente. Cengel yunus (7ma Edic.). Termodinamica. Pag. 566)

Como resultado, el vapor sale de la caldera a una presión un poco menor. Además, la presión en la entrada de la turbina es un poco más baja que la de la salida de la caldera, debido a la caída de presión en los tubos conectores. La caída de presión en el condensador por lo general es muy pequeña. Para compensar todas estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la que tiene el ciclo ideal. Esto requiere una bomba más grande y una mayor entrada de trabajo a la bomba.

Otra fuente importante de irreversibilidad es la pérdida de calor del vapor hacia los alrededores cuando este fluido circula por varios componentes. Para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más calor hacia el vapor en la caldera para compensar estas pérdidas de calor indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye.

Las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina son especialmente importantes. Una bomba requiere una entrada de trabajo mayor y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia de las irreversibilidades.

Bajo condiciones ideales, el flujo a través de estos dispositivos es isentrópico. La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto de las isentrópicas puede ser tomada en cuenta utilizando eficiencias isentrópicas, definidas como:

Eficiencia real de la bomba,

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad \text{Ec. (2.9)}$$

y,

Eficiencia real de la turbina,

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad \text{Ec. (2.10)}$$

En donde los estados *2a* y *4a* son los estados de salida de la bomba y de la turbina, respectivamente, mientras que *2s* y *4s* son los estados correspondientes para el caso isentrópico, según se puede apreciar en la Fig. 2.4 (b).

2.1.4. Motores a crudo

Las unidades de generación a crudo de la Planta de generación (PGE) del bloque 18 son de dos fabricantes diferentes. Una unidad CAT - 12CM32 y tres unidades Wartsila W16V32.

En la Tabla 2.1 se presentan los datos de desempeño o “*Nominal Performance*” de la unidad CAT. En la figura 2.6 se puede observar una ilustración de la unidad CAT con su generador correspondiente; se indican las dimensiones y peso.

Tabla 2.1. Nominal Performance – Unidad CAT – 12CM32

Modelo	Engine Rating	Generator Set Rating		Speed	Frecuency	Heat Rate	η engine	Lube oil consumption
	kW	kW	KVA	rpm	Hz	KJ/ kW.h	%	g/ kW.h
12CM32	5.760	5.580	6.988	750	60	7.892	46.2	.6

(Fuente. Catálogo técnico – Grupos electrógenos Caterpillar)

La unidad Caterpillar presenta las siguientes características técnicas:

Motor de 4 tiempos – ciclo diesel

Cantidad y Configuración de cilindros : 12 en V a 60°

Tipo de combustible : LFO ¹ / Crudo (CRO ²)

Consumo promedio de combustible (Heat Rate) : 7792 KJ/ kW.h

Carrea del pistón (Stroke) : 420 mm (16.5 in)

Diámetro de los cilindros (Bore) : 320 mm (12.6 in)

Número de válvulas : 2 de admisión / 2 de escape

Relación de compresión : 14.2 : 1

Alternador : 97%

¹ LFO. - Light Fuel Oil, o crudo liviano usado como combustible directamente en el motor.

² CRO.- Crude Oil o Crudo usado como combustible directamente en el motor.

El consumo de combustible, se obtendrá del valor de *Heat Rate (HR)* de la unidad de generación, el poder calórico (*LCV*) del combustible utilizado y la potencia o *Generator Set Rating (P)*.

Para un combustible *LFO* con un *LCV*¹ de 41.030 KJ/Kg, para generar una potencia de 5580 kW, correspondiente a la máxima potencia nominal de la unidad CAT, el consumo de combustible o *fuel mass flow (ṁ_f)* se obtiene como se indica a continuación:

$$\dot{m}_f = \frac{HR \times P}{LCV} \quad \text{Ec. (2.11)}$$

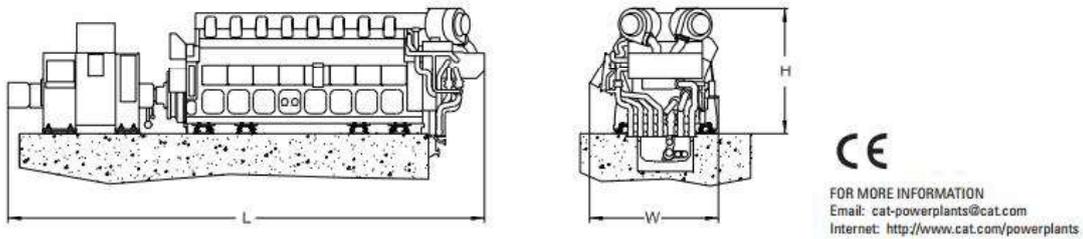
$$\dot{m}_f = \frac{7892 (kJ/kW.h) \times 5580 (kW)}{41030 (kJ/kg)} = 1059,7 \frac{kg}{h}$$



Figura 2.5. Esquema de la unidad CAT 12CM32
(Fuente. Catálogo técnico – Grupos electrógenos Caterpillar)

¹ LCV.- Lower calorific value o Valor calorífico inferior del combustible

GENERATOR SET DIMENSIONS



	GENERATOR SET DIMENSIONS						APPROXIMATE WEIGHT (DRY)			
	HEIGHT (H)		WIDTH (W)		LENGTH (L)		ENGINE		GENERATOR	
	mm	in	mm	in	mm	in	kg	lb	kg	lb
12CM32	3,329	131	3,394	134	11,193	441	64,400	141,978	24,800	54,675

Figura 2.6. Dimensiones de la unidad CAT 12CM32
 (Fuente. Catálogo técnico – Grupos electrógenos Caterpillar)

En la Tabla 2.2 se presentan los datos de desempeño o “Nominal Performance” de las unidades Wartsila W16V32. En las figuras 2.7 y 2.8 se puede observar una ilustración de la unidad Wartsila con su generador correspondiente; se indican las dimensiones y peso.

Tabla 2.2. Nominal Performance – Unidad Wartsila W16V32

Modelo	Engine Rating	Generator Set Rating		Speed	Frecuency	Heat Rate	η engine	Lube oil consumption
	kW	kW	KVA	rpm	Hz	kJ/kW.h	%	g/ kW.h
W16V32	7.200	6.480	8.100	750	60	7.915	46	0.35

(Fuente. Guía de producto W32 – Grupos electrógenos Wartsila)

Las unidades Wartsila presentan las siguientes características técnicas:

Motor de 4 tiempos – ciclo diesel

Cantidad y Configuración de cilindros : 16 en V a 55°

Tipo de combustible : LFO / CRO / HFO

Consumo promedio de combustible (Heat Rate) : 7815 kJ/ kW.h :

Carrea del pistón (Stroke) : 400 mm (15.7 in)

Diámetro de los cilindros (Bore) : 320 mm (12.6 in)

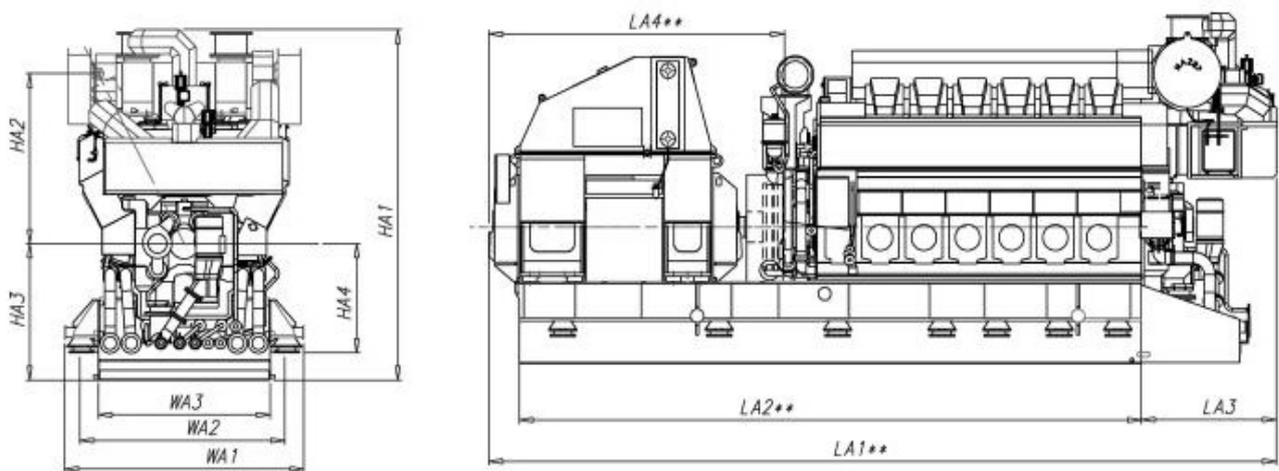
Relación de compresión : 14 : 1

Número de válvulas: 2 de admisión / 2 de escape

Alternador: ABB AMG 1120MK10 DSE / 8712 KVA / 13.8 Kv



Figura 2.7. Ilustración de la unidad Wartsila W1632
(Fuente. Guía de producto W32 – Grupos electrógenos Wartsila)



Engine	LA1**	LA3	LA2**	LA4**	WA1	WA2	WA3	HA4	HA3	HA2	HA1	Weight**
W 16V32	11175	1735	9020	3765	3060	2620	2200	1375	1850	2120	4280	121

Figura 2.8. Esquema y dimensiones de la unidad Wartsila W1632
(Fuente. Guía de producto W32 – Grupos electrógenos Wartsila)

Para un combustible *LFO* con un *LCV* de 41.030 KJ/Kg, que es el combustible que se dispone en la central de generación del bloque 18 para generación y cuyo valor se encuentra detallado en el Protocol Test de la unidades Wartsila (Ver Anexo 1); para generar una potencia de 6.480 kW que es la potencia normal de operación y es el 90% de la máxima potencia nominal de la unidad Wartsila W16V32, el consumo de combustible o *fuel mass flow* (\dot{m}_f) se obtiene como se indica a continuación:

$$\dot{m}_f = \frac{HR \times P}{LCV} \quad \text{Ec. (2.12)}$$

$$\dot{m}_f = \frac{7915 (kJ/kW.h) \times 6480 (kW)}{41030 (kJ/kg)} = 1250 \frac{kg}{h}$$

Este valor calculado de consumo de combustible, en función del Heat Rate (*HR*) del fabricante, será bastante aproximado al valor de consumo real de combustible. Esto se podrá corroborar más adelante en el capítulo 3.

En la tabla 2.3 se pueden encontrar varios parámetros operativos registrados para las unidades Wartsila W16V32. Esta información servirá de base para poder desarrollar el sistema propuesto.

Tabla 2.3. Datos operativos – Unidad Wartsila W16V32

Engine Model : W16V32

Parámetro	unidad	valor	Parámetro	unidad	valor
Engine optimisation : NOx (dry @ 15 vol % O ₂)	ppm.	780 - 710	Charge air flow	kg / s	13.0
Electric Power	kW	6800	Exhaust gas flow	kg/s	13.3
Heat Rate	kJ/kW.h	7915	Exhaust gas flow	°C	376
Efficiency	%	46	Heat Losses by radiation	kW	240
Hight temperature circuit inlet / outlet	°C	80 / 96	Exhaust gas heat	kW	4686
Cylinder Temperature inlet / outlet	°C	80 / 88	High temperature circuit energy	kW	2384
Lubrication oil circuit inlet / outlet	°C	63 / 78	Low temperature circuit energy	kW	1617

(Fuente. Guía de producto W32 – Grupos electrógenos Wartsila)

Como se revisó hasta ahora, las unidades a crudo de la PGE del bloque 18 operan según el ciclo diesel, a continuación se realizará un análisis termodinámico detallado de este ciclo.

2.1.5. Análisis termodinámico del ciclo diesel

El motor de encendido por compresión o ECOM, fue propuesto por primera vez por Rudolph Diesel en la década de 1890. En los motores ECOM (también conocidos como motores diesel) el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de cada cilindro que contiene este aire comprimido y caliente.

En la Figura 2.7, se esquematiza el ciclo Diesel **ideal** en diagramas T-s y P-v

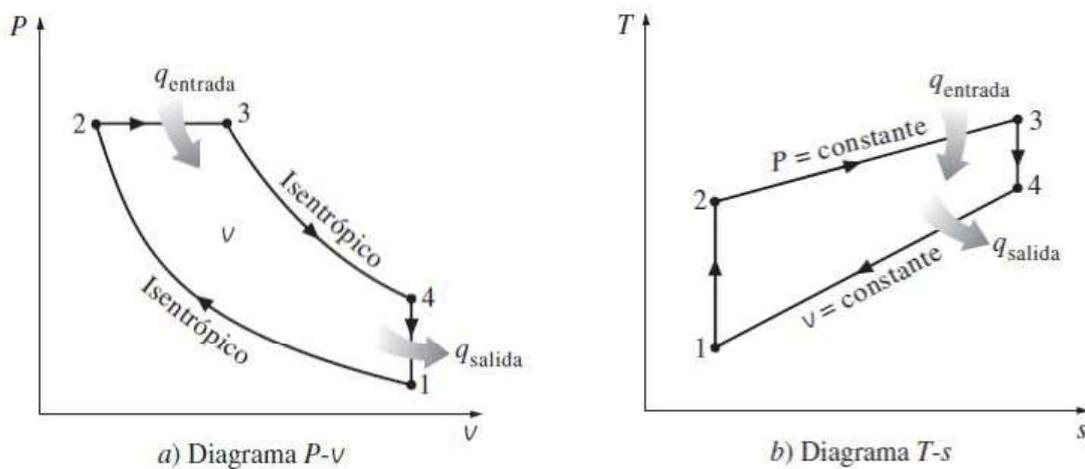


Figura 2.9. Esquema y diagrama T-S del ciclo de vapor Diesel ideal
 (Fuente. Cengel yunus (7ma Edic.). Termodinamica. Pag. 504)

El ciclo diesel ideal consta de los siguientes ciclos:

- Proceso 1-2. Compresión adiabática reversible (isentrópica)
- Proceso 2-3. Adición de calor a presión Constante (combustión)
- Proceso 3-4. Expansión isentrópica
- Proceso 4-1. Rechazo de calor a volumen constante

Puesto que el ciclo Diesel se ejecuta en un dispositivo de émbolo y cilindro, que forma un sistema cerrado, la cantidad de calor añadida al fluido de trabajo a presión constante y rechazada por este a volumen constante, puede expresarse como,

$$q_{entrada} = (u_3 - u_2) + P_2(v_3 - v_2) \quad \text{Ec. (2.13)}$$

enunciando la ecuación de entalpía específica,

$$h = u + Pv \quad (kJ/kg) \quad \text{Ec. (2.14)}$$

reemplazando en ecuación 2.11,

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = Cp(T_3 - T_2) \quad \text{Ec. (2.15)}$$

$$q_{salida} = (u_4 - u_1) = Cv(T_4 - T_1) \quad \text{Ec. (2.16)}$$

Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo Diesel ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se puede expresar como,

$$\eta_{t\acute{e}rm,Diesel} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{Cv(T_4 - T_1)}{Cp(T_3 - T_2)} \quad \text{Ec. (2.17)}$$

donde,

$$k = \frac{Cp}{Cv} \quad \text{Ec. (2.18)}$$

es la relación de calores específicos, esta relación varía con la temperatura, aunque esta variación es muy insignificante. Es gases diatómicos, incluido el aire, este valor $k = 1.4$

Reemplazando Ec. 2.16 en 2.15,

$$\eta_{t\acute{e}rm,Diesel} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{k T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad \text{Ec. (2.19)}$$

Ahora se define una nueva cantidad, la relación de corte de admisión r_c , como la relación de los volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión,

$$r_c = \frac{v_3}{v_2} \quad \text{Ec. (2.20)}$$

Al usar esta definición y las relaciones de gas ideal isentrópicas para los procesos 1-2 y 3-4, la relación de la eficiencia térmica se reduce a,

$$\eta_{t\acute{e}rm,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad \text{Ec. (2.21)}$$

en donde que r solamente, es la relación de compresión definida por,

$$r = \frac{v_{m\acute{a}x}}{v_{m\acute{i}n}} = \frac{v_1}{v_2} \quad \text{Ec. (2.22)}$$

2.2. Descripción de la central de generación eléctrica de la PGE del Bloque18 de Petroamazonas

La PGE consta de dos sistemas de generación bien definidos :

- Sistema de generación con gas asociado y
- Sistema de generación a crudo

La capacidad instalada de generación de la PGE es de 39800 kW, sin embargo la capacidad operativa es de 29020 kW, ya que los motores a crudo no excederán el 90% de su capacidad nominal para garantizar la confiabilidad de la central de generación, y las turbinas de vapor no pueden superar los 2000 kW c/u por el empobrecimiento del poder calorífico del gas.

En la Tabla 2.4 se detallan los equipos de generación instalados con sus potencias nominales y de operación.

Tabla 2.4. Equipos de generación de la PGE con sus potencias nominales y de Operación.

No.	Unidad de Generación	TAG	Locación	Capacidad Nominal (kW)	Capacidad Operativa (kW)	Status
1.	Shinn Nippon C6-R7-RX	TG1	ZPF	6 000	2 000	Operativo
2.	Shinn Nippon C6-R7-RX	TG2	ZPF	6 000	2 000	Operativo
3.	CAT - 12CM32	MG1	ZPF	6 200	5 580	Operativo
4.	Wartsila W16 V32	MG2	ZPF	7 200	6 480	Operativo
5.	Wartsila W16 V32	MG3	ZPF	7 200	6 480	Operativo
6.	Wartsila W16 V32	MG4	ZPF	7 200	6 480	Operativo
Capacidad Instalada Total :				39 800	29 020	-

(Fuente. Departamento de Mto. Bloque 18 - Petroamazonas EP)

2.2.1. Sistema de generación con gas asociado

El sistema de generación con gas asociado consiste de 2 turbinas Shinn Nippon de 6 Mw de capacidad nominal y dos calderas acuotubulares que genera el vapor sobrecalentado a 650 psig y 750 °F. , según se puede apreciar en el esquema de la Fig. 2.8.

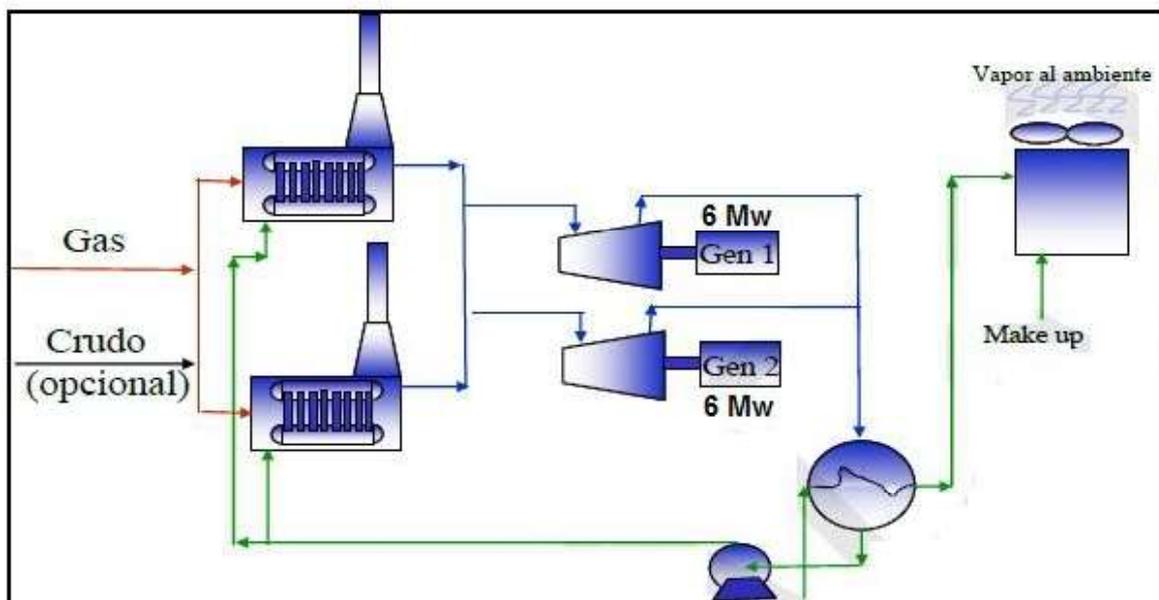


Figura 2.10. Diagrama de Sistema de Generación con gas asociado de la PGE. Bloque 18 – Petroamazonas EP

(Fuente. Departamento Mto. – Bloque 18 – Petroamazonas EP)

Las calderas de generación de vapor para las turbinas son bifuel, es decir que pueden quemar gas asociado y crudo. Este último a fin de compensar el déficit de energía aportado por el gas.

En la actualidad se está utilizando gas asociado y una pequeña cantidad de crudo en las calderas, ya que el uso del crudo está reservado para para las unidades de generación que utilizan este combustible: CAT (MG1) y Wartsila (MG3 / MG4 / MG5).

Las turbinas TG1 y TG2 son de vapor como se indicó en el capítulo 1.1; actualmente están generando 2.000 kW cada una, es decir solamente el 33,33% de su capacidad nominal, esto debido a que desde la instalación de las mismas, el gas asociado¹, producido en el campo Palo Azul, y que utilizan como combustible en la caldera, se empobreció².

El vapor generado se expande a través de las turbinas TG1 / TG2 multi-etapa, acopladas a generadores eléctricos. La energía se genera y distribuye a un voltaje de 13.89 Kv.

Los dispositivos principales del sistema de generación a vapor son:

1. Dos (2) calderas de vapor, con un capacidad continua de 70.000 lb / hr c/u. de vapor sobrecalentado a 625 psig y 760°F.
2. Dos turbinas (2) multietapa de condensación, sin extracciones, de escape axial cada una de 6.000 kW de capacidad nominal continua.
3. Dos generadores eléctricos (2) de 6.500 kW, 13.8 KV y 60HZ con sistema de enfriamiento con aire/agua, con sistemas de control y protecciones.
4. Dos (2) sistemas de condensación y vacío, uno por cada turbina de vapor, con sus bombas de condensado, eyectores de vacío, dispositivos de protección e instrumentación de monitoreo en sala de control.
5. Un (1) sistema de tratamiento (*control de oxígeno, ph, sales disueltas*) de agua de alimentación "*make up*" de calderas; incluye (1) desaireador, un (1) tanque de agua de alimentación común para las dos unidades, y tres (3) bombas de alimentación de agua a calderas.

¹ Gas asociado o gas residual del proceso de separación de petróleo

² Gas pobre (bajo poder calórico 450 Btu/pie³, alto porcentaje de CO² - 77%

6. Un (1) sistema de dosificación e inyección de químicos a las calderas, con tanque de químicos, agitador y bomba de dosificación a cada caldera de vapor.
7. Un (1) sistema de agua de enfriamiento principal, que comprende una Torre de enfriamiento húmeda, común a las dos turbinas, de tiro mecánico inducido, 3 celdas de flujo de aire y agua en contra-flujo con su piscina común de agua de enfriamiento en la parte inferior, incluye tres (3) bombas centrifugas de circulación de agua de enfriamiento requerida por los dos condensadores de vapor.

Los sistemas 5. (Tratamiento de agua de alimentación a calderas) y 7. (Agua de enfriamiento principal) son de una gran importancia para el desarrollo del “Sistema de recuperación de energía térmica de gases de escape de las unidades a crudo Wartsila”, propuesto en el presente estudio; ya que el sistema incluirá la instalación de una turbina de vapor para generación eléctrica, la cual requerirá de estos sistemas complementarios hacer posible su funcionamiento.

Las unidades TG1 y TG2, están conectadas en barras independientes de distribución de 13.8 Kv.

La unidad TG1 está conectada a la barra “*Bus Bar 01*” la cual comparte con la unidad a crudo MG1. La unidad TG2 está conectada a la barra “*Bus Bar 02*” la cual compartirá con la unidad a crudo MG2 que como se indicó se instalará en el 2020.

Ambas barras se interconectan entre sí a través del Switchgear SWG-001, como se puede ver en el diagrama unifilar eléctrico de la Figura 2.11.

2.2.2. Sistema de generación a crudo

El sistema de generación a crudo está conformado por cuatro unidades de ciclo Diesel, una (1) unidad Caterpillar (MG1) CAT - 12CM32/ 5.580 kW y tres (3) unidades Wartsila (MG3, MG4, MG5) W16V32 / 6.480 kW. Las tres unidades Wartsila son las más nuevas de la PGE y fueron instaladas y puestas en servicio en el año 2.013. Estas tres unidades de generación a crudo de la serie W16V32 se instalaron en la Fase II.

En la Fase I se pretende instalar a futuro la unidad MG2, en la misma “Hall Engine” o casa de máquinas en donde estaba previamente instalada la unidad MG1 (CAT 12CM32) que es la más antigua de las unidades de generación a crudo de la PGE, anterior a las unidades Wartsila.

En las Figuras 2.12 y 2.13 se observa el plano de distribución de las unidades de generación a crudo o grupos electrógenos de las Fases I y II.

La distribución eléctrica de las unidades Wartsila, está determinada de acuerdo a la fase en la cual se ubican las unidades. Es así que la unidad MG2 de la fase 1, se conectará a la barra de distribución de 13.8 Kv “Bus Bar 02” la cual será compartida con la unidad de vapor TG2. Las unidades MG3, MG4 y MG5 se conectan en la barra de distribución de 13.8 Kv “Bus Bar 03”.

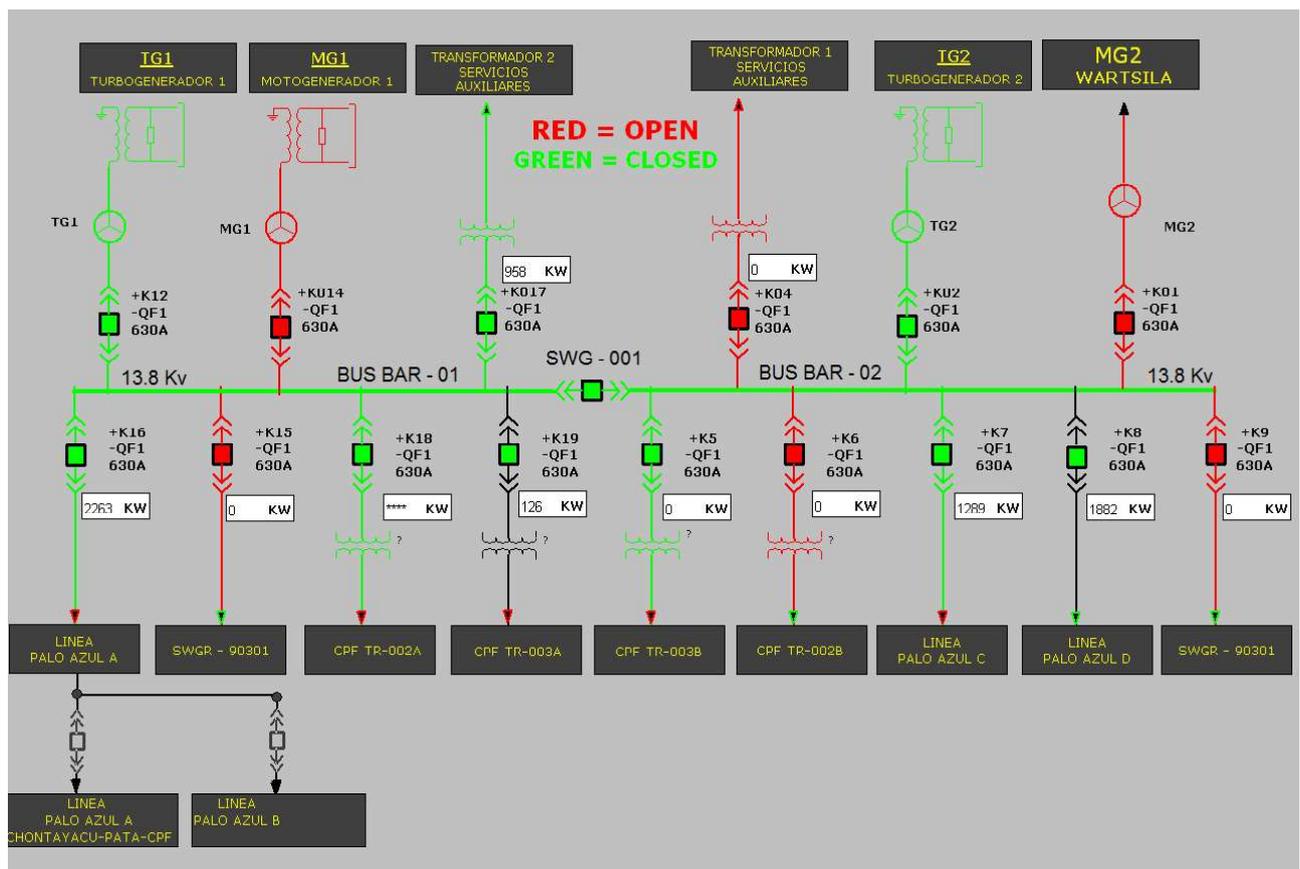


Figura 2.11. Diagrama unifilar eléctrico del Sistema de Generación – Fase I de la PGE. Bloque 18 – Petroamazonas EP

(Fuente. Departamento Mtto. – Bloque 18 – Petroamazonas EP)

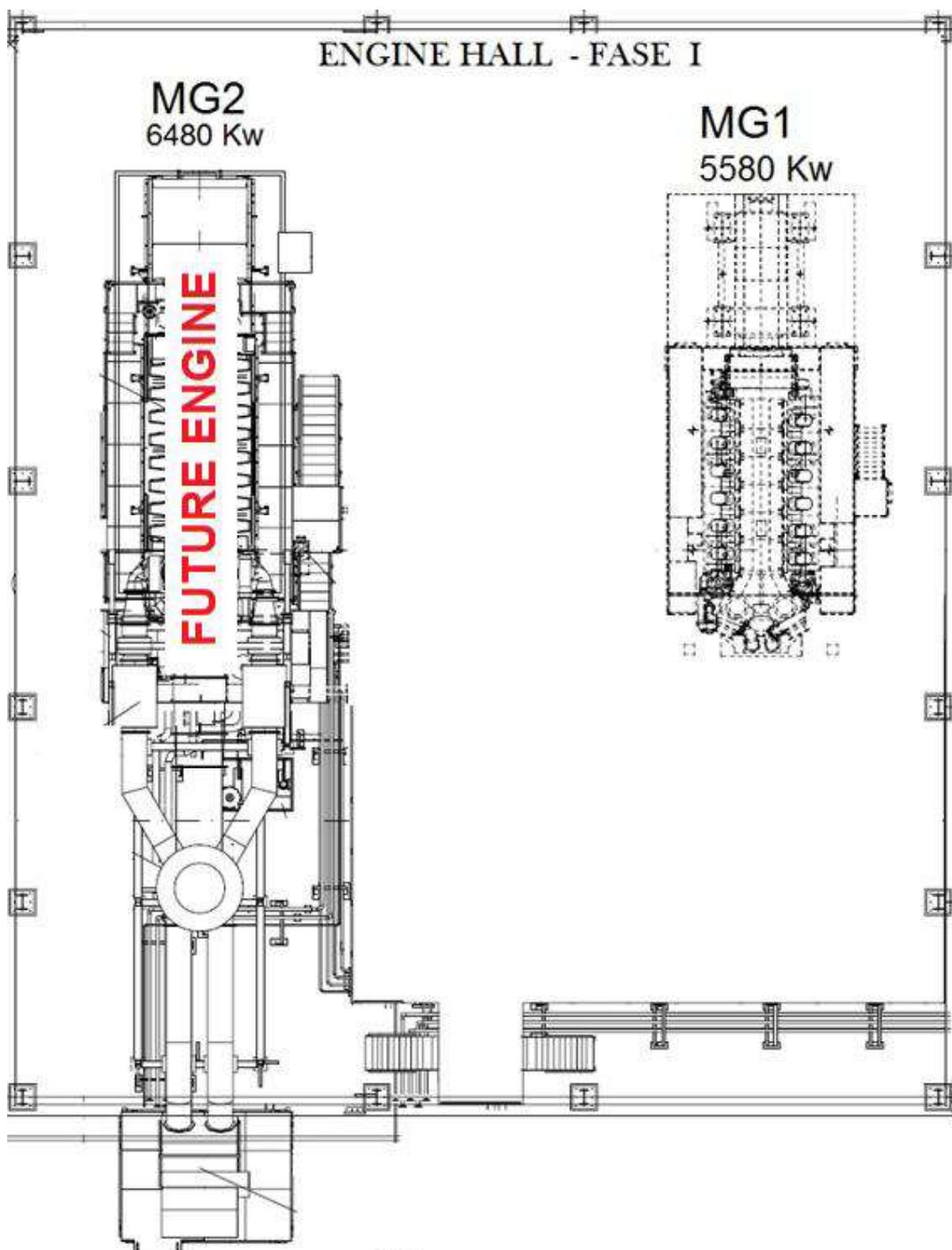


Figura 2.12. Diagrama de Fase 1 del sistema de generación a crudo de la PGE – Bloque 18.
 (Fuente. Departamento Mto. – Bloque 18 – Petroamazonas EP)

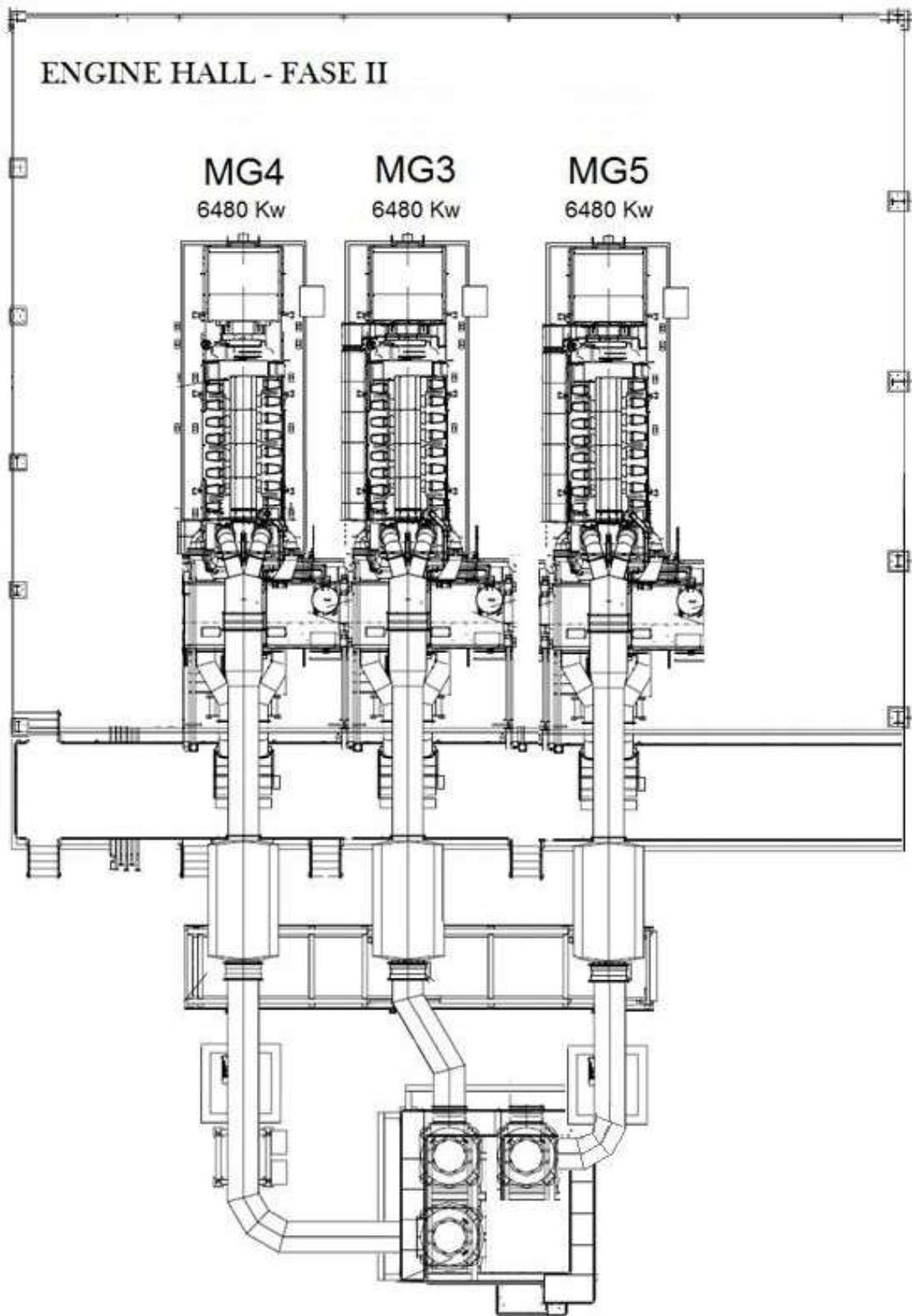


Figura 2.13. Diagrama de Fase II del sistema de generación a crudo de la PGE – Bloque18
(Fuente. Departamento Mtto. – Bloque 18 – Petroamazonas EP)

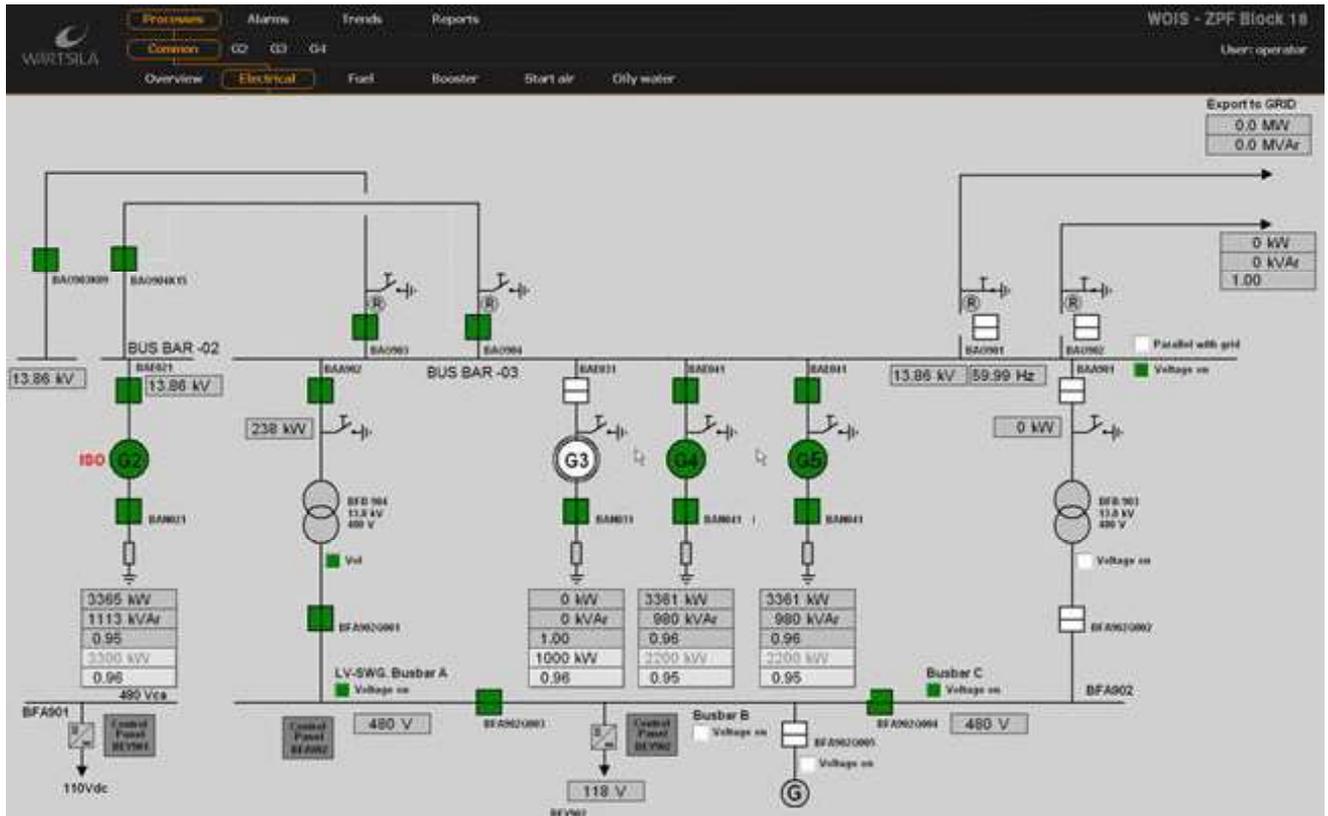


Figura 2.14. Diagrama unifilar eléctrico del Sistema de Generación a crudo de la PGE. Bloque 18 – Petroamazonas EP

(Fuente. Departamento Mto. – Bloque 18 – Petroamazonas EP)

2.3. Producción de Energía Eléctrica en el Bloque 18 de Petroamazonas

En el año 2.008 se puso en funcionamiento la planta de generación “PGE” del bloque 18 con las dos turbinas TG1, TG2 y la unidad a crudo MG01 y una capacidad instalada de 17.38 Mw. En el año 2013 se instaló las unidades a crudo Wartsila MG03, MG04 y MG05 en vista de la cada vez más creciente demanda de energía en el bloque y la disminución de la capacidad de generación de la turbinas por la reducción del poder calorífico del gas de suministro de las calderas de vapor.

La PGE es la encargada de suministrar la energía eléctrica requerida para la operación de las facilidades del CPF del bloque 18. Se construyó con la finalidad de dar prioridad al uso del gas asociado, producto del proceso de separación del petróleo. Este gas asociado se utilizaría en calderas acuotubulares para generar el vapor necesario para impulsar las

turbinas de vapor. Las calderas son dual fuel es decir que pueden quemar gas y crudo a la vez para conseguir el aporte de calor necesario para generar el vapor requerido por las turbinas.

Desde el segundo año de puesta en operación de la PGE (2.010) se hizo evidente la necesidad de quemar crudo en las calderas y poner a funcionar a la unidad CAT 12CM-32 al 80% de su capacidad nominal, a fin de compensar el déficit de energía causado por la disminución de producción de gas del cada vez más pobre gas asociado con un bajo aporte de calor.

Es así que se tomó la decisión de instalar nuevas unidades Wartsila como se mencionó antes; al pronosticarse que en el futuro cercano se produciría un déficit de la cantidad de gas requerido para mantener la demanda de energía eléctrica del bloque 18, esto se puede observar con mejor detalle en la Figura 2.15, que corresponde al “pronóstico de producción de gas” del Departamento de Reservorios ETLC entregado en noviembre del 2.009.

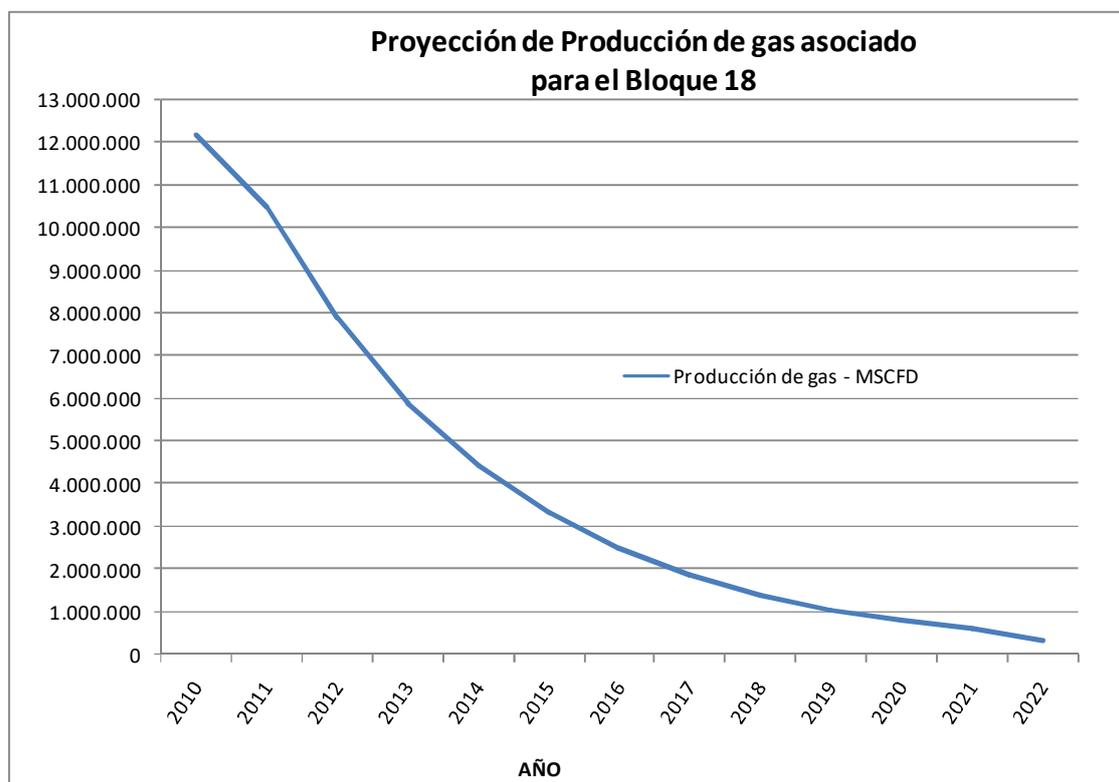


Figura 2.15. Proyección de producción de gas en MSCFD del Bloque 18
(Fuente. Departamento de reservorios. ETLC - Petroamazonas EP)

De igual manera que sucederá con el gas, se ha podido determinar que la producción de petróleo va en decremento y en contraparte el índice BSW se incrementa de manera progresiva, es decir que se incrementa considerablemente la producción de agua de formación y por lo tanto aumentará también la demanda de energía eléctrica requerida para accionar las bombas de reinyección¹, y esta fue otra de las razones para instalar las unidades Wartsila, a fin de poder cubrir la demanda energética del bloque 18. En la Figura 2.16 se puede observar el pronóstico de producción de petróleo así como de agua de formación hasta el año 2.022.

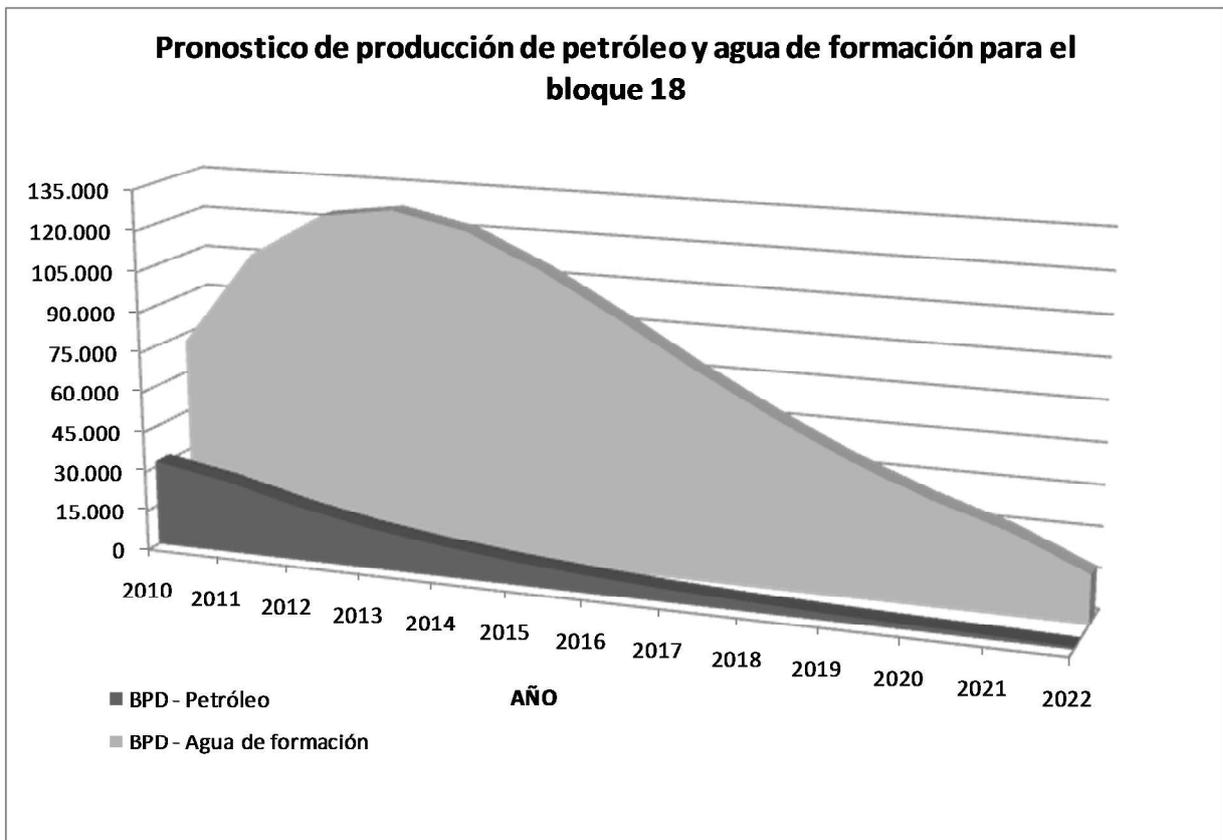


Figura 2.16. Proyección de producción de petróleo y agua en BPD del Bloque 18
(Fuente. Departamento de reservorios. ETLC - Petroamazonas EP)

Adicionalmente según se indicó en el Capítulo 1, está en ejecución el proyecto de Interconexión entre la PGE del bloque 18 al nuevo sistema eléctrico El Vergel a través de una línea de transmisión eléctrica subterránea de 69 KV desde ZPF.

¹ Bomba horizontal centrífuga multietapa de superficie, accionada por motor eléctrico trifásico, utilizada para reinyectar el agua de formación proveniente del proceso de separación, en pozos inyectoros.

Con lo cual se prevé un crecimiento importante de producción de energía eléctrica desde el bloque 18, ya que la PGE no solo se encargará de cubrir la demanda energética de las facilidades (11.5 MW.h actual) del bloque 18, sino que además se exportará energía al Sistema Interconectado Petrolero (SEIP). Es así que la producción de energía se incrementará de 11.5 MW.h a 35,5 MW.h aproximadamente en el 2019. En la Fig. 2.17 se puede observar esta situación más claramente.

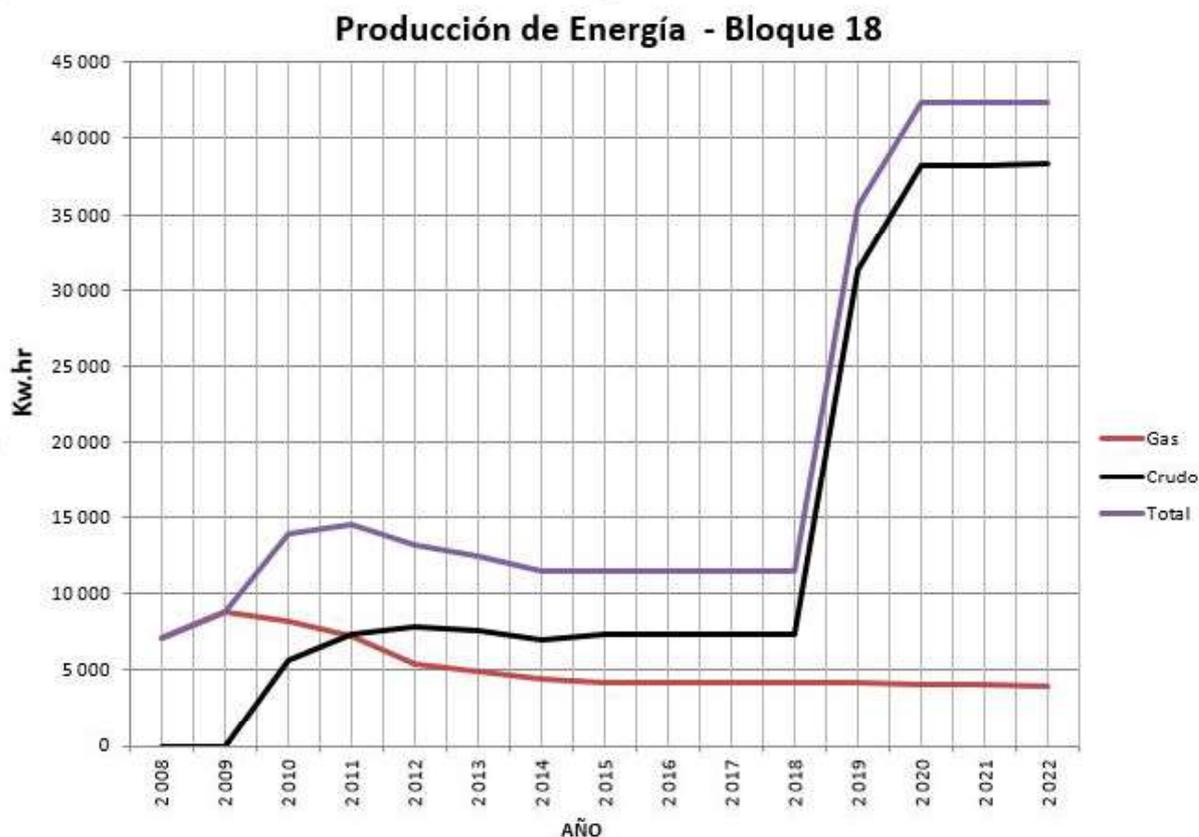


Figura 2.17. Proyección de producción de energía eléctrica del Bloque 18
 (Fuente. Central de generación PGE de Bloque 18 - Petroamazonas EP)

Como se puede observar en la figura 2.17 de “Proyección de producción de energía” del bloque 18, aunque en un inicio la PGE fue capaz de cubrir totalmente su demanda de energía con gas asociado, esta situación cambió en el segundo año y fue cada vez más necesario el uso de crudo tanto en las caleras de vapor así como en la unidad CAT y las recién instaladas unidades Wartsila.

Con la nueva visión de Petroamazonas para la PGE del bloque 18 de exportar además energía eléctrica al SEIP, el crudo será el combustible base para la producción de energía

de la PGE, a fin de poder sacar de esta manera el máximo potencial de producción de la capacidad instalada en esta planta de generación.

2.4. Sistemas de recuperación de energía térmica de gases de escape

Debido al alto costo de los combustibles fósiles y a su gran impacto ambiental, la energía térmica resulta ser un valioso commodity que no se puede derrochar.

Por lo tanto, es de vital importancia sacarles el máximo provecho a los combustibles fósiles empleados como fuentes de energía en las centrales termo eléctricas, al mismo tiempo, se contribuye a proteger el medio ambiente tanto como sea posible, mediante la reducción de las emisiones de CO₂. Esto se consigue al obtener más energía aprovechable de una misma fuente de energía, en nuestro caso del crudo consumido por las unidades Wartsila de la PGE. Es así que se desarrollo los conceptos de *Cogeneración* y *Ciclo combinado*.

Cualquier corriente de gas de escape a temperaturas superiores a 250°F/121°C tiene un gran potencial en recuperación de calor residual de gases de escape de unidades de generación tales como motores alternativos de combustión interna.

Algunos ejemplos típicos son los procesos de calentamiento de planta, el precalentamiento del aire de combustión, ciclo combinado, precalentamiento del agua de alimentación de las calderas y la calefacción de edificios. Además de ahorrar en el consumo diario de combustible, muchas instalaciones pueden comercializar y revender créditos de carbono a la industria.

A menudo se cuenta con financiación nacional o estatal para los proyectos de recuperación de calor residual que ayudan a reducir los costos de capital y acelerar la recuperación de la inversión. Adicionalmente un proyecto de este tipo puede ser incluido dentro de los proyectos MDL o de Mecanismo de Desarrollo Limpio. De interés particular para Ecuador es el MDL, único instrumento al cual pueden acceder los países en desarrollo, para garantizar el compromiso de cumplimiento de limitación y reducción de emisiones, establecido por el protocolo de Kyoto y en el cual Ecuador ratifico su participación con este compromiso.

2.4.1. Cogeneración o CHP

En general la cogeneración es la producción de más de una forma útil de energía, como calor de proceso y energía eléctrica, a partir de la misma fuente de energía. Estos sistemas son denominados también como CHP (Combined Heat and Power). El primer uso moderno de reciclaje de energía fue hecho por Thomas Edison en 1882 en *Pearl Street Station*, primera planta de energía comercial del mundo. Era una planta de cogeneración, la producción de electricidad y energía térmica durante el uso de calor residual para calentar los edificios vecinos.

Como se observa, los sistemas de recuperación o aprovechamiento de la energía térmica disponible en los gases de escape de turbinas de gas, motores de combustión interna o calderas, no es algo nuevo; ya que existen equipos que se han desarrollado para este propósito, sin embargo su implementación en las centrales de generación de pequeña y mediana capacidad hasta (50 MW) se les dio importancia en el pasado, considerando las tecnologías aún poco desarrolladas, altos costos de instalación (CAPEX¹) y precios bajos de los combustibles.

Con la creciente demanda energética, las estrictas regulaciones ambientales a nivel mundial, la tendencia al uso cada vez más eficiente de recursos energéticos y el incremento de los costos de combustibles fósiles, ha propiciado un mayor impulso en el desarrollo de estas tecnologías de recuperación de energía térmica de gases de escape.

Este propósito se consigue con la utilización de unidades WHRU (*Waste Heat Recovery Unit*) y HRSG (Heat Recovery Steam Generators), y son básicamente intercambiadores de calor con características de diseño idóneas para recuperar la energía térmica de los “*flue gases*” o gases de escape.

Las unidades WHRU producirán agua caliente, mientras que los HRSG están diseñados para producir vapor de agua; en todo caso trabajan bajo el mismo principio de recuperación de energía térmica de gases de escape.

¹ Capital Expenditures o Inversiones de capital para compra de un activo.

El calor recuperado por estos equipos puede ser utilizado para una gran variedad de aplicaciones, que van desde calefacción, enfriamiento evaporativo e incluso generación in situ mediante ciclos Rankine en ciclo combinado; este último se explicará con más detalle más adelante.

Una unidad WHRU (*Waste Heat Recovery Unit*) es un intercambiador de recuperación de energía en forma de calor de las corrientes calientes con potencial de alto contenido energético, tales como los gases de combustión calientes procedentes de una turbina de gas, o un motor generador diesel o incluso agua de diferentes procesos de enfriamiento como en las plantas de acero.

En la Figura 2.18 se ilustra un equipo de WHRU del fabricante inglés Victory Energy.

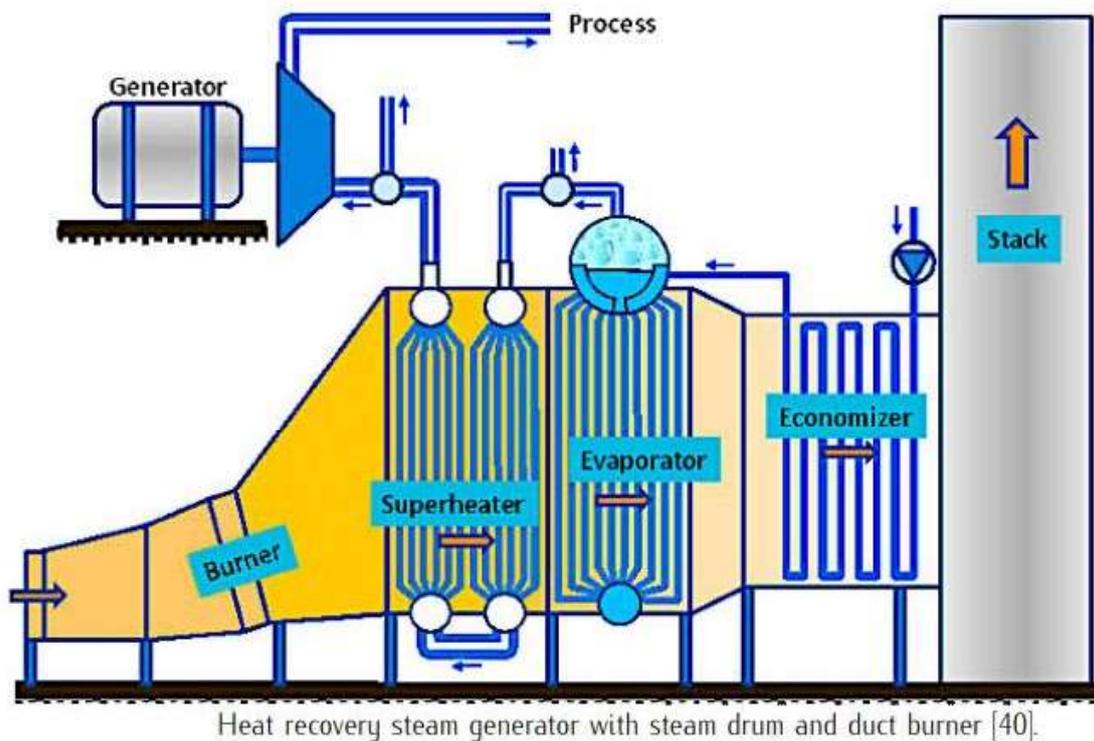
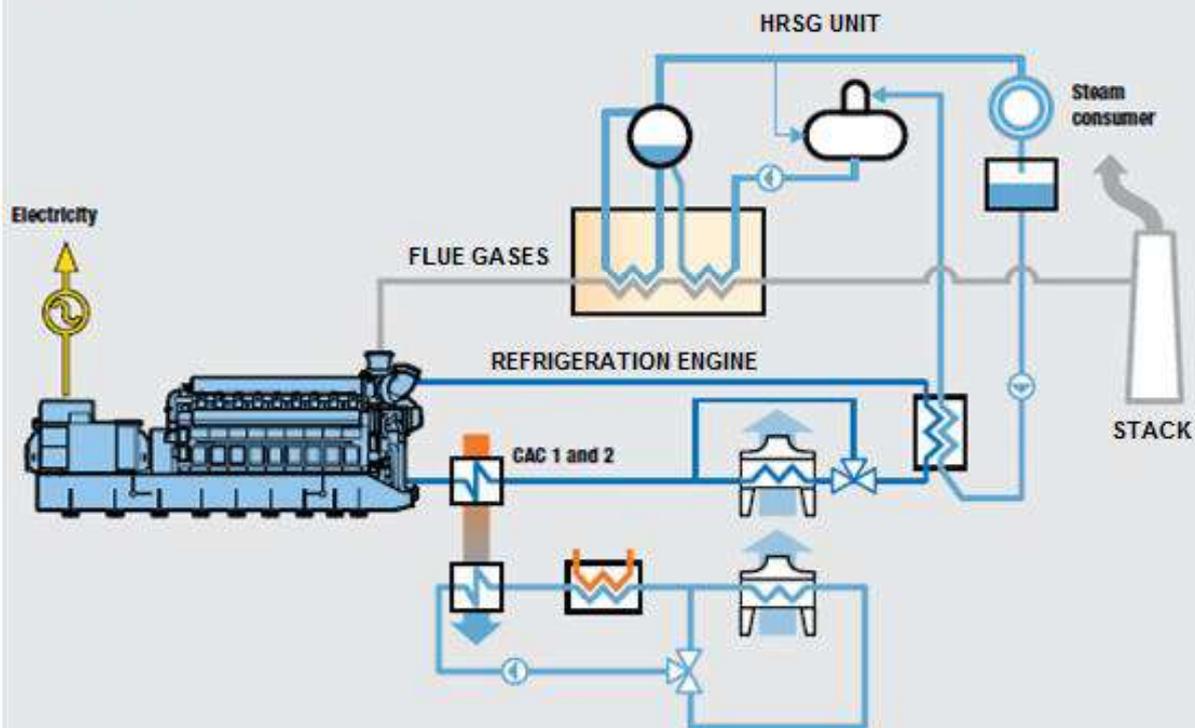


Figura 2.18. Instalación típica de equipo WHRU (*Waste Heat Recovery Unit*)
(Fuente. Victory Energy industries)

En la Figura 2.19. se observa el diagrama de un sistema de cogeneración en una central de generación con motores a crudo.

STEAM GENERATION FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS



STEAM GENERATION FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

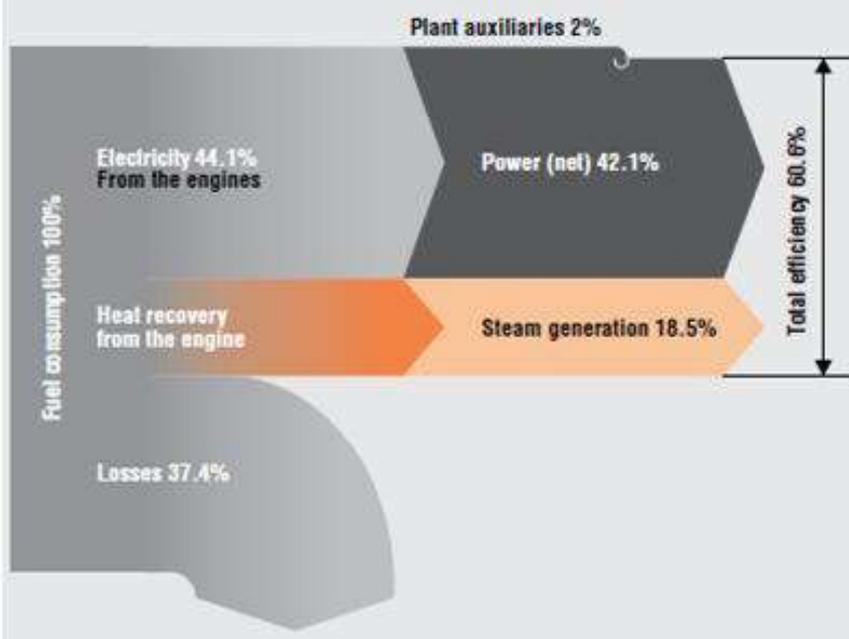


Figura 2.19. Esquema sistema de Cogeneración
(Fuente. Victory Energy industries)

La energía térmica recuperada de los gases de escape en forma de calor, es transferido a otro fluido tal como aire, agua, aceite térmico o incluso refrigerantes CFCs, HCFCs, HFCs e hidrocarburos o fluidos orgánicos HCs (e.g. isobutane, pentane, propane) en ciclos ORC¹ ; este ciclo se explicará más adelante.

Aunque la actual normativa prohíbe el uso de CFCs y de HCFCs, sin embargo no hay restricción para el uso de los fluidos orgánicos.

En el caso del agua caliente o vapor producido por estos equipos, puede ser utilizado directamente en procesos industriales tales como calefacción o refrigeración por absorción, deshidratación, secado, etc.

Es importante señalar que la energía térmica recuperada puede ser cuantificada como un porcentaje de utilización de la energía primaria.

La ecuación para calcular el porcentaje de utilización es la siguiente,

$$\epsilon_u = \frac{\text{Salida de trabajo neto} + \text{Calor de proceso entregado}}{\text{Entrada total de calor}}$$

$$\epsilon_u = \frac{\dot{W}_{neto} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{entrada}} \quad \text{Ec.(2.23)}$$

Un ciclo generación a diesel en centrales de generación, llega a valores de máximo el 46% mientras que los factores de utilización tan altos como 80% inclusive mayor.

Una versión más desarrollada de la cogeneración es la “*Trigeneración*” y consiste en un sistema similar a la cogeneración, con la diferencia de que además de electricidad y calor, se consigue frío mediante la inclusión de un equipo de refrigeración por absorción, todo a partir de un mismo combustible o una misma fuente de energía primaria.

¹ ORC – Ciclo Rankine Orgánico

En la Fig. 2.20. se puede observar el esquema de un sistema de trigeneración.

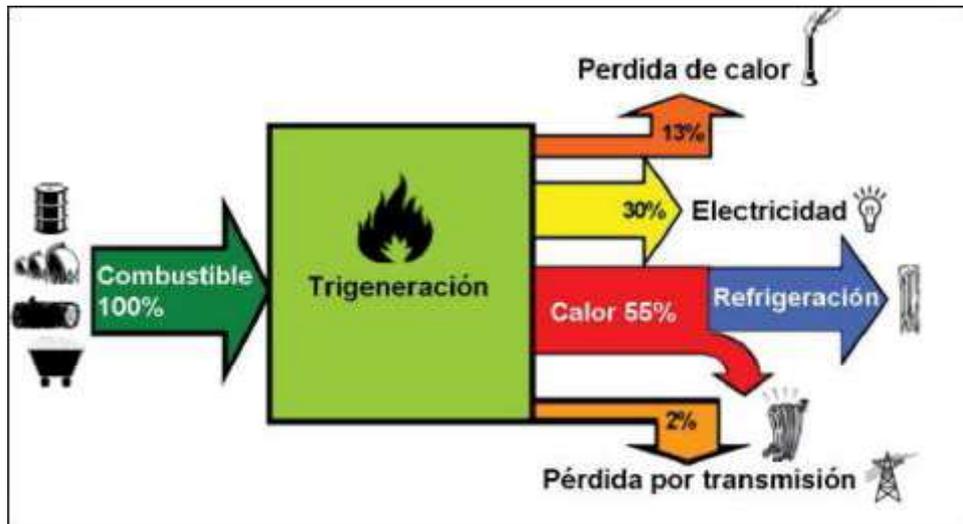
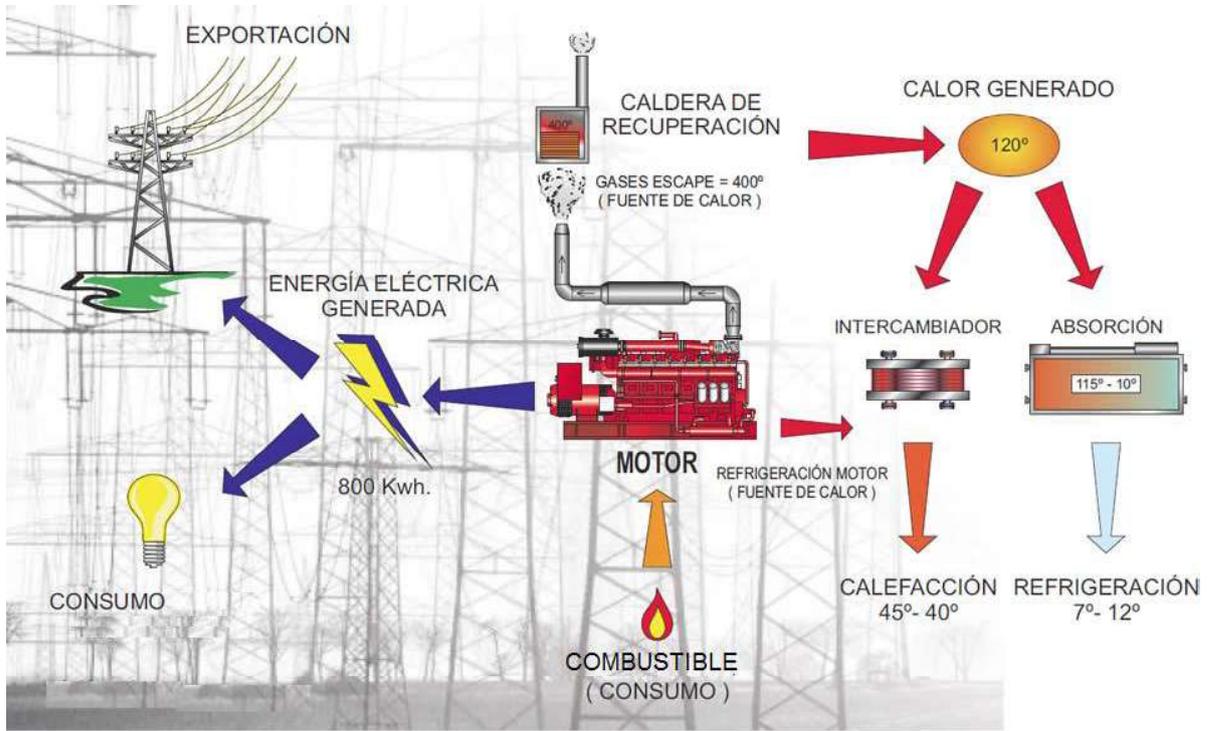


Figura 2.20. Esquema sistema de Trigeneración
(Fuente. Sustrpro Trigeneration – www.sustrpro.com)

2.4.2. Ciclo Combinado

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 o quema. Ver figura 2.21.

Una central de generación de ciclo combinado es una central eléctrica en la que la energía térmica del combustible es transformada en electricidad mediante dos ciclos termodinámicos: el correspondiente a una turbina de gas (ciclo Brayton), o un motor de alternativo (ciclo Diesel), y el de una turbina de vapor (ciclo Rankine).

De esta manera se produce energía eléctrica en dos ciclos distintos (Diesel o Brayton y Rankine), con un combustible primario. La coexistencia de estos dos ciclos termodinámicos en un mismo ciclo permitirá obtener altos índices de eficiencia térmica del sistema en conjunto.

El ciclo combinado se consigue con la utilización de unidades HRSGs (Heat Recovery Steam Generators) que son básicamente calderas o Boilers con características de diseño idóneas para recuperar la energía térmica de los “*flue gases*” o gases de escape de las unidades de ciclo Brayton o Diesel, para producir vapor de agua que servirá para impulsar la turbina/s de vapor de ciclo Rankine que irá acoplada a un generador eléctrico.

Los elementos comunes de una central de ciclo combinado son los siguientes:

1. Fuente de energía primaria. Suele ser gas natural, gasóleo o fuelóleo.
2. El elemento motor. Es el elemento encargado de convertir energía térmica o química en mecánica. Dependiendo del tipo de planta, puede tratarse de turbinas de gas, turbinas de vapor o motores alternativos.
3. El sistema de aprovechamiento de energía mecánica. En general suele estar formado por un alternador que la transforma en eléctrica, muy versátil y fácil de aprovechar, pero también puede tratarse de compresores, bombas, etc, donde la energía mecánica se aprovecha directamente.

4. El sistema de aprovechamiento de calor. Puede tratarse de calderas recuperadoras de calor de gases de escape, secaderos o intercambiadores de calor, o incluso unidades de absorción que producen frío a partir de este calor de bajo rango.
5. Sistemas de refrigeración. Al final, siempre una parte de la energía térmica contenida en el combustible no será aprovechada en la planta y debe ser evacuada. Las torres de refrigeración. Los aerocondensadores o los intercambiadores suelen ser elementos habituales de estos sistemas. Un objetivo muy importante del diseño de una planta de cogeneración es minimizar esta cantidad de calor desaprovechada y evacuada a la atmósfera.
6. Sistema de tratamiento de agua. Tanto el sistema de refrigeración como el de aprovechamiento de calor requieren unas especificaciones en las características físico-químicas del fluido que utilizan (generalmente agua) que requiere de una serie de sistemas para su tratamiento y control.
7. Sistema de control, que se encarga del gobierno de las instalaciones, normalmente muy automatizadas.
8. Sistema eléctrico, que permite tanto la alimentación de los equipos auxiliares de la planta, como la exportación/importación de energía eléctrica necesaria para cumplir el balance. La fiabilidad de esta instalación es muy importante, así como la posibilidad de trabajo en isla, lo que permite alimentar la fábrica en situación de deficiencia de la red externa y estar disponible inmediatamente en el momento que se restablezcan las condiciones del servicio.

En la figura 2.21 se puede observar los elementos que constituyen una central de ciclo combinado con motor alternativo y turbina de vapor.

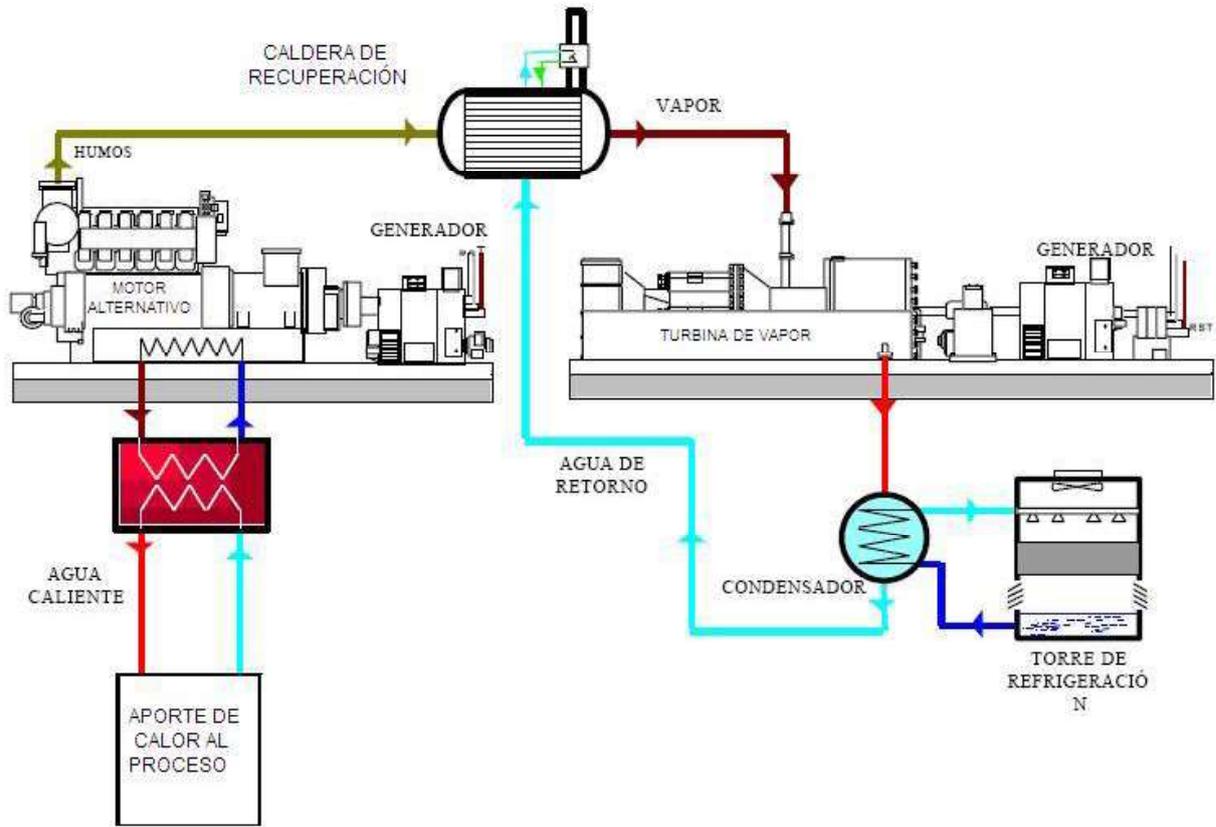


Figura 2.21. Central de ciclo combinado Diesel / Rankine

(Fuente. www.plantasdecogeneracion.com)

Al generar electricidad con un motor generador o una turbina, el aprovechamiento de la energía primaria del combustible es del 35% al 45%, lo demás se pierde en forma de calor. Al emplear un ciclo combinado se puede llegar a aprovechar del 70% al 85% de la energía que entrega el combustible. Esto se hace evidente al revisar la ecuación de eficiencia térmica del un ciclo combinado,

$$\eta_{\text{térm}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{W_{\text{neto,diesel}} + y \cdot (W_{\text{neto,vapor}})}{q_{\text{combustible}}} \quad \text{Ec. (2.24)}$$

$$y = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{\text{flue gases}}} \quad \text{Ec. (2.25)}$$

donde,

\dot{m}_s = flujo másico de vapor

$\dot{m}_{\text{flue gases}}$ = flujo másico de gases de escape

Esta tecnología reduce el impacto ambiental debido al mejor aprovechamiento de la energía primaria que implica. Si se tiene en cuenta que para producir una unidad eléctrica por medios convencionales se necesitan tres (3) unidades térmicas, mientras que en cogeneración se necesitan 1,5 unidades, la cantidad total de agentes contaminantes emitidos se verá disminuida en un 50%.

En este punto es importante analizar el Ciclo ORC (*Organic Rankine Cycle*) que es un sistema capaz de conseguir trabajo útil a partir de energías térmicamente bajas como las aportadas por los gases de escape. Este ciclo tiene su principal utilidad en las centrales de ciclos de combinado.

2.4.3. Ciclo ORC (Organic Rankine Cycle)

Un sistema ORC es un ciclo Rankine que funciona con un fluido orgánico en vez de agua. Estos ciclos se caracterizan porque los fluidos de trabajo tienen baja entalpía de vaporización, que los hace idóneos para aprovechar fuentes de calor a baja temperatura.

Otra ventaja es que el ciclo se adapta mejor a la fuente de calor que el agua, gracias a su menor entalpía de vaporización, y eso le permite ajustarse mejor al perfil de enfriamiento del foco de calor, como se aprecia en la figura 2.22.

La gran ventaja de los fluidos orgánicos con respecto al agua es que sigue mejor el fluido caliente que el agua, pese a la mayor entalpía de vaporización y a la mayor capacidad de absorción de calor del agua. Por eso, con menor entalpía de vaporización, el fluido orgánico es mejor para absorber gases calientes con menores pérdidas debidas a la irreversibilidad del proceso calefactor.

Sin embargo tienen menor capacidad de absorción de calor, mayores costes por el empleo de estos fluidos y mayores flujos volumétricos y másicos

Los fluidos potenciales para su empleo son los indicados a continuación,

- Hidrocarburos (HC)
- Hidrofluorocarbonos (HFC)
- Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)
- Clorofluorocarbonos (CFC)
- Perfluorocarbonos (PFC)

- Siloxanos
- Alcoholes
- Aldehídos
- Éteres
- Hidrofluoroéteres (HFE)
- Aminas
- Mezclas de fluidos (zeotrópicas u azeotr

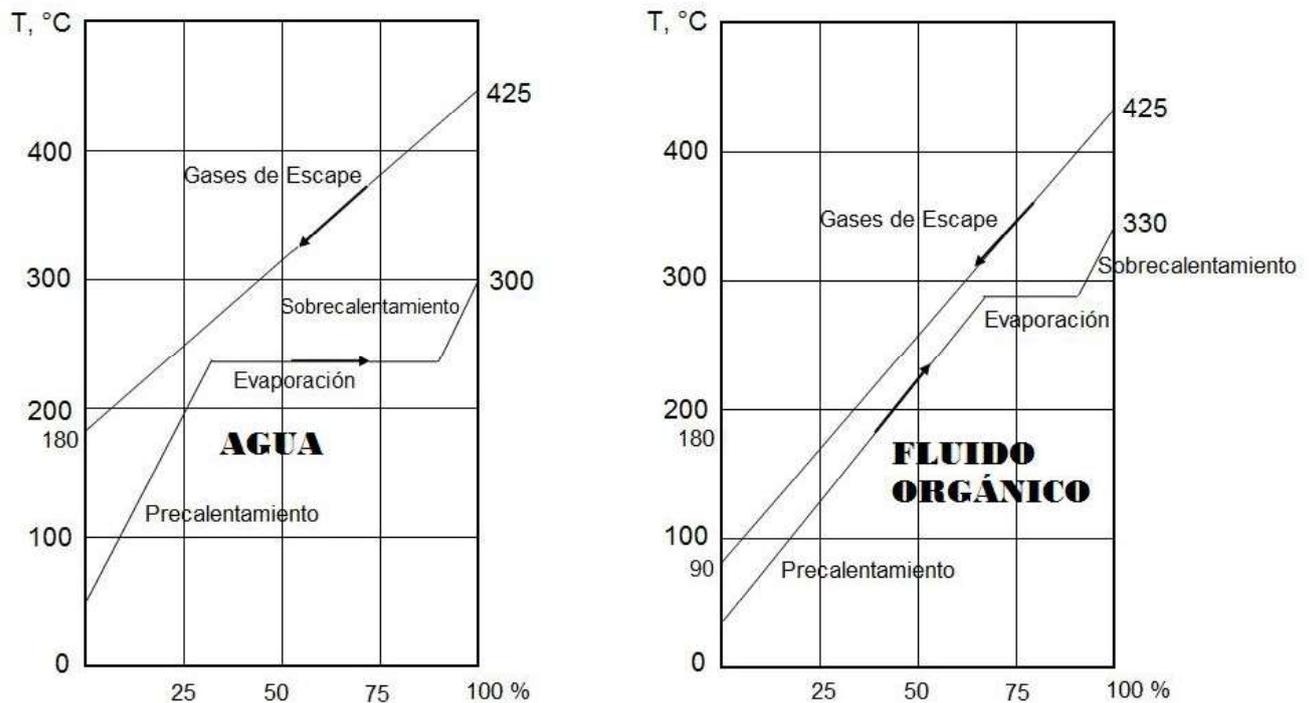


Figura 2.22. Diagrama comparativo de calentamiento relativo de agua y fluido orgánico en un HRSG (*Heat REcovery Steam Generator*)

(Fuente. www.enertime.com)

A pesar de las interesantes ventajas que presenta el ciclo Rankine con fluido orgánico u ORC, sin embargo es conveniente revisar las siguientes consideraciones:

- a) El calor latente de los fluidos orgánicos es mucho menor que el del agua, por tanto necesitan un caudal másico mucho mayor para poder captar la misma potencia térmica en el evaporador, por tanto el consumo (kW) de la bomba de suministro de fluido orgánico al HRSG también será mayor.

- b) Algunas características del agua hacen que trabajar con ella sea mucho más sencillo: no es ni tóxica ni inflamable, tiene bajo GWP¹ y ODP² nulo y es muy estable. Además es de fácil acceso y su coste es mucho más reducido.
- c) Existe un límite de temperatura para el cual, el uso de agua es mucho más eficiente. Es por ello que para recuperación de calor a alta temperatura se emplean los ciclos Rankine convencionales. Es decir que el ciclo ORC será conveniente pero trabajando con fuentes de baja temperatura; puede ser motivo de otro estudio, con la energía térmica recuperada del refrigerante de los sistemas HT y LT del motor.

Luego de estas consideraciones, el fluido de trabajo que se utilizará para el presente estudio será el agua proveniente de la planta de tratamiento de agua de la PGE del bloque 18, y que utilizan las turbinas Shinn Nippon.

Como se mencionó en el Cap 1.1 la ventaja de instalar el sistema propuesto es que se aprovechará los equipos ya instalados y sub utilizados las unidades de generación a vapor de la PGE, ya que como se indicó anteriormente la capacidad de producción de vapor en las calderas de la turbinas, a partir del gas asociado, irá en decremento cada vez mayor.

2.5. Fundamentos de Exergía

La primera ley de la termodinámica trata sobre la cantidad de la energía y sostiene que ésta no se puede crear ni destruir. Esta ley es una herramienta necesaria para contabilizar la energía durante un proceso.

La segunda ley, sin embargo trata, sobre la calidad de la energía. En especial se ocupa de la degradación de la energía durante un proceso, la generación de entropía, la pérdida de oportunidades para efectuar trabajo, y ofrece un gran margen para mejoras. Es por esto que es deseable tener una propiedad que permita determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad de energía determinada (fuente de energía) en cierto estado especificado. Esta propiedad es la exergía o también llamada disponibilidad.

¹ GWP – Global Warming Potential

² ODP – Ozone Depletion Potential

El concepto de exergía (disponibilidad), está asociado al de desequilibrio entre un sistema y su entorno, determinado por la diferencia entre los valores de alguna variable dinámica que los caracteriza (por ejemplo la temperatura o la presión). El desequilibrio consiste en que el valor de la variable dinámica en cuestión es diferente para el sistema y su entorno, y, por ello ambos están en una situación de desequilibrio.

Generalmente habrá alguna barrera que impida el alcance del equilibrio en la variable dinámica, por lo que la situación se mantiene así; pero si espontáneamente o por la acción de un agente externo la barrera se quita, entonces el sistema y su entorno desembocan en un movimiento hacia el equilibrio o también llamado *punto muerto*¹. En estas circunstancias, dicho movimiento puede aprovecharse para lograr algún efecto útil, como trabajo mecánico; por lo tanto se puede definir a la exergía de la siguiente manera.

“La exergía es la máxima cantidad de trabajo que se puede obtener de un desequilibrio entre un sistema y su entorno.”

De esta manera, la exergía es pues una cantidad física que depende de las variables de dos sistemas, y no nada más de uno sólo; tiene por ello una propiedad singular, pues de los hechos de que vale cero cuando ambos sistemas están en equilibrio y de que es diferente de cero cuando están en desequilibrio, se sigue que la exergía es la capacidad almacenada de realización de trabajo por dos sistemas en desequilibrio

2.5.1. Exergía de un sistema cerrado

La exergía de un sistema cerrado (o sin flujo) se expresa como,

$$X = m(\phi), \quad (kJ) \quad \text{Ec. (2.26)}$$

O por unidad de masa,

$$\phi = (u - u_o) + P_o(v - v_o) - T_o(s - s_o) + \frac{V^2}{2} + gz, \quad (kJ/kg) \quad \text{Ec.(2.27)}$$

¹ Las propiedades de un sistema en el estado muerto se denotan mediante el subíndice cero. La temperatura y presión del estado muerto son: $T_o = 25^\circ\text{C}$ (77°F) y $P_o = 1\text{atm}$ (101.325 kPa o 14.7 psia)

donde u_o , v_o y s_o son las propiedades del sistema evaluadas en el estado muerto. Por lo tanto la exergía de un sistema es cero en el estado muerto puesto que:

$$u = u_o, \quad v = v_o \quad \text{y} \quad s = s_o$$

El cambio de exergía de un sistema cerrado durante un proceso es simplemente la diferencia entre las exergías final e inicial del sistema,

$$\Delta X = X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) = (E_2 - E_1) + P_o(v_2 - v_1) - T_o(S_2 - S_1), \quad (kJ) \quad \mathbf{Ec.(2.28)}$$

$$= (U_2 - U_1) + P_o(v_2 - v_1) - T_o(S_2 - S_1) + m \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1)$$

o por unidad de masa,

$$\Delta \phi = \phi_2 - \phi_1 = (u_2 - u_1) + P_o(v_2 - v_1) - T_o(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

$$= (e_2 - e_1) + P_o(v_2 - v_1) - T_o(s_2 - s_1), \quad (kJ/kg) \quad \mathbf{Ec.(2.29)}$$

2.5.2. Exergía de una corriente de flujo

La exergía asociada con la energía de flujo (o corriente) se expresa por unidad de masa como,

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{v^2}{2} + gz, \quad (kJ/kg) \quad \mathbf{Ec.(2.30)}$$

Entonces el cambio de exergía de una corriente de fluido cuando experimenta un proceso desde el estado 1 hasta el 2 es de la siguiente manera,

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) + T_o(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad \text{Ec.(2.31)}$$

Para las corrientes de fluido con energías cinética y potencial insignificantes, los términos de estas energías desaparecen.

El cambio de exergía de un sistema cerrado o de una corriente de fluido representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede llevarse a cabo (o, si es negativo, la cantidad mínima de trabajo útil que necesita suministrarse) cuando el sistema cambia del estado inicial (1) al estado final (2) en un ambiente especificado, y representa el trabajo reversible W_{rev} .

Donde el W_{rev} se define como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que necesita ser proporcionado) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial (1) y final (2) especificados. Por lo tanto puede definirse de la siguiente manera:

“Es el trabajo de salida útil (o entrada) obtenido (o gastado) cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible.”

Cualquier diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y útil W_u se debe a irreversibilidades presentes durante el proceso y esta diferencia se denomina irreversibilidad I , la cual se expresa de la siguiente manera,

Dispositivos que producen trabajo,

$$I = W_{rev, salida} - W_{u, salida} \quad \text{Ec. (2.32)}$$

Dispositivos que consumen trabajo,

$$I = W_{u, entrada} - W_{rev, entrada} \quad \text{Ec. (2.33)}$$

La irreversibilidad es una cantidad positiva para todo proceso real (irreversible) porque $W_{rev} \geq W_u$ para dispositivos productores de trabajo y $W_{rev} \leq W_u$ para dispositivos consumidores de trabajo.

La irreversibilidad I es equivalente a la exergía destruida,

$$I = X_{destruida} = T_o \cdot S_{gen} \geq 0 \quad \text{Ec.(2.34)}$$

$$X_{destruida} = T_o \cdot \left[m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{air}}{T_o} \right] \quad \text{Ec.(2.35)}$$

El principio de disminución de exergía no implica que la exergía de un sistema no pueda aumentar. El cambio de exergía de un sistema puede ser positivo o negativo durante un proceso como se ve en la Fig. 2.23, pero la exergía destruida no puede ser negativa.

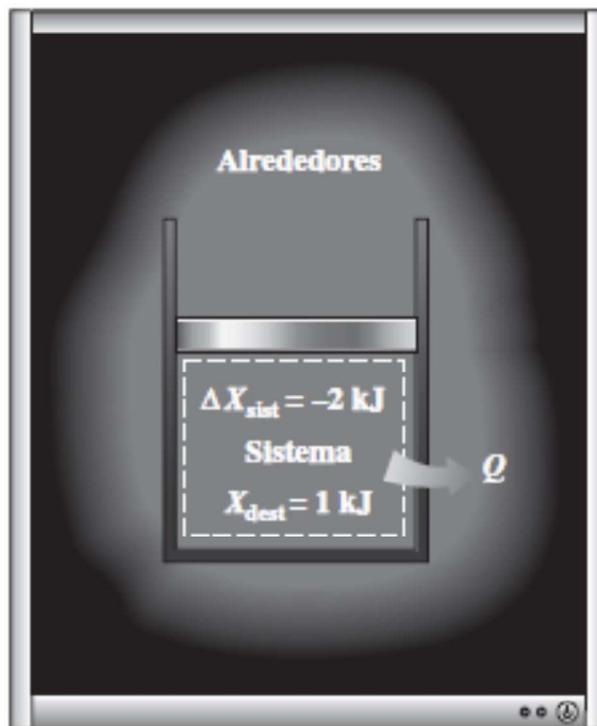


Figura 2.23. El cambio de exergía de un sistema puede ser negativo, pero no la destrucción de la exergía

(Fuente. Cengel, Yunus; TERMODINAMICA 7thn Edi., Pag.448)

El principio de disminución de exergía puede ser resumido como

$$X_{destruida} \begin{cases} >0 & \text{Proceso Irreversible} \\ =0 & \text{Proceso Reversible} \\ <0 & \text{Proceso Imposible} \end{cases}$$

3. ANALISIS DE ENERGÍA DISPONIBLE

3.1. Balance másico de las unidades a crudo Wartsila W16V32

Para determinar el balance másico del motor, es necesario determinar los compuestos involucrados en todo motor de combustión interna los cuales son: combustible (crudo residual), comburente (aire) y productos (gases de escape).

En figura 3.1 se observa el esquema del balance másico de un motor de combustión interna.

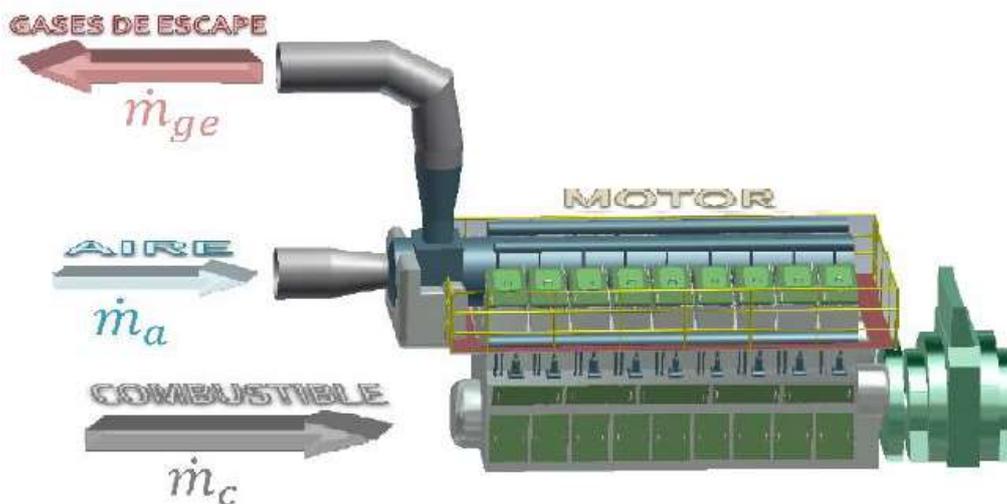


Figura 3.1. Balance másico de un motor de combustión interna
(Fuente. Wartsila Operation Manual)

Por lo tanto observando la ilustración se puede deducir que el flujo másico de los gases de escape es el resultado de la suma de la masa de aire y combustible ingresados al motor. La ecuación del que gobierna este proceso es muy simple y es la siguiente:

$$\dot{m}_{ge} = \dot{m}_a + \dot{m}_c \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Es decir que se aplica el principio de conservación de la masa de la primera Ley de la Termodinámica. La masa al igual que la energía, es una propiedad que se conserva, y no se crea ni se destruye.

3.2. Flujo másico de gases de escape

Las unidades Wartsila W16V32 disponen de medidores de caudal másico de gases de escape en marca *Bronkhorst* del tipo indicado en la figura 3.2. Los mismos que están ubicados en los ductos de escape de cada banco (Banco A y Banco B) es decir a cada lado del motor. Las lecturas registradas por el mismo se pueden revisar de manera remota en la pantalla HMI de interface *Wois*¹ de cada unidad Wartsila. Estos valores se utilizan principalmente para el control del valor “*heat rate*” del motor y control de equilibrio de combustión en cada banco del motor en V lo que permite determinar la condición operativa de los turbos de cada banco además de corregir problemas de vibración en el block del motor.



Figura 3.2. Medidor de caudal másico de gases de escape de unidades Wartsila
(Fuente. Manual de partes de Wartsila W16V32)

¹ WOIS – Wartsila Operator’s interface System. Es un sistema SCADA para monitoreo y control de las unidades Wartsila de manera remota desde un cuarto de control.

En el anexo 4 se puede observar la captura de pantalla del “*performance data*” o datos de desempeño registrados en el de la unidad Wartsila para ser visualizados en el HMI (*Human Machine Interface*) del motor del cuarto de control de las unidades Wartsila W16V32.

La medida del caudal másico de gases de escape (\dot{m}_{ge}) del motor de la unidad Wartsila W16V32 funcionando en condiciones normales de operación es decir al 90% de su carga nominal es la siguiente,

$$\dot{m}_{ge} = 13,6 \text{ (kg/s)} \quad \text{o el equivalente } 48.960 \text{ (kg/h)}$$

3.3. Sistema de suministro de combustible

El sistema de suministro de combustible (crudo residual) de las unidades Wartsila W16V32 consta de las siguientes etapas,

1. Suministro de crudo
2. Tanque de asentamiento de crudo
3. Tanque diario de crudo
4. Módulo de bombeo y calentamiento
5. Separadora
6. Módulo “Feeder” o unidad de alimentación de crudo.
7. Módulo “booster”
8. Módulo “fuel unit”
9. Módulo de ventilación
10. Unidades moto-generadoras Wartsila

En la figura 3.3. se señala la ubicación de cada etapa.

Para el funcionamiento de las unidades Wartsila de la PGE (*Planta de generación*) se requiere de crudo residual, suministrado desde los tanques de almacenamiento designados para este fin.

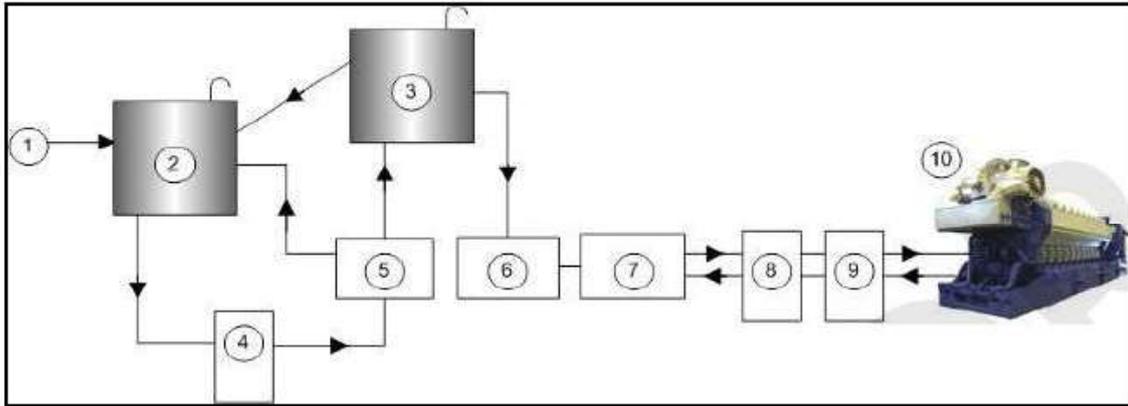


Figura 3.3. Esquema del sistema de suministro de combustible de unidades Wartsila W16V32
(Fuente : Departamento Mantenimiento Bloque 18. Petroamazonas)

El crudo con ayuda de una bomba de transferencia es conducido a través de una tubería de 4 plg, hacia los tanques buffer en donde se procede a su tratamiento completo por medio de decantación; para separar posible remanentes de agua; en este punto la temperatura del crudo es de 60° C y su viscosidad de 9 cSt ¹, luego es transportado al tanque de abastecimiento diario, previamente centrifugado a través de la unidad de separación o separadora del sistema *feeder*, cuya función es separar las partículas sólidas y agua del crudo residual.

Finalmente el crudo es sometido a calentamiento mediante resistencias eléctricas en el sistema *booster*, con la finalidad de que este cumpla con los parámetros de viscosidad, temperatura y presión requeridos por el fabricante, los cuales son controlados a través de un sistema automatizado.

Si la viscosidad del crudo está acorde a los valores requerido por el fabricante, se transfiere hacia la bomba de alimentación de combustible del motor, de otra manera se retorna al sistema *booster*, en donde por medio de resistencias eléctricas, como ya se indicó, se eleva su temperatura para reducir la viscosidad, y por medio de una bomba centrífuga se incrementa su presión.

¹ Centi Stoke : cSt = 1 mm²/s . Es una unidad de medida de viscosidad cinemática.

Adicionalmente se lo hacer circular por un set de filtros antes de ingresar nuevamente al motor, en donde llegará con una presión de 9 bar (130,6 psi) , viscosidad cinemática entre 3 a 6 cSt, y una temperatura de 95°C en promedio.

3.3.1. Balance másico de combustible de las unidas Wartsila W16V32

El combustible de las unidades Wartsila es crudo residual suministrado desde el proceso de separación de tratamiento de petróleo del bloque 18 de Petro Amazonas.

El flujo másico de combustible de las unidades Wartsila se determina mediante los flujómetros de caudal másico de combustible. Ver figura 3.4.



Figura 3.4. Flujómetros de caudal másico de unidades Wartsila W16V32
(Fuente : Departamento Mantenimiento Bloque 18. Petroamazonas)

Los medidores de caudal másico son del tipo turbina MicroMotion marca Emerson. Ver figura 3.4. Los valores se registran en transmisores independientes como se observa en la figura 3.5.



Figura 3.5. Transmisor de caudal másico de combustible de unidades Wartsila W16V32
(Fuente : Departamento Mantenimiento Bloque 18. Petroamazonas)

Existen dos flujómetros de masa para medir el combustible; el primero se encarga de medir el caudal másico (kg/h) de ingreso de combustible al motor y el segundo mide el caudal másico (kg/h) de retorno de combustible desde el motor hacia el sistema de alimentación de combustible para recirculación. Es decir que la cantidad de combustible consumida por el motor es la diferencia de lectura entre los dos medidores.

$$\dot{m}_{fc} = \dot{m}_{fi} - \dot{m}_{fo} \quad \text{Ec.(3.2)}$$

donde :

\dot{m}_{fc} : consumo de combustible del motor (kg/h)

\dot{m}_{fi} : *Fuel flow inlet* o caudal másico de combustible de entrada (kg/h)

\dot{m}_{fo} : *Fuel flow outlet* o caudal másico de combustible de salida (kg/h)

Estos valores además de quedar registrados en los transmisores de caudal en sitio, su información se envía y queda registrada en el historial del *Instant Report* en el sistema SCADA Wois de la unidad Wartsila para ser visualizados en el HMI (*Human Machine Interface*) del motor en el cuarto de control de la PGE. Ver figura 3.6.

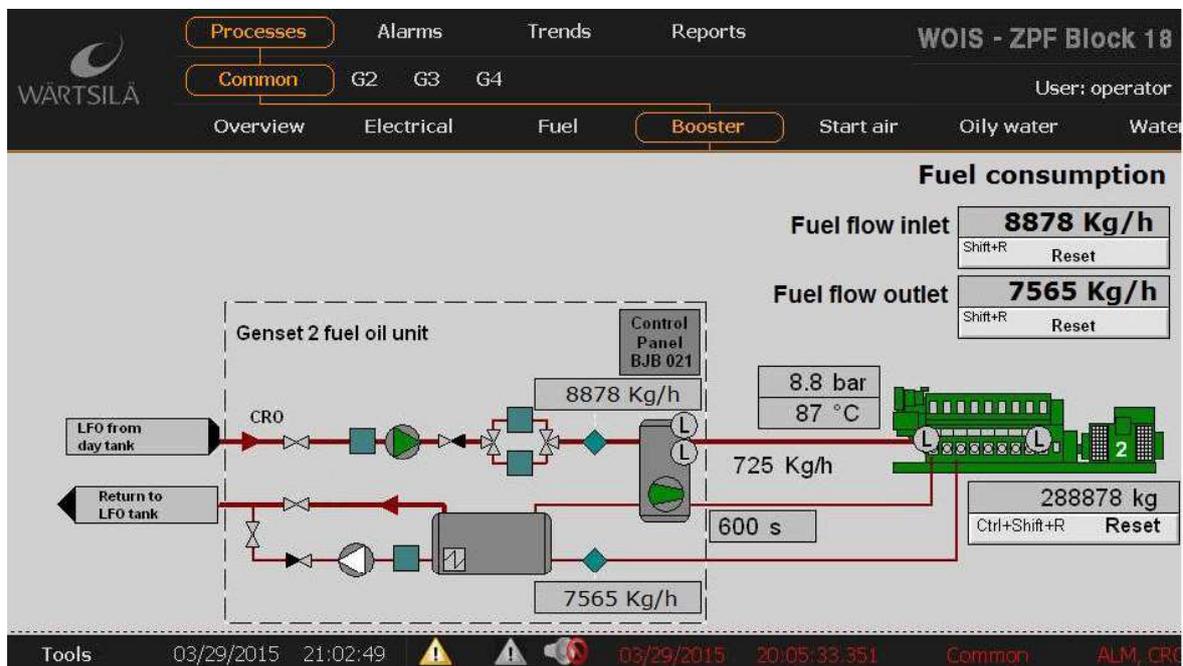


Figura 3.6. Esquema SCADA de suministro de combustible – WarsilaW16V32

(Fuente : Departamento Mantenimiento Bloque 18. Petroamazonas)

En la figura anterior se puede observar en tiempo real las mediciones de ingreso y retorno de combustible; para este caso particular la unidad MG4 generando al 90% de carga (6480 Kw).

Las mediciones de ingreso y retorno de combustible al 90% de la carga nominal del motor Wartsila W16V32, que es el porcentaje de potencia en condiciones normales de operación, son las siguientes:

$$\dot{m}_{fi} = 8.878 \text{ (kg/h)}$$

$$\dot{m}_{fo} = 7.565 \text{ (kg/h)}$$

$$\Delta\dot{m}_f = \dot{m}_{fc} = 8.878 - 7.565$$

$$\dot{m}_{fc} = 1.313 \text{ (kg/h)}$$

Como se puede observar, el valor de consumo real de combustible es bastante aproximado al valor de 1250 kg/h calculado en el capítulo 2 según el *HR* (Heat Rate) del motor de la unidad Wartsila y el *LCV* del combustible.

La razón para ingresar más combustible de la requerida por el motor, y que se deba recircular en el sistema de suministro, es con la finalidad de enfriar los inyectores, es decir que el exceso de flujo de combustible se utiliza como un medio de refrigeración de los inyectores del motor, además esto sirve para evitar que las boquillas de los inyectores y las líneas de combustible se obstruyan por la alta viscosidad del combustible.

Es decir que aproximadamente solo el 15% del flujo de combustible ingresado por la unidad Wartsila, será utilizado por el motor en el proceso de combustión, lo demás se recircula.

3.4. Sistema de suministro de aire

El sistema suministra aire de combustión limpio al motor. El aire se succiona desde la parte externa de la casa de máquinas, y pasa a través de un sistema de filtrado individual para cada unidad Wartsila como se puede ver en la figura 3.7.

Dicho filtro se compone de 10 módulos de fibra sintética de polyester arreglados en forma de panel. Cada módulo tiene una porosidad de 40 micras (como referencia un cabello humano tiene un diámetro de 80 micras aprox.)

Luego a continuación de los módulos de filtrado externo, el sistema de filtrado de aire de suministro o también denominado aire de carga dispone de un mecanismo automático del tipo persianas húmedas es decir que mantienen una película de aceite para filtrar el polvo y partículas sólidas que hayan pasado la primera barrera de filtrado es decir los módulos porosos.

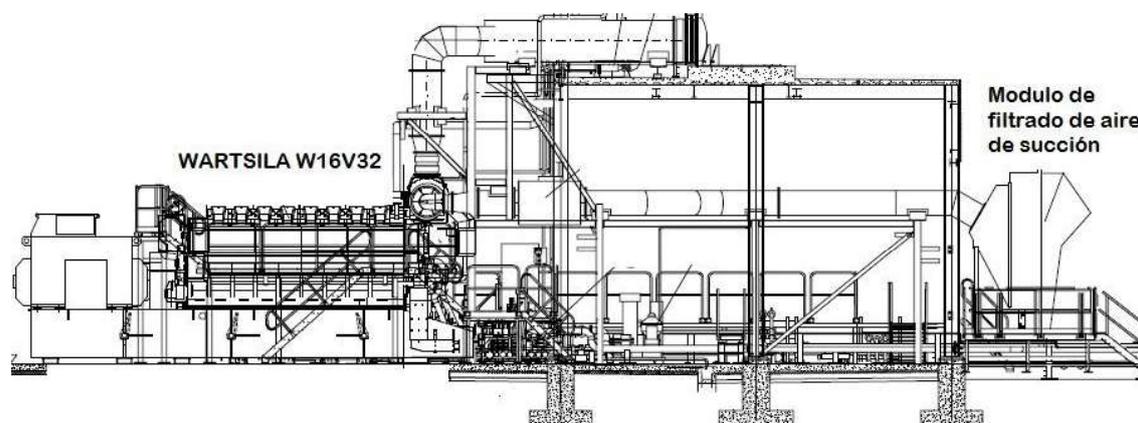


Figura 3.7. Esquema de ubicación del módulo de succión de aire de carga
(Fuente. Manual del fabricante Wartsila W16V32)

Un motor eléctrico conectado a un temporizador hace girar la cortina con persianas metálicas en intervalos de tiempo prefijados. Ver Figura 3.8.

Los paneles se humedecen con aceite adhesivo en un depósito de aceite o viscosine que reposa en el depósito ubicado en la parte inferior del filtro. Las partículas de polvo se recogen por la gravedad en el fondo del filtro, desde donde se pueden eliminar los residuos con un raspador.

El filtro dispone de conexiones para llenar y vaciar el depósito de aceite. Se dispone de un indicador de presión diferencial para supervisar el estado del filtro de aire de carga.

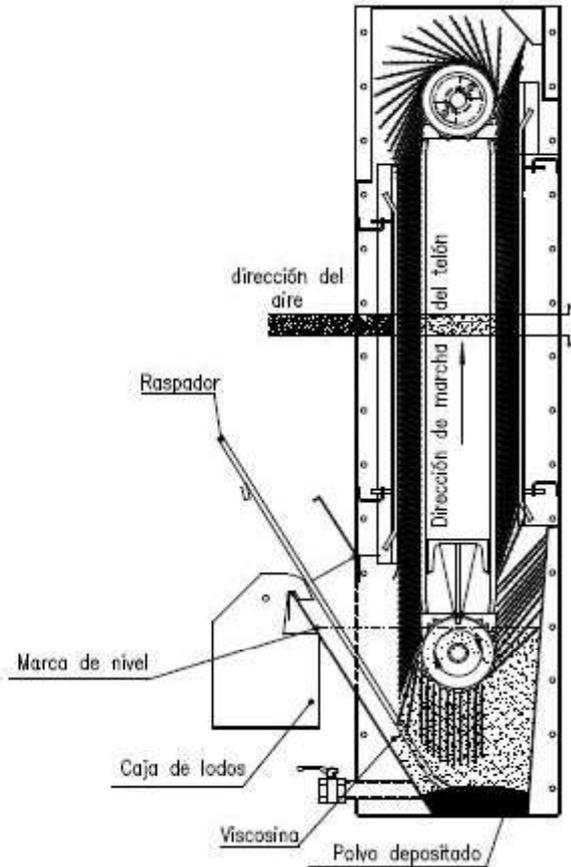


Figura 3.8. Sistema automático de filtro con persianas húmedas
 (Fuente. Manual del fabricante Wartsila W16V32)

3.4.1. Flujo másico de aire

Las unidades Wartsila no disponen de un medidor de flujo másico de aire de suministro, sin embargo como ya se revisó, si disponen de un medidor de flujo másico de gases de escape utilizado principalmente para el control del “*heat rate*” del motor y para determinar la condición operativa de los turbos de cada banco del motor. Como se dispone además del flujo másico de combustible consumido por el motor, se puede utilizar la ecuación de balance másico del motor para determinar el flujo másico de aire aspirado por el motor. Al realizar un balance másico de combustible y comburente (aire) mediante los valores conocidos y aplicando la ecuación 3.1 se puede determinar el flujo másico de aire aspirado por la unidad Wartsila. Despejando el valor de flujo másico de aire del motor queda,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ge} - \dot{m}_c \quad \text{Ec.(3.3)}$$

$$\dot{m}_a = 48.960 - 1.313$$

$$\dot{m}_a = 47.647 \text{ (kg/h)}$$

Una cantidad utilizada en el análisis de procesos de combustión para cuantificar las cantidades de combustible y aire consumidos por el motor es la **relación aire-combustible** AC. Suele expresarse en porcentaje y se define como la proporción entre la masa de aire y combustible consumidos por el motor mediante la siguiente ecuación,

$$AC = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{combustible}} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{fc}} \quad \text{Ec.(3.4)}$$

Con los valores de flujo másico conocidos podemos obtener la relación aire-combustible del proceso de combustión real (AC_R), al 90% de carga del motor,

$$AC_R = \frac{47.647 \text{ kg/h}}{1.313 \text{ kg/h}} = 36,28$$

Como se puede observar la relación de aire combustible es muy grande, es decir que por cada kg de combustible (1 kg) que quema el motor de las unidades Wartsila, aspira 36,28 kg de aire. Esto se explica en función que los motores de combustión interna turbo asistidos, trabajan con grandes márgenes de exceso de aire para garantizar la combustión completa del combustible, además que el aire de exceso servirá como un medio de refrigeración adicional del motor.

En los procesos de combustión reales es una práctica común emplear más aire que la cantidad *estequiométrica*¹, con el fin de aumentar las oportunidades de combustión completa además de controlar la temperatura de las cámaras de combustión de los cilindros del motor.

¹ Aire *estequiométrico* o *aire teórico*. Es la cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de un combustible

Para conocer el exceso de aire con el que está trabajando el motor, es necesario determinar la cantidad estequiométrica de aire del proceso de combustión del crudo empleado como combustible de las unidades Wartsila. Para comprender mejor esto es necesario conocer los procesos de combustión y reacciones químicas que implica.

3.5. Tipos de combustión

Los procesos de combustión pueden ser de dos tipos: completo, o incompleto.

a) **Proceso de combustión completo.**- Un proceso de combustión es completo si todo el carbono en el combustible se transforma en CO_2 , todo el hidrógeno se transforma en H_2O y todo el azufre (si lo hay) se transforma en SO_2 . Es decir, que todos los componentes combustibles del combustible se queman por completo durante este proceso.

b) **Proceso de combustión incompleto.**- Un proceso de combustión es incompleto si los productos de combustión contienen cualquier combustible o compuesto no quemados, como C, H_2 , CO u OH.

Como ya se revisó la cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de un combustible recibe el nombre *de aire estequiométrico* o aire teórico.

Un proceso de combustión con menos cantidad de aire teórico está condenado a ser incompleto. El proceso de combustión ideal durante el cual un combustible se quema por completo con aire teórico se conoce como combustión *estequiométrica* o teórica.

3.6. Reacciones químicas de combustión

Los elementos de la mayoría de las sustancias combustibles son el carbono, el hidrógeno, y una pequeña cantidad de azufre. Los cálculos se realizan mediante algunas reacciones químicas de estas sustancias con el oxígeno, teniendo en cuenta que,

“El combustible es un único compuesto químico (sustancia pura), o bien una mezcla de sustancias puras.”

Los balances de masa a considerar en una combustión tienen como misión determinar la cantidad de oxígeno o aire necesario para efectuar dicha reacción.

También se tiene interés en conocer la cantidad y composición de los productos de la combustión, ya que de la composición de los gases de escape se puede determinar la calidad de la combustión, porcentaje de emisiones nocivas, y si se requiere ajustar los parámetros operativos de ignición del motor.

En el proceso de combustión, las sustancias que reaccionan químicamente tienen que cumplir:

- a) El Principio de Conservación de la Materia, de forma que conocidas las cantidades de combustible y de aire necesario para la combustión, sea posible hallar la cantidad resultante de productos de combustión.
- b) El Primer Principio de la Termodinámica, por cuanto las reacciones químicas, y en particular las combustiones, son transformaciones energéticas.
- c) Segundo Principio de la Termodinámica, que permite obtener el rendimiento termodinámico de la transformación de energía que tiene lugar durante la reacción química, y conocer en qué dirección y en qué proporción se desarrollará, (equilibrio químico).

El crudo utilizado por las unidades Wartsila, es crudo residual proveniente del proceso de separación de las facilidades de producción del bloque 18 de Petroamazonas.

A continuación se va a analizar de manera teórica la reacción química del proceso de combustión estequiométrico del combustible utilizado por las unidades Wartsila. Este análisis servirá para determinar,

- a) Relación aire combustible estequiométrica o ideal
- b) Factor de exceso de aire
- c) Temperatura de punto de rocío de los gases de escape

Antes de realizar el análisis, se asumirá las siguientes suposiciones,

- Se supone que el proceso de combustión será completo; en consecuencia, todo el carbono en el combustible se convertirá en CO₂ y todo el hidrógeno en H₂O. Además, el combustible se quema con la cantidad estequiométrica de aire; por tanto, no habrá O₂ libre en los productos.
- La humedad en el aire aparece simplemente como H₂O adicional en los productos. De esta manera por simplicidad, se realiza el balance de la ecuación de combustión con aire seco y luego se agregará la humedad en ambos lados de la ecuación. Para efectos de análisis se considera 1 kmol de combustible.
- Para facilidad de análisis se realizará la reacción de combustión estequiométrica con la fórmula química del gas-oil o “*diesel*” (C₁₂H₂₆) como combustible, ya que sería muy complejo realizar la reacción química de combustión con petróleo o crudo ya que está formado por varios hidrocarburos en cantidades variables, además de compuestos de hidrógeno y carbono, en su mayoría parafinas, naftenos y aromáticos junto con cantidades variables de derivados saturados homólogos del metano (CH₄), por lo que su fórmula general es C_nH_{2n+2}, pudiendo variar el factor n en función de los porcentajes de composición del petróleo que cambiará de región a región de donde se extrae el petróleo. Al utilizar el gas-oil como combustible para el análisis, no se producirá un porcentaje de error importante ya que el poder calorífico inferior (PCI) o Lower Heating Value (LHV¹) del gas oil y del crudo son muy similares. (42 MJ/kg para el gas oil - ver anexo 11 y 41.03 MJ/kg para el crudo residual utilizado por las unidades Wartsila del bloque18 – ver tabla 3.3).

Para determinar el número de moles del aire para realizar la reacción química de combustión, se va a considerar los gases más representativos del aire seco es decir el oxígeno y el nitrógeno. Según los porcentajes universalmente conocidos de la composición del aire el 21% representa el oxígeno (O₂) mientras que el 79% restante lo constituye el nitrógeno (N₂). De donde se deduce la composición molar del aire,

$$\text{Aire Seco} \left\{ \begin{array}{l} \text{O}_2 = > 21\% \\ \text{N}_2 = > 79\% \end{array} \right\} \text{ Proporción volumétrica}$$

Composición molar del aire,

$$1O_2 + \frac{79}{21} \times N_2$$

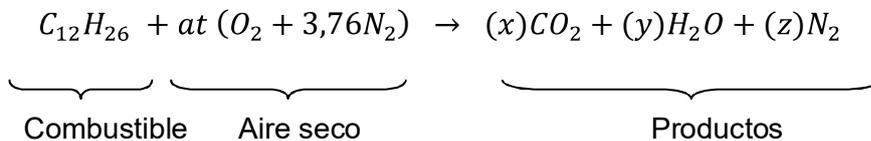
$$1O_2 + 3,76N_2 = 4,76 \text{ moles de Aire}$$

Peso molecular de $O_2 = (16).(2)$; Peso molecular del $N_2 = (14).(2)$

Peso molecular del aire (PM_{aire}),

$$\frac{[(16).(2) + 3,76.(14).(2)]kg}{4,76 \text{ kmol}} = 28,7 \text{ kg/kmol}$$

Como se indicó en las suposiciones, se partirá de la ecuación de combustión usando aire seco considerando una kmol de combustible, la ecuación se escribe de la siguiente manera,



Los coeficientes desconocidos en la ecuación anterior se encuentran a partir de balances de masa en los diversos elementos,

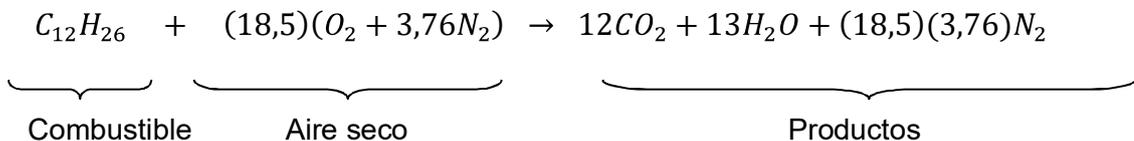
$$C : \quad 12 = x \quad \rightarrow x = 12$$

$$H : \quad 26 = 2y \quad \rightarrow y = 13$$

$$O_2 : \quad 2at = 2x + y \quad \rightarrow at = 18,5$$

$$N_2 : \quad (3,76)(2)at = 2z \quad \rightarrow z = (3,76 \times 18,5)$$

La ecuación equilibrada queda de la siguiente manera,



Ahora se va a determinar la cantidad de humedad que acompaña al aire seco según la temperatura ambiental, presión atmosférica (P_o) y humedad relativa (HR) registradas en la tabla 3.2 de "Valores medios mensuales de los parámetros climatológicos". Primero se empezará por determinar la presión parcial ejercida por el vapor de agua en el aire,

$$P_{vapor,aire} = \%HR \times P_{sat@T^{\circ},amb} \quad \text{Ec.(3.5)}$$

$$P_{vapor,aire} = \%HR \times P_{sat@26,5^{\circ}C}$$

$$P_{vapor,aire} = (0,923) \times 3,46 \text{ kPa}$$

$$P_{vapor,aire} = 3,193 \text{ kPa}$$

Si se supone un comportamiento de gas ideal, el número de moles de humedad $N_{vapor,aire}$ en el aire es,

$$N_{vapor} = \left(\frac{P_{vapor,aire}}{P_o} \right) \cdot N_{Total} \quad \text{Ec.(3.6)}$$

Donde,

$$N_{Total} = N_{vapor,aire} + N_{aire seco} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

P_o : Presion atmosférica

De la ecuación estequiométrica equilibrada anteriormente tenemos que el número de moles de aire seco son,

$$N_{aire seco} = (18,5)(4,76) = 88,06$$

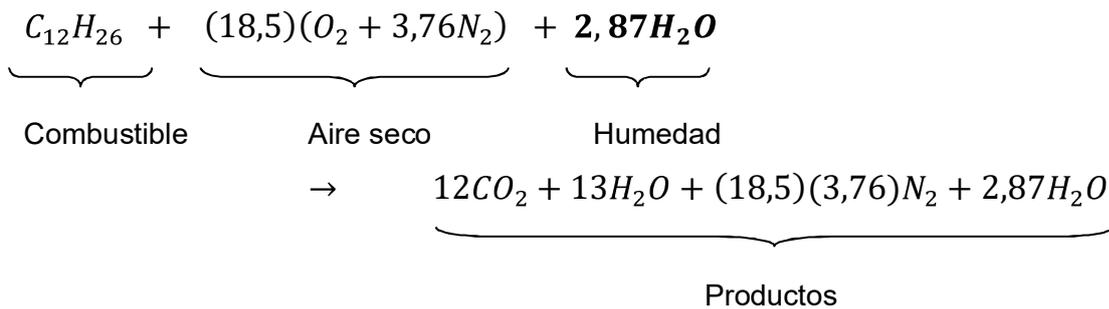
Reemplazando en la ecuación 3.6,

$$N_{v,aire} = \left(\frac{3,193}{101,1} \right) \cdot (N_{v,aire} + 88,06)$$

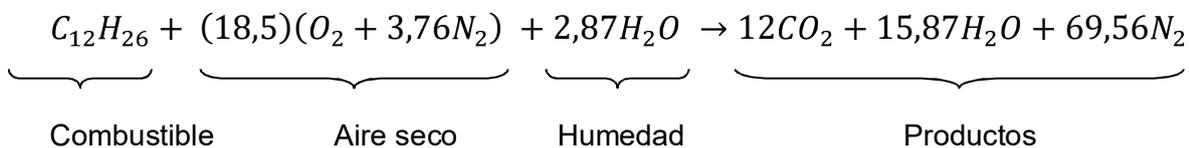
Resolviendo la ecuación obtendremos el número de moles de humedad o de vapor que contiene el aire,

$$N_{v,aire} = 2,87 \text{ kmol}$$

La ecuación de combustión balanceada se obtiene al sustituir los coeficientes determinados antes y añadiendo 2,87 kmol de H₂O en ambos lados de la ecuación:



Sumando las moles de agua en los productos la ecuación de la combustión se simplifica y queda,



3.6.1. Temperatura de punto de rocío de los gases de escape (T_{PR})

Con la ecuación de combustión equilibrada se puede obtener la temperatura del punto de rocío del vapor de agua de los productos, o lo que es lo mismo de los gases de escape. Este valor más adelante será decisivo en el dimensionamiento del sistema de recuperación de energía térmica de gases de escape, propuesto.

Se comenzará determinando el número de moles totales de los productos o gases de escape,

$$N_{Total, productos} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{N_2} \qquad \qquad \qquad \text{Ec.(3.8)}$$

$$N_{Total, productos} = 12 + 15,87 + 69,56$$

$$N_{Total, productos} = 97,43 \text{ kmol}$$

Se calcula la presión parcial del vapor de agua en los productos,

$$P_{v,H_2O} = \frac{N^{\circ} \text{ moles de agua} \times \text{Presión atmosférica}}{N^{\circ} \text{ moles de productos}} = \frac{N_{H_2O} \times P_o}{N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{N_2}} \quad \text{Ec. (3.9)}$$

$$P_{v,H_2O} = \frac{15,87 \text{ kmol} \times 101,1 \text{ kPa}}{97,43 \text{ kmol}} = 16,46 \text{ kPa}$$

La temperatura del punto de rocío (T_{PR}), será correspondiente con la temperatura de saturación del agua a la presión parcial antes calculada,

$$T_{PR} = T_{Sat@P_{v,H_2O}} = T_{Sat@P_{16,46 \text{ kPa}}}$$

$$T_{PR} = 55,9^{\circ}C \rightarrow 132,6^{\circ}F$$

3.6.2. Relación aire combustible estequiométrica o ideal

A continuación una vez igualada equilibrada la reacción química de combustión, se puede calcular la relación estequiométrica aire-combustible AC_E ,

$$AC_E = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{combustible}} \quad \text{Ec.(3.10)}$$

Para ello se va a obtener la masa del combustible y comburente, mediante el peso molecular de cada compuesto y el número de moles que se obtuvo en la reacción de combustión. La ecuación queda 3.10 queda de la siguiente manera,

$$AC_E = \frac{(NM)_{aire}}{(NM)_C + (NM)_H} \quad \text{Ec. (3.11)}$$

$$AC_E = \frac{(18,5 \times 4,76 \text{ kmol}).(28,9 \text{ kg/kmol})}{(12 \text{ kmol}).(12 \text{ kg/kmol}) + (26 \text{ kmol}).(1 \text{ kg/kmol})} = 14,87$$

Como se puede observar la relación estequiométrica es de 14,87 kg de aire por 1 kg de combustible.

3.6.3. Factor de exceso de aire

Una vez determinada la relación estequiometrica aire combustible AC_E se va a obtener el porcentaje de exceso de aire

Como se vio en el punto 3.4.1 la relación aire-combustible real (AC_R) es de 36,28 reemplazando este valor en la ecuación 3.12,

$$\% \text{ Exceso de aire} = \frac{AC_R}{AC_E} \times 100\% \quad \text{Ec.(3.12)}$$

$$\% \text{ Exceso de aire} = \frac{36,28}{14,87} \times 100\% = 240 \%$$

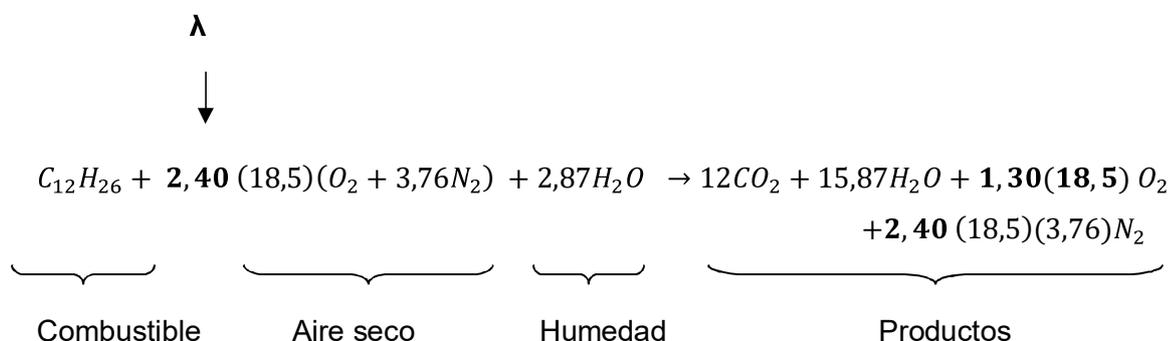
Es decir que las unidades Wartsila trabajan con un factor de exceso de aire de más del doble de la cantidad de aire requerida para la combustión estequiométrica.

Esto se explica ya que en los motores que trabajan en ciclo Diesel, las mezclas ricas son las responsables de una combustión defectuosa con hollín. Con el fin de prevenir la formación de muchas áreas de mezcla rica, los motores diesel en contraste con los motores de gasolina de ciclo Otto, tienen que operar con un porcentaje de exceso de aire.

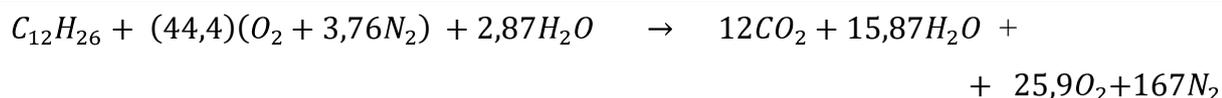
A este “*factor de exceso de aire*” se lo conoce también como factor lambda (λ).

Cuando la cantidad de aire es igual a la cantidad requerida para una combustión completa, es decir que la reacción es estequiométrica, no hay exceso de aire y el factor lambda, $\lambda = 1$. En nuestro caso, siendo el porcentaje de exceso de aire de 240%, el factor lambda (λ) es de 2,40.

Con este valor de exceso de aire, se puede entonces escribir la ecuación final de la combustión balanceada, en donde se considera la humedad relativa (%H_R) y porcentaje de exceso de aire,



Simplificando los coeficientes, la ecuación de combustión final equilibrada queda,



Los niveles de lambda para motores diesel turbo-cargados a plena carga están entre 1.15 a 3.0. Cuando operan en ralentí o sin carga, esta cifra puede elevarse hasta más de 8 o incluso 10. A diferencia de los motores de gasolina en los motores diesel, un nivel alto de lambda es beneficioso porque ayuda a controlar las emisiones nocivas.

Con la ecuación de combustión final equilibrada se procede a determinar el peso molar de los "flue gases" o gases de escape. Este valor no servirá de utilidad en el siguiente capítulo para determinar el back pressure o presión máxima producida en el equipo HRSG (Heat recovery steam generator) diseñado.

Suma de coeficientes y peso molecular de los compuestos de escape,

$CO_2:$	$12 \times 44 = 528$
$H_2O :$	$15,87 \times 18 = 285,66$
$O_2 :$	$25,90 \times 32 = 769,6$
$N_2 :$	$167 \times 28 = 4676$

	$218,92 \text{ kmol} \quad 6259,26 \text{ kg}$

Con estos valores podemos determinar el peso molecular de los gases de escape (PM_{GE})

$$PM_{GE} = \frac{6259,26 \text{ kg}}{218,92 \text{ kmol}} = 28,59 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

3.7. Parámetros de operación de la central de generación a crudo Wartsila

Como se indicó en el capítulo 1, la planta de generación PGE del bloque 18 dispone de cuatro unidades de generación a crudo, tres de ellas Wartsila W16V32 y una cuarta unidad Caterpillar 12CM32.

Las tres unidades Wartsila se encuentran operando al 35% de su capacidad nominal de operación y la unidad Caterpillar se encuentra en stand by, sin embargo desde mediados del 2.019 una vez puesto en servicio la línea de transmisión del proyecto de Interconexión entre la PGE del bloque 18 al nuevo sistema eléctrico, se exportará energía al Sistema Interconectado Petrolero (SEIP y se pondrá a operar todas las unidades de generación a su potencia normal de operación, es decir al 90% de su capacidad nominal.

Es importante por lo tanto determinar los parámetros de operación de las unidades Wartsila al 90% (6480 Kw) de su capacidad nominal para el diseño del sistema propuesto, ya que será la potencia normal de operación cuando una vez que se empiece a exportar energía eléctrica al SEIP. No es prudente usar los valores operativos tomados diariamente a las unidades Wartsila en las condiciones actuales de operación (35% de carga), por lo que se utilizará los valores operativos que se encuentran registradas en el *Protocol Test* o pruebas de desempeño que se realizó a las unidades Wartsila durante las pruebas de comisionamiento.

Durante estas pruebas las unidades Wartsila fueron probadas a diferentes valores de carga y en particular a la potencia de operación normal es decir el 90% de la capacidad nominal que será la potencia normal de operación como se indicó en el párrafo anterior. Dichos valores quedaron registrados en las hojas de toma de datos durante las pruebas.

En el anexo 1 (Protocol Test) se pueden observar las hojas de prueba al 90% de carga de cada una de las unidades Wartsila.

De estos valores a continuación se detallará los que nos servirá para realizar el análisis energético y exergético de las unidades Wartsila.

3.7.1. Parámetros operativos de las unidades Wartsila

Las unidades Wartsila disponen de varios sensores que le permiten registrar una gran cantidad de parámetros operativos del motor. Todos ellos quedan guardados en un registro histórico denominado “*performance data*” o datos de desempeño los cuales se pueden revisar en el sistema SCADA de cada unidad. Este sistema es denominado *Wois* y sus pantallas de registro así como de control se visualizan en el HMI (*Human Machine Interface*) en el cuarto de control de la PGE (Planta de generación). Los parámetros de mayor interés para el desarrollo de la tesis se detallan en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Parámetros operativos de la unidad Wartsila W16V32

Símbolo	Descripción	S.I.	Sistema Inglés		
Parámetros eléctricos.					
P	Potencia activa del generador	kW	6.480	HP	9.119
Q	Potencia reactiva del generador	KVAR	969	KVAR	969
$\text{Cos}(\phi)$	Factor de potencia	-	0,99	-	
F	Frecuencia	Hz	60	Hz	60
Aire de carga					
P_{ia}	Presión de ingreso	MPa	0,41	Bar	44,62
T_{ia}	Temperatura de ingreso al motor	°C	59	°F	139,82
Combustible					
P_{if}	Presión de ingreso del crudo	MPa	0,90	Psi	130,6

T_{if}	Temperatura de ingreso	°C	95	°F	203
ν	Viscosidad FO del crudo	cSt	6	-	-
\dot{m}_{fi}	Flujo másico de ingreso	kg/h	8.878	lb/h	19.572
\dot{m}_{fo}	Flujo másico de retorno	kg/h	7.565	lb/h	16.677
Aceite del motor					
T_{Lo}	Temperatura de salida	°C	79,3	°F	174,74
T_{Li}	Temperatura de ingreso	°C	62	°F	143,6
P_{Lo}	Presión de aceite	MPa	0,5	Psi	72,51
\dot{m}_{Lo}	Flujo másico	kg/s	39,5	lb/s	87,08
Gases de escape					
T_{gA}	Temperatura Banco A	°C	372	°F	701,6
T_{gB}	Temperatura Banco B	°C	380	°F	716
T_{gE}	Temperatura promedio	°C	376	°F	708,8
\dot{m}_{gA}	Flujo másico Banco A	kg/s	6,8	lb/s	14,68
\dot{m}_{gB}	Flujo másico Banco B	kg/s	6,8	lb/s	14,64
\dot{m}_{gE}	Flujo másico total	kg/s	13,6	lb/s	29,98

Sistema de refrigeración					
Sistema HT (High Temperature) ¹					
\dot{m}_{Hr}	Flujo másico sistema HT	kg/s	28,6	lb/s	82,1
T_{Hro}	Temperatura salida HT	°C	96	°F	204,8
T_{Hri}	Temperatura ingreso HT	°C	80	°F	176
Sistema LT (Low Temperature) ²					
\dot{m}_{Lr}	Flujo másico sistema LT	kg/s	24,6	lb/s	56,2
T_{Lro}	Temperatura salida LT	°C	54	°F	129,2
T_{Lri}	Temperatura ingreso LT	°C	44	°F	111,2

(Fuente. Protocol Test 2.013 - Unidades Wartsila W16V32 – Bloque 18 de Petroamazonas)

3.7.2. Parámetros ambientales

Los parámetros ambientales del bloque 18 de Petroamazonas más representativos para el desarrollo del proyecto de tesis son los siguientes,

- humedad relativa (Hr) promedio del 93.4%,
- temperatura ambiental (T_{amb}) promedio de 26,51 °C
- presión atmosférica 1011 hPa = > 1,011 bar = > 101,1 kPa

Estos valores fueron obtenidos del estudio climatológico del bloque 18 de Petroamazonas, registrados en la tabla 3.2.

¹ Sistema HT (Hight Temperature). Es el sistema de refrigeración que refrigera las camisas de los cilindros del motor.

² Sistema LT (Low Temperature). Es el sistema de refrigeración del aire de suministro y del aceite de lubricación del motor.

La presión atmosférica a nivel del mar (0 m.s.n.m) es de 1,013 bar. Como se puede observar el bloque 18 está prácticamente a nivel del mar con el 99,8% de la presión atmosférica a este nivel.

Los valores promedio mensuales de los parámetros climatológicos: temperatura ambiental (T_a), humedad relativa (Hr), nubosidad (N), velocidad del viento (V_v); registrados en el bloque 18, se presentan en la tabla 3.2

Tabla 3.2 Valores medios mensuales de los parámetros climatológicos.

Simb.	Und.	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	MEDIA
T_a	°C	26.7	26.1	26.5	26.5	26.0	27.6	27.7	27.6	26	26.5	26.3	26.4	26.51
Hr	%	92.1	92.3	92.4	91.8	92.1	93.4	92.6	92.3	91.2	92.1	93.0	92.7	92.3
N	%	42.5	35.6	36.9	37.9	39.4	39.4	41.1	43.9	50.0	47.8	48.8	43.8	42.3
V_v	m/s	2.0	2.1	3.3	2.6	2.6	2.3	2.5	2.2	2.8	2.7	2.7	3.0	2.6

(Fuente. Estudio climatológico bloque 18. Petroamazonas EP)

3.8. Balance térmico de las unidades de generación Wartsila W16V32

Una vez conocidos los valores de cada compuesto involucrado en la combustión del motor del grupo electrógeno Wartsila, se procederá a realizar el balance térmico.

Para ello se requiere establecer los siguientes momentos,

- a) La energía del combustible
- b) La energía del proceso de transformación de energía en el motor (energía útil, calor)
- c) La energía de los gases de escape,
- d) La energía de los residuos del proceso de combustión (emisión de calor de sistemas de enfriamiento y radiación).

En el diagrama Sankey de la figura 3.9 se puede observar la distribución de la energía del combustible en los diferentes momentos en un motor a combustión.

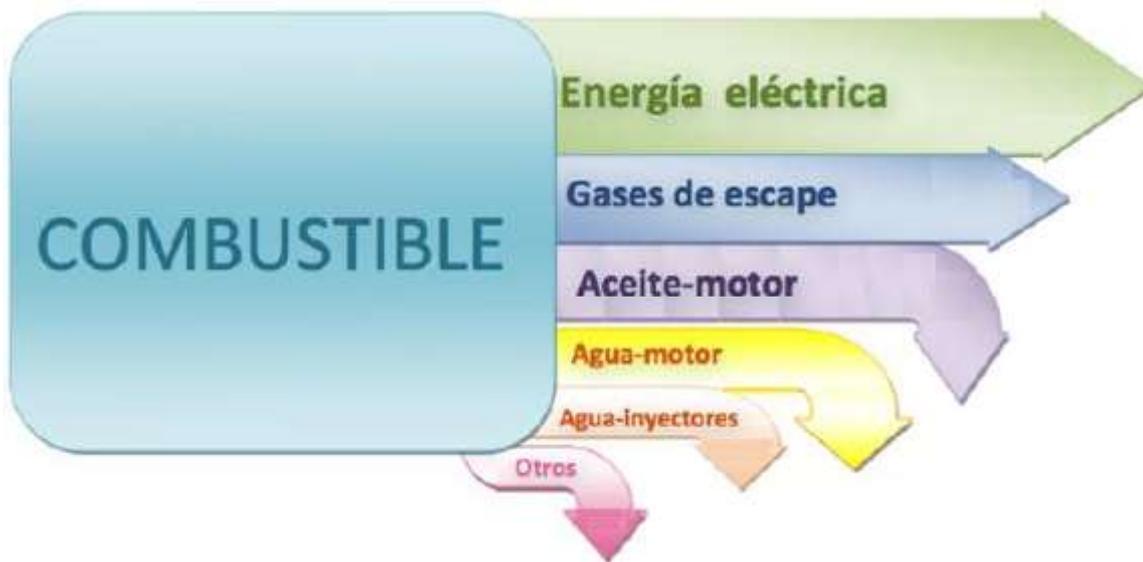


Figura 3.9. Balance térmico de la distribución de la energía del combustible en un motor a combustión
(Fuente. Propia)

3.9. Energía del combustible

Como se indicó anteriormente, el combustible utilizado por las unidades Wartsila es crudo residual suministrado desde el proceso de separación de tratamiento de petróleo del bloque 18 de Petro Amazonas.

La descripción y características físico químicas del crudo se encuentra registrado en el Protocol Test, revisado y aprobado por Bureau Veritas, durante las pruebas de *comissioning* de cada unidad Wartsila puesta en servicio.

En la tabla 3.3 se resume las propiedades del combustible.

Tabla 3.3 Propiedades del combustible utilizado por las unidades Wartsila

Combustible	Densidad		Viscosidad		Poder calorífico inferior
	kg / dm ³	a Temp (°C)	mm ² /s	a Temp (°C)	
HFO	0.98110	15	160,3	50	41,03

(Fuente. Planta de generación (PGE). Bloque 18 – Petroamazonas)

Como se puede observar la calidad del combustible disponible en el bloque 18 para las unidades Wartsila es HFO es decir *Heavy Fuel Oil*.

En caso de no disponer del poder calorífico inferior o LHV por métodos de laboratorio o prácticos, es importante el conocer como determinar de manera teórica este importante valor; el mismo que se puede calcular conociendo la densidad del combustible, % de azufre y densidad o gravedad específica del crudo a ser analizado.

Empezamos determinando la densidad del crudo expresado en grados °API ¹, el mismo que se obtiene mediante la siguiente ecuación,

$$^{\circ}API = 141,5/s - 131,5 \quad \text{Ec. (3.13)}$$

Donde:

s: gravedad específica del HFO

$$s = 0,98110$$

$$^{\circ}API = \frac{141,5}{0,98110} - 131,5 = 12,72$$

Luego se calcula el porcentaje de Hidrógeno (%H) mediante la siguiente ecuación,

$$\%H = F - \frac{2122,5}{^{\circ}API + 131,5} \quad \text{Ec. (3.14)}$$

El factor F depende de los grados °API del crudo, de las siguientes correlaciones,

$$F=24.5 \text{ for } 0 \leq ^{\circ}API \leq 9$$

$$F=25 \text{ for } 9 \leq ^{\circ}API \leq 20$$

$$F=25.20 \text{ for } 20 \leq ^{\circ}API \leq 30$$

$$F=25.45 \text{ for } 30 \leq ^{\circ}API \leq 40$$

¹ °API. American Petroleum Institute degrees

Reemplazando el valor de F correspondiente, en la ecuación 3.14,

$$\% H_2 = 25 - \frac{2122,5}{12,72 + 131,5} = 10,282$$

Se procede a calcular el valor de Higher Heating Value (HHV) ¹ o poder calorífico superior,

$$HHV = 17887 + 57,5 \times \text{°API} - 102,2 \times \% S \quad \text{Ec. (3.15)}$$

$$HHV = 17887 + 57,5 \times 12,72 - 102,2 \times 1,45$$

$$HHV = 18.470,21 \text{ Btu/lb}$$

$$LHV = HHV - 91,23 \times \% H_2 \quad \text{Ec. (3.16)}$$

$$LHV = 18.470,21 - 91,23 \times 10,282$$

$$LHV = 17.532,18 \text{ Btu/lb} \rightarrow 40,78 \text{ MJ/kg}$$

Como se puede observar el valor de poder calorífico inferior o LHV^2 es bastante próximo al valor obtenido (41,030 MJ/kg) de manera experimental en laboratorio y registrado en la tabla "Fuel" del Protocol Test de las unidades y que se puede revisar en el anexo 1. El error porcentual es de apenas el 0,993 %.

Para determinar la energía de aporte del combustible (HFO) o crudo residual, es necesario multiplicar el valor de LHV por el caudal másico del combustible consumido por las unidades Wartsila.

¹ (HHV) Higher Heating Value o Poder calorífico superior (PCS). Cantidad de calor liberado por un combustible (inicialmente a 25 °C) por lo tanto considera el calor latente de vaporización del agua. Con ese valor se procederá a obtener el valor de Lower Heating Value (LHV) ² o poder calorífico inferior,

² (LHV) Lower Heating Value o Poder calorífico inferior (PCI). Cantidad de calor liberado cuando un combustible se quema por completo en un proceso de flujo estacionario, encontrándose el H₂O de los productos en estado de vapor.

$$\dot{E}_{HFO} = \dot{Q}_{HFO} = \dot{m}_{fc} \times LHV_{HFO} \quad \text{Ec. (3.17)}$$

$$\dot{E}_{HFO} = 1.313 \frac{kg}{h} \times 41 \text{ MJ/kg}$$

$$\dot{E}_{HFO} = 53.833 \frac{MJ}{h} = 15 \frac{MJ}{s} = 15 \text{ MW}$$

3.10. Proceso de transformación de energía

La energía química del combustible, es aprovechada por los motores de las unidades Wartsila para producir energía mecánica y calor.

3.10.1. Energía Mecánica

La energía mecánica se aprovecha para hacer girar el generador acoplado al motor y de esta manera producir energía eléctrica.

Según los datos de placa del fabricante, la potencia nominal de las unidades Wartsila W16V32 es 7040 Kw esto se puede revisar en el Protocol Test en el anexo 1, sin embargo la máxima potencia nominal de generación de energía eléctrica de estos grupos electrógenos, según las condiciones ambientales y de combustible (crudo residual) del Bloque 18 es de 6480 Kw.

3.10.2. Calor

El calor producto de la combustión del crudo en el motor, es rechazado por los sistemas de refrigeración HT y LT del motor, así como también una gran cantidad de energía en forma de calor será evacuada con los gases de escape hacia el medio ambiente.

A continuación se determina la energía térmica en forma de calor rechazada por estos sistemas mediante un balance térmico y en función de los parámetros operativos del motor.

En vista de que no existe cambio de fase del refrigerante ni del aceite lubricante del motor, de los sistemas HT y LT, ya que mantienen su estado líquido, se va determinar el calor rechazado mediante la ecuación de calor sensible.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{Ec. (3.18)}$$

donde:

\dot{m} : Caudal o flujo másico del fluido (kg/s) o (kg/h)

C_p : Calor específico del fluido a presión constante (kg/s)

ΔT : Variación de temperatura (°C) del refrigerante entre la entrada y la salida.

3.10.3. Calor rechazado por el sistema HT

El sistema de refrigeración HT se encarga de enfriar los 16 cilindros del motor para mantener una temperatura adecuada de operación. El refrigerante utilizado en los sistemas HT y LT es agua desmineralizada con 8 % de aditivo, anticorrosivo y antiescala.

Por lo tanto el calor específico utilizado para realizar el cálculo es de 4,19 kJ/kg.°K y corresponde al agua a 90°C en promedio. Los valores de flujo o caudal másico y temperaturas inicial y final se encuentran en la tabla 3.1 de parámetros operativos de las unidades Wartsila.

Las temperaturas de ingreso (T_{Hri}) y salida (T_{Hro}) del agua refrigerante del sistema HT se tabulan en la tabla 3.1.

$$\Delta T : T_{Hro} - T_{Hri}$$

Reemplazando en la ecuación 3.18,

$$\dot{Q}_{HT} = \left(28,6 \frac{kg}{s}\right) \cdot \left(4,19 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}\right) \cdot (96^\circ C - 80^\circ C)$$

$$\dot{Q}_{HT} = 1915,9 \frac{kJ}{s} \approx 1916 kW$$

Nótese que no fue necesario transformar las unidades de temperatura de °C a °K para realizar el cálculo para que sea correspondiente con las unidades del calor específico; esto se explica porque se trata de una diferencia de temperatura (ΔT) por lo tanto da lo mismo realizar esta diferencia de temperatura en cualquiera de las unidades, igual el valor que se obtenga será de 11 °C u °K.

3.10.4. Calor rechazado por el sistema LT

Las temperaturas de ingreso (T_{Lri}) y salida (T_{Lro}) del agua refrigerante del sistema LT se tabulan en la tabla 3.1.

$$\Delta T : T_{Hro} - T_{rfi}$$

Reemplazando en la ecuación 3.18,

$$\dot{Q}_{LT} = \left(24,6 \frac{kg}{s}\right) \cdot \left(4,19 \frac{kJ}{(kg \cdot ^\circ C)}\right) \cdot (54^\circ C - 44^\circ C)$$

$$\dot{Q}_{LT} = 1031,7 \frac{kJ}{s} \approx 1032 kW$$

3.10.5. Energía de los gases de escape

Como se revisó en el balance másico de la unidad Wartsila, al inicio de este capítulo, la masa total de los gases de escape, es la suma del aire y combustible ingresados al motor para el proceso de combustión. Según este principio termodinámico se determinó los caudales másicos.

La relación aire – combustible real (AC_R) es 36,28 es decir que por cada kilogramo de combustible que ingresa al motor, el motor aspira 36,28 kilogramos de aire. En porcentajes los componentes de los gases de escape serían los siguientes,

$$\% \text{ combustible} = \frac{\dot{m}_{combustible}}{\dot{m}_{gases \ escape}} \times 100\% = \frac{\dot{m}_{fc}}{\dot{m}_{gE}} \times 100\% \quad \text{Ec. (3.19)}$$

$$\% \text{ combustible} = \frac{1.313 \text{ kg/h}}{48.960 \text{ kg/h}} \times 100\% = 2,68 \%$$

Es decir que menos del 3% de la masa total de los gases de escape, provienen del combustible, es así que para efectos prácticos y de análisis se puede considerar a los gases de escape como aire estándar o gas ideal.

Por el contrario si calculamos el porcentaje de aporte del aire en la masa total de los gases de escape representa más del 97,3 %,

$$\% \text{ aire} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\dot{m}_{\text{gases escape}}} \times 100\% = \frac{\dot{m}_{\text{ai}}}{\dot{m}_{\text{gE}}} \times 100\% \quad \text{Ec. (3.20)}$$

$$\% \text{ aire} = \frac{47.647 \text{ kg/h}}{48.960} \times 100\% = 97,3 \%$$

El porcentaje de aire en los gases de escape, también se puede obtener con la siguiente ecuación,

$$\% \text{ aire} = \% \text{ combustible} \times AC \quad \text{Ec. (3.21)}$$

$$\% \text{ aire} = 2,68 \times 36,28 = 97,23 \%$$

La temperatura de salida y flujo másico de los gases de escape de las unidades Wartsila, se detallan en la tabla 3.1 de parámetros operativos. Estos valores servirán para realizar el balance térmico de las unidades Wartsila. En la tabla 3.4 se detallan los más relevantes para efectos del presente análisis.

Tabla 3.4 Resumen de parámetro operativos de unidad Wartsila W16V32

Combustible (HFO)			
\dot{m}_{fc}	Flujo másico	1.313	kg/h
T_{ic}	Temperatura de ingreso del combustible	95	°C

Aire de admisión			
m_{ge}	Flujo másico	46.567	kg/h
T_{ai}	Temperatura de ingreso	59	°C
Gases de Escape			
\dot{m}_{gE}	Flujo másico	48.960	kg/h
T_{gE}	Temperatura de salida	376	°C

(Fuente. Registros operativos de unidades Wartsila – Bloque 18 Petroamazonas)

La energía (\dot{Q}_{gE}) térmica de los gases de escape se calculará con la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_{gE} = \dot{m}_{gE} \cdot C_{p_{gE}} \cdot \Delta T \quad (kJ/s) \quad \text{Ec. (3.22)}$$

$$\dot{Q}_{gE} = \dot{m}_{gE} \cdot C_{p_{gE}} \cdot (T_{gEi} - T_{gEf}) \quad (kJ/s) \quad \text{Ec. (3.23)}$$

Donde:

\dot{m}_{gE} : Flujo másico de los gases de escape (kg/h)

$C_{p_{gE}}$: Calor específico de los gases escape (kJ/kg.K)

T_{gEi} : Temperatura inicial de los gases de escape (°C)

T_{gEf} : Temperatura final de los gases de escape (°C) o temperatura ambiente.

Como se conoce el flujo másico y temperatura inicial de los gases de escape, se considerará que la temperatura final es la temperatura ambiente.

El C_p de los gases de escape se obtiene con la siguiente correlación,

$$C_{p_{gE}} = (92,1E - 6) \cdot T_{gE} + 0,9952$$

La temperatura T_{gE} debe estar en grados Kelvin.

$$Cp_{gE} = (92,1E - 6). (649,15) + 0,9952$$

$$Cp_{gE} = 1,054 \text{ (kJ/kg.K)}$$

El Cp calculado para los gases de escape no es muy distinto del Cp del aire que es 1,057 (kJ/kg.K) a la temperatura de salida de los gases de escape (376 °C).

Reemplazando los valores en la ecuación 3.22,

$$\dot{Q}_{gE} = \dot{m}_{gE} \cdot Cp_{gE} \cdot \Delta T \quad (\text{kJ/s})$$

$$\dot{Q}_{gE} = \left(48.960 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \cdot \left(1,054 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}\right) \cdot (376^\circ\text{C} - 26,51^\circ\text{C})$$

No es necesario transformar las temperaturas de grados centígrados (°C) a Kelvin ya que se trata de una diferencia de temperaturas (ΔT) que se mantendrá igual indistintamente de las unidades Kelvin o Centígrados.

$$\dot{Q}_{gE} = 18.035 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 5 \frac{\text{MJ}}{\text{s}} = 5 \text{ MW}$$

Con el valor obtenido se puede apreciar la gran cantidad de energía en forma de calor que se pierde con la emisión de gases de escape directamente al ambiente.

3.11. Análisis exergético de los gases de escape

Como se revisó en el Capítulo 2, la exergía o también denominado disponibilidad es una propiedad termodinámica que permite determinar el máximo potencial de trabajo útil que puede obtenerse de una fuente con una determinada cantidad de energía desde su estado original hasta alcanzar el equilibrio termodinámico con el medio ambiente o estado muerto. Desde otro punto de vista, la exergía puede ser considerada como una medida del desequilibrio existente entre la materia considerada y el medio ambiente.

Para poder realizar cálculos de exergía se precisa definir un modelo idealizado razonable de ambiente, que será tomado como referencia, ya que la exergía dependerá siempre de

los estados del sistema y del ambiente. También habrá que analizar las diversas posibilidades de llegar al estado muerto de equilibrio con el ambiente según las restricciones impuestas de los diversos sistemas analizados.

En nuestro caso la fuente de energía serán los gases de escape de las unidades Wartsila en su estado inicial, es decir a la temperatura que salen del escape de las unidades Wartsila y para el estado final se deberá considerar una temperatura de diseño mínima técnicamente viable hasta la cual se pueden disminuir la temperatura de los gases de escape luego de atravesar el HRSG o (*Heat Recovery Stem Generator*). Esta temperatura deberá ser superior a la temperatura de rocío de los gases de escape y por lo tanto superior al estado muerto o temperatura ambiente

Es así que la exergía se determinará mediante la ecuación para flujo estacionario.

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (kJ) \quad \text{Ec. (3.24)}$$

Como los gases de escape se tratan de una corriente de flujo estacionario y no generan ningún trabajo al atravesar el HRSG, no existirá cambio de la entropía además los factores de energía cinética y potencial son insignificantes por lo que se pueden obviar de la ecuación, quedando simplificada de la siguiente manera,

$$\psi = (h_2 - h_1) \quad (kJ/kg) \quad \text{Ec. (3.25)}$$

Donde :

ψ : Exergía (kJ/kg)

h_1 : Entalpía de los gases de escape al salir del HRSG (kJ/kg)

h_2 : Entalpía de los gases de escape al ingreso del HRSG (kJ/kg)

Como se puede observar los índices 1 y 2 representan los estados inicial y final de los gases de escape al ingreso y salida del HRSG.

Como se indicó anteriormente, existe una temperatura mínima a la cual se puede disminuir los gases de escape. Esta temperatura mínima de diseño estará determinada por

la concentración de anhídrido sulfuroso (SO₂), anhídrido sulfúrico (SO₃) y porcentaje de humedad (%H₂O) que contienen los gases de escape.

A esta temperatura mínima de diseño se conoce también como Acid dew Point o punto de rocío ácido, temperatura a la cual se produce la condensación de la humedad o vapor de agua de los gases de escape. Es importante no permitir que la temperatura disminuya a este valor ya que las gotas de agua condensadas reaccionarán con el SO₃ formando ácido sulfúrico (H₂SO₄) que puede ocasionar daños por corrosión en el material del HRSG.

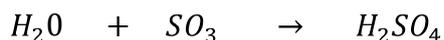
Por lo tanto para determinar la exergía de los gases de escape, se deberá determinar previamente la temperatura del Acid dew point.

3.11.1. Punto de rocío ácido (*Acid Dew Point*)

La temperatura mínima a la que se puede disminuir los gases de escape, "*Acid dew point*" o Punto de rocío ácido es 140°C aproximadamente. Bajar más que esto no es prudente ya que el agua de los gases de escape reaccionaría con los anhídridos de azufre presentes en los gases de escape, según las siguientes reacciones,



Agua + anhídrido sulfuroso → ácido sulfuroso



Agua + anhídrido sulfúrico → ácido sulfúrico

Como se señaló antes estos productos finales ácidos son altamente corrosivos por lo que es indeseable que se produzcan por los daños que pueden causar en el HRSG.

Para determinar la temperatura precisa del *Acid dew point* o Punto de rocío ácido, existen ecuaciones así como gráficas, que nos permiten determinar con mayor precisión este valor.

Como no se dispone de la cromatografía de los gases de escape de las unidades Wartsila, pero se dispone de la concentración de azufre en el combustible, se utilizará la figura 3.10, de la cual se obtiene el Acid Dew Point o punto de rocío ácido en función del porcentaje de

vapor de agua (% H_2O) así como de la concentración de anhídrido sulfúrico (SO_3) en ppmv contenidos en los gases de escape.

Para obtener estos valores es necesario incluir el componente de anhídrido sulfúrico (SO_3) en la ecuación de la combustión, para ello se determinará las moles de azufre que intervienen en la reacción.

Según se indica en la tabla 3.3 el combustible utilizado por las unidades Wartsila, contiene un porcentaje de 0,75 % (azufre), por lo que el restante 99,25% estará constituido por el principal componente del combustible es decir el gasoil ($C_{12}H_{26}$).

El número de moles de azufre contenidos en el combustible, se obtiene a partir del porcentaje de azufre conocido (S) y el peso molecular de S,

$$(NM)_S = \frac{m_S}{PM_S} = \frac{0,75}{32} = 0,023 \text{ kmol de azufre}$$

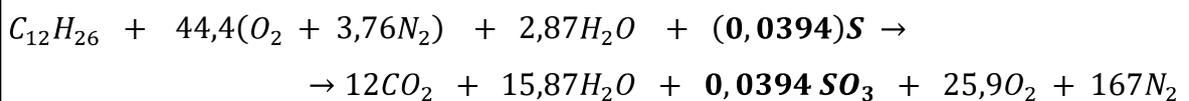
Luego se determina el número de moles de combustible $C_{12}H_{26}$,

$$(NM)_{C_{12}H_{26}} = \frac{m_{C_{12}H_{26}}}{PM_{C_{12}H_{26}}} = \frac{99,25}{170} = 0,583 \text{ kmol de combustible } C_{12}H_{26}$$

Para facilidad de análisis se considerará una 1 kmol de combustible ($C_{12}H_{26}$) y se calculará su equivalente en kmol de azufre.

$$(NM)_S = \frac{1 \text{ kmol } (C_{12}H_{26}) \times 0,023 \text{ kmol } (S)}{0,583 \text{ kmol } C_{12}H_{26}} = 0,0394 \text{ kmol de azufre}$$

Se reemplazará este número de moles en la ecuación de combustión y se equilibra nuevamente,



A continuación se obtiene la fracción molar del anhídrido sulfúrico (SO_3),

$$\text{fracción molar } SO_3 = \frac{N_{SO_3}}{N_{\text{productos}}}$$

$$\text{fracción molar } SO_3 = \frac{0,0394}{12 + 15,87 + 0,0394 + 24 + 167} = 1,64 E - 4$$

Luego se determina la concentración en ppmv,

$$\text{ppmv } SO_3 = (1,64 E - 4) \times 1E6$$

$\text{ppmv } SO_3 = 164$

Ahora se determinará el porcentaje de humedad en los gases de escape,

$$\% H_2O = \frac{\text{masa de agua contenida en los gases de escape}}{\text{masa total de gases de escape}} \times 100\% \quad \text{Ec. (3.26)}$$

$$\% H_2O = \frac{m_{H_2O}}{m_{gE}} \times 100\%$$

$$\frac{m_{H_2O}}{m_{gE}} = \frac{(NM)_{H_2O} \times PM_{H_2O}}{(NM)_{CO_2} \times PM_{CO_2} + (NM)_{H_2O} \times PM_{H_2O} + (NM)_{O_2} \times PM_{O_2} + (NM)_{N_2} \times PM_{N_2}}$$

En donde NM corresponde al número de moles y PM es el peso molecular de cada compuesto.

$$\frac{m_{H_2O}}{m_{gE}} = \frac{15,87 \times 18 \text{ kg/kmol}}{(12 \times 44 + 15,87 \times 18 + 24,05 \times 32 + 160 \times 28) \text{ kg/kmol}} = 4,711 E - 2$$

$\% H_2O = 4,7 \%$

Con los valores obtenidos de % de Humedad o H_2O y ppmv de SO_3 , de la figura 3.10 se obtiene el valor de temperatura de Acid dew point (T_{adp}) de los gases de escape.

$T_{adp} = 142^{\circ}C \rightarrow 415,15 K$

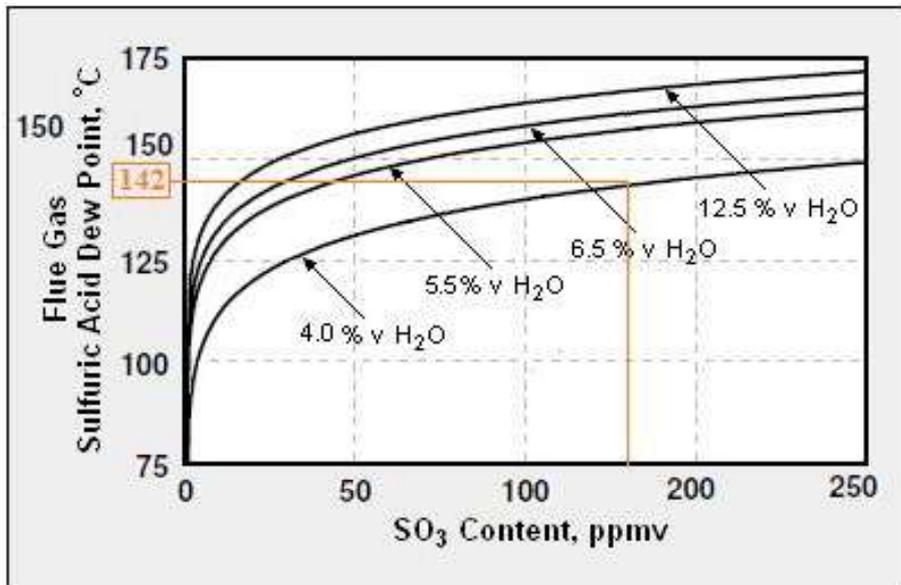


Figura 3.10. Punto ácido de rocío, para concentraciones comunes de SO_3 y vapor de agua en gases de escape

(Fuente. Ganapathy (1993), Steam Plant Calculations Manual, 2da Edición, Página 94)

3.11.2. Cálculo de la exergía de los gases de escape

Una vez obtenida la temperatura de Acid Dew Point, se procede a calcular el valor de exergía de los gases de escape utilizando la ecuación 3.25,

$$\psi = (h_2 - h_1) \quad (kJ/kg)$$

$$h_{2@376^{\circ}C} = 659,84 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1@142^{\circ}C} = 416,1 \text{ kJ/kg}$$

Las entalpías (h) provienen de la tabla termodinámica de “*Flue gases*” o gases de escape detallados en el anexo 7.

Calculando la exergía de los gases de escape,

$$\psi = (659,84 - 416,1)(kJ/kg)$$

$$\psi = (243,74)(kJ/kg)$$

Multiplicando por el flujo másico (\dot{m}_{gE}) de los gases de escape, se obtiene la transferencia de exergía por masa \dot{X} .

$$\dot{X} = \dot{m}_{gE} \times \psi \quad (kJ/s) \quad \text{Ec.(3.27)}$$

$$\dot{X} = 48.960 \frac{kg}{h} \times 243,74 (kJ/kg)$$

$$\dot{X} = 11.933,5 \frac{MJ}{h} = 3,31 \frac{MJ}{s} = 3,31 MW$$

Este valor de 3,31 MW es la máxima exergía que se puede obtener de la fuente de energía térmica (*gases de escape*) de un grupo electrógeno Wartsila W16V32 extrayendo la energía térmica que contienen, hasta que su temperatura disminuya a un valor mínimo de 142°C, o temperatura de restricción de diseño “*Acid Dew Point*”.

Como se puede observar, el valor de la exergía es menor que el valor de energía disponible (5 MW) de los gases de escape (\dot{Q}_{gE}), calculado para cada unidad Wartsila en el punto 3.10.5, en donde no se tomaba en consideración el limitante de disminución de temperatura señalado, ya que se considera como temperatura final la del punto muerto o equilibrio con el medio ambiente. Sin embargo es un potencial de energía importante que puede ser aprovechado, en la medida que los recursos tecnológicos lo permitan. Como la energía térmica disponible es de 3 unidades Wartsila, el valor de la exergía disponible total es la siguiente,

$$\dot{X}_T = 3 \times 3,31 MW = 9,93 MW$$

3.12. Cálculo de eficiencias

3.12.1. Eficiencia térmica máxima o de Carnot

Es la eficiencia máxima que puede alcanzar una máquina térmica que opere entre dos depósitos de temperatura T_L y T_H , tal como se puede observar en la figura 3.11. Esta eficiencia corresponde a la máquina ideal reversible de Carnot y se calcula mediante la siguiente expresión,

$$\eta_{carnot} = \eta_{t, rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad \text{Ec. (3.28)}$$

Según el enunciado de Kelvin-Planck,

No es posible ninguna transformación cíclica que transforme íntegramente el calor absorbido en trabajo.

Este enunciado implica que la cantidad de energía que no ha podido ser transformado en trabajo debe cederse en forma de calor a otro foco térmico, es decir, una máquina debe trabajar al menos entre dos focos térmicos.

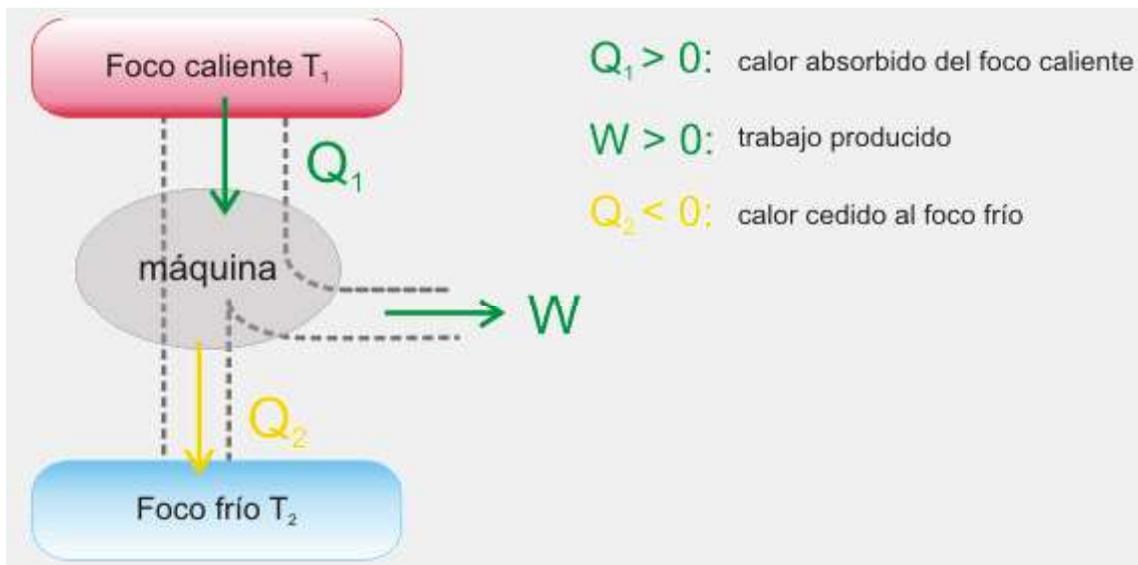


Figura 3.11. Ciclo ideal de Carnot
(Fuente. <http://www.sc.ehu.es/carnot/carnot.htm>)

Todas las máquinas reales o irreversibles que operen entre estos mismos límites de temperatura (T_L y T_H) tendrán eficiencias más bajas que la de Carnot.

La máxima eficiencia posible de Carnot o ideal según los valores de temperaturas indicados,

$$T_L: 142 \text{ °C} \rightarrow 415,15 \text{ K (Acid dew point).}$$

$$T_H: 376 \text{ °C} \rightarrow 649,15 \text{ K (Flue gases o gases de escape)}$$

Reemplazando en la ecuación 3.28

$$\eta_{t, rev} = 1 - \frac{415,15}{649,15}$$

$$\eta_{t, rev} = 0,36 \rightarrow 36 \%$$

Esta será la máxima eficiencia del ciclo termodinámico, que se podrá obtener de la fuente de calor, es decir de los gases de escape operando en los límites de temperatura T_L y T_H indicados.

3.12.2. Eficiencia térmica de las unidades Wartsila

Como se revisó en el capítulo 2, una medida del rendimiento de una máquina térmica es la eficiencia térmica ($\eta_{t\acute{e}rm}$) que no es más que la fracción de la entrada de calor que se convierte en la salida de trabajo neto. Este valor nos permite evaluar la capacidad de aprovechamiento del combustible.

Según se revisó en el punto 3.10.1, las unidades Wartsila W16V32 de la PGE de Boque 18, tienen una capacidad de generación de potencia de 6800 kW utilizando como combustible crudo residual.

Es así que la máxima eficiencia térmica de las unidades Wartsila en el Bloque 18 de Petroamazonas sería,

$$\eta_{t\acute{e}rm,Wartsila} = \frac{\dot{w}_{neto}}{\dot{Q}_{entrada}} = \frac{6480 \text{ kW}}{15000 \text{ kW}} = 0,432$$

$$\eta_{t\acute{e}rm,Wartsila} = 43,2 \%$$

Este valor calculado está de acuerdo a la hoja técnica del fabricante (anexo 2), en donde se indica una eficiencia térmica máxima del 46,1% pero al 100% de carga, en el cálculo anterior se está considerando al 90% de carga y por eso la eficiencia es también menor.

Como se puede observar el 56,8 % de la energía que aporta el combustible no puede ser aprovechado por las características termodinámicas del ciclo Diesel y las irreversibilidades propias del motor.

3.12.3. Eficiencia de la segunda ley, η_{II}

La eficiencia térmica para dispositivos como máquinas térmicas, se define como una medida de su rendimiento. Se definieron exclusivamente con base en la primera ley y en ocasiones se conoce como la *eficiencia de la primera ley*. Sin embargo, la eficiencia de la primera ley (conocida también como la eficiencia de la conversión) no hace referencia al mejor rendimiento posible; por lo que puede ser errónea.

Por lo tanto, es obvio que la eficiencia de la primera ley no es suficiente para medir el valor real del desempeño de dispositivos de ingeniería. Para superar esta deficiencia es necesario definir una eficiencia de la segunda ley (η_{II}).

La segunda ley trata sobre la *calidad* de la energía. En especial, se ocupa de la degradación de la energía durante un proceso, la generación de entropía, la pérdida de oportunidades para generar trabajo, y ofrece un gran margen para mejoras.

Llamada también *eficacia* o *eficiencia exergética*, como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia máxima posible (reversible) en las mismas condiciones.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{termica,real}}{\eta_{termica\ reversible}} = \frac{\eta_{t,r}}{\eta_{t,rev}} \quad \text{Ec.(2.36)}$$

Es así que la eficacia o eficiencia de la segunda ley también puede expresarse como la relación entre la salida de trabajo útil y la salida del trabajo máximo posible (reversible).

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \quad (\text{Dispositivos que producen trabajo}) \quad \text{Ec.(2.37)}$$

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \quad (\text{Dispositivos que consumen trabajo}) \quad \text{Ec. (2.38)}$$

La eficiencia según la segunda ley está ideada para servir como una medida de aproximación a la operación reversible, en consecuencia su valor debe cambiar de cero en el peor caso (destrucción completa de exergía) a 1 en el mejor (sin destrucción de exergía). Con esta perspectiva, se define aquí la eficiencia según la segunda ley también se puede expresar como,

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía gastada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía gastada}} \quad \text{Ec. (2.39)}$$

Por consiguiente, al determinar la eficiencia según la segunda ley, primero necesitamos determinar cuánta exergía o potencial de trabajo se consume durante un proceso. Para ello nos valdremos de las ecuaciones para cálculo de exergía en sistema cerrado o corriente de flujo, anteriormente descritas; dependiendo del sistema analizado.

Por ahora no se calculará este valor ya que aún se desconoce la máxima cantidad de trabajo útil que se podrá obtener con el sistema propuesto, pero más adelante en el capítulo IV, luego de desarrollar el sistema HRSG se podrá determinar la máxima potencia que se podrá generar con el sistema propuesto y por lo tanto se podrá calcular la eficiencia de la segunda ley del sistema propuesto.

3.13. Consolidación de los elementos del balance térmico de la combustión del motor Wartsila W16V32

Luego de haber realizado el balance térmico de las unidades Wartsila W16V32, es evidente que existe un gran potencial de energía térmica contenida en los gases de escape que se puede convertir en trabajo útil y por ahora se está evacuando de manera indiscriminada al medio ambiente, sin obtener ningún beneficio.

En el diagrama Sankey de la figura 3.12 se puede visualizar claramente la distribución de la energía del combustible (HFO), que consumen las unidades Wartsila. Los valores están definidos en Mw y % de la energía aportada por el combustible.

Es claro que el instalar un equipo HRSG al flujo de salida de los gases de escape de las unidades Wartsila, permitirá recuperar un gran porcentaje de esta energía transformándolo en trabajo útil, incrementando de manera importante la eficiencia térmica de PGE de Bloque 18 de Petroamazonas.

El HRSG utilizará agua tratada y desmineralizada, como fluido de trabajo. Como se revisó en el capítulo 1.1 se aprovechará la planta de tratamiento de agua y torre de enfriamiento de las turbinas a vapor Shinn Nippon C6-R7-RX de 6.MW c/u de la PGE, ya que al momento esta planta se encuentra sub-utilizada; considerando que estas instalaciones fueron diseñadas para alimentar de agua tratada a las dos turbinas de 6 MW y como se indicó en el capítulo 1.1, se encuentran generando solamente 2 MW c/u por empobrecimiento del poder calorífico del gas que alimenta las calderas de vapor.

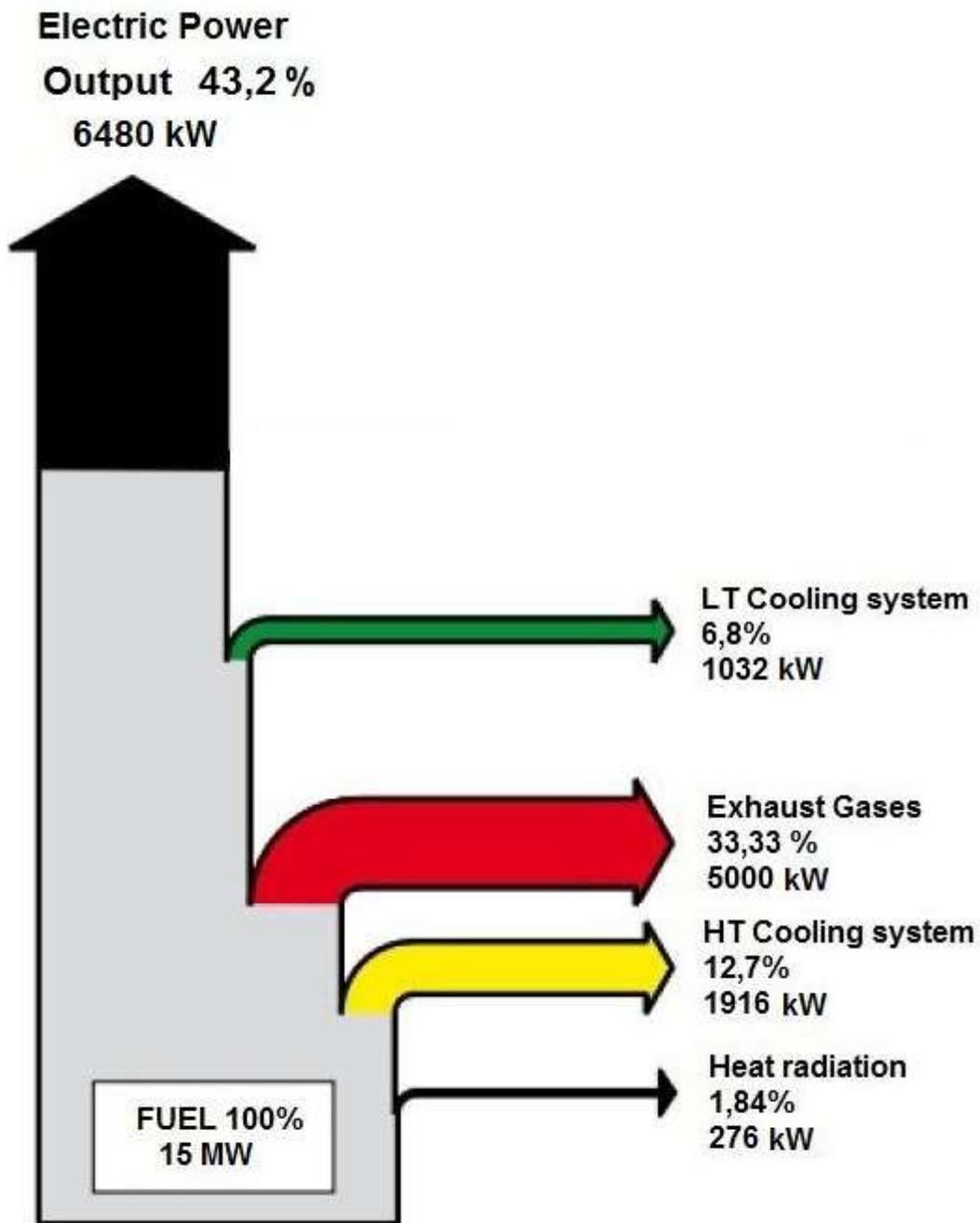


Figura 3.12. Balance térmico de la distribución de energía del combustible de las unidades Wartsila W16V32. Escenario actual.

(Fuente. Propia)

Es importante señalar que el calor rechazado por los gases de escape y absorbidos por el fluido de trabajo (agua tratada) en el HRSG, deben ser igual.

“El calor rechazado por una sustancia (gases de escape) debe ser igual al calor absorbido por la segunda sustancia (agua tratada)”

Es un principio esencial para un proceso de transferencia de calor. Significa que el calor que los GE rechazan, al pasar por cada sección del HRSG, debe ser igual al calor que absorbe el agua al ingresar a cada uno de los segmentos o etapas del intercambiador de calor.

El calor que el agua absorberá está directamente relacionado con su flujo másico. Por esta razón es necesario establecer el flujo másico de agua que ingresará al intercambiador de calor, ya que para este ciclo el flujo másico en todas las etapas del intercambiador no es el mismo.

Durante el proceso de generación de vapor se requiere separar en un domo el agua en estado líquido del vapor saturado.

El agua es una sustancia altamente corrosiva. Entonces es necesario que el domo evacúe agua en estado líquido, en un equivalente al 2% del flujo total que ingresa a la turbina. De esta manera se eliminarán sedimentos que son perjudiciales para el buen funcionamiento del ciclo y también se evitará su arrastre hacia los demás componentes del sistema.

Por lo tanto es necesario que el domo evacúe agua en estado líquido, en un equivalente al 2% del flujo total que ingresa a la turbina.

4. SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA PROPUESTO

Luego de haber analizado la energía térmica disponible de las unidades Wartsila, es evidente que las fuentes de calor principales son:

- Gases de escape o "*Flue gases*"
- Sistema de refrigeración del motor LT y HT

El presente proyecto de tesis se enfocará en desarrollar un sistema que permita recuperar la energía térmica disponible en los gases de escape. Para cumplir con esta finalidad se va a diseñar un sistema HRSG o *Heat Recovery Steam Generator*, el cual permite transferir la energía térmica de los GE hacia una sustancia de trabajo que será el agua tratada proveniente de la planta de tratamiento de agua de la PGE. Planta de tratamiento por ahora sub-utilizada y que fue instalada para proveer de agua a las turbinas de vapor TG1 y TG2.

Con esta energía proveniente de los gases de escape y recuperada en el HRSG y transferida al fluido de trabajo, se accionará una turbina que opera en ciclo Rankine acoplada a un generador eléctrico.

El HRSG está constituido por tres secciones de intercambio de calor:

1. Economizador,
2. Evaporador y
3. Super calentador.

El esquema técnico así como el diagrama T-S del ciclo de funcionamiento del HRSG se pueden observar en las figuras 4.1. y 4.2.

En el transcurso del capítulo se irá revisando como se obtienen los valores indicados en la figura 4.1.

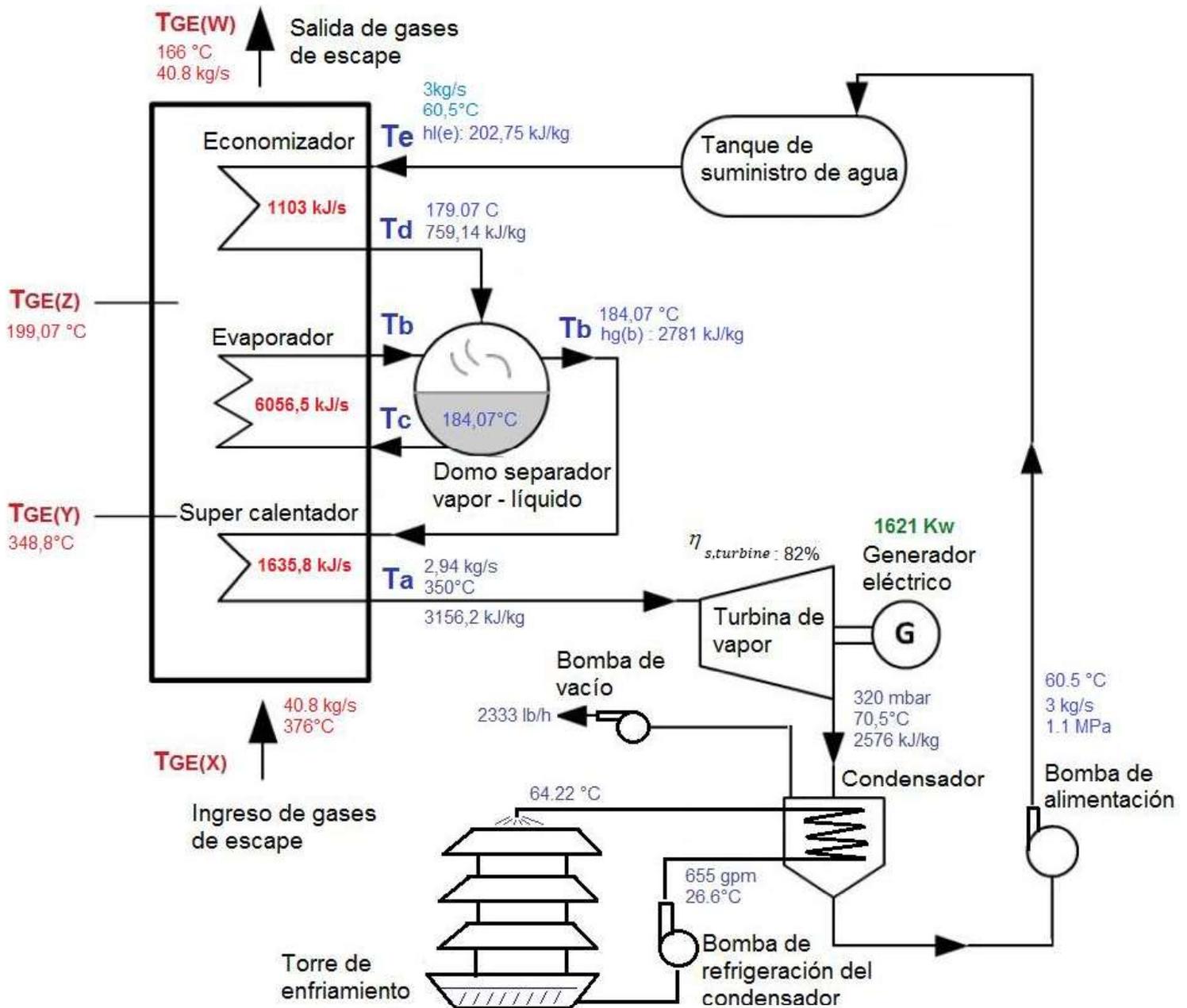


Figura 4.1. Esquema técnico del HRSG
(Fuente. Propia)

4.1. Parámetros de diseño del HRSG

Los parámetros que influyen en el diseño del HRSG son los siguientes:

- La producción, presión y temperatura de vapor y temperatura del agua de alimentación, que son función de la instalación industrial.
- Pinch Point (ΔPP), o punto de pinzamiento, definido como la diferencia de temperaturas mínima entre el fluido caliente (gases de escape) y el fluido frío o de trabajo, que para nuestro caso será agua.

Es decir consiste en la diferencia de temperaturas entre la temperatura de salida de los gases calientes del evaporador y la temperatura de saturación de vapor correspondiente a las condiciones de vaporización.

- c) Approach Point (ΔAP) o temperatura de aproximación definida como la diferencia de temperaturas entre la temperatura de saturación de vapor en las condiciones de vaporización en el evaporador del HRSG y la temperatura del agua líquida a la entrada del evaporador (salida del economizador).
- d) Caída de presión, pressure drop o back pressure en el lado de gases de escape.
- e) El coeficiente de transferencia de calor entre el flujo de gases por el exterior de los tubos y el vapor/agua medio en el interior de los tubos del HRSG.

Sobre el Pinch Point (ΔPP) es conveniente establecer las siguientes observaciones:

1. Aunque en principio cuanto menor sea el Pinch Point mayor será la energía térmica recuperada de los gases de escape, hay que tener presente que una disminución del mismo requerirá aumentar la superficie de intercambio de calor (aumento del tamaño del generador) y en consecuencia un incremento en costes de inversión y mantenimiento y en las pérdidas de carga (aumento de contrapresión del motor térmico y disminución de su potencia y rendimiento).
2. La elección del Pinch Point debe realizarse a fin de conseguir una buena recuperación de energía térmica con una superficie de intercambio aceptable. Debe tenerse presente también el hecho de que los gases de escape no lleguen al final del HRSG es decir a salida del sobrecalentador a temperaturas inferiores al punto de rocío ácido ya que esto ocasionaría problemas de corrosión. El Pinch Point suele situarse en valores comprendidos entre los 8° C y 20°C. Los valores mínimos se dan en las grandes calderas acuotubulares.

Sobre el Approach Point (ΔAP) cabe mencionar las siguientes consideraciones:

1. Este parámetro incide directamente en la inversión y en el rango de control del HRSG. Es evidente que el óptimo diseño sería aquél en el que $AP = 0$ °C, sin formación de vapor en el economizador, puesto que conduce al máximo rendimiento del HRSG. Sin embargo, a cargas inferiores a las de diseño y debido al flujo casi constante de gases de escape calientes por el equipo, pueden generarse vapor en el economizador o steaming. Las burbujas de vapor así formadas conducen al denominado *Bloqueo por vapor*¹, que a largo término

ocasiona fallos mecánicos. La elección del ΔAP está muy relacionada con el rango de control que se selecciona para la instalación. En la figura 4.2 se puede ver el diagrama T-S del HRSG.

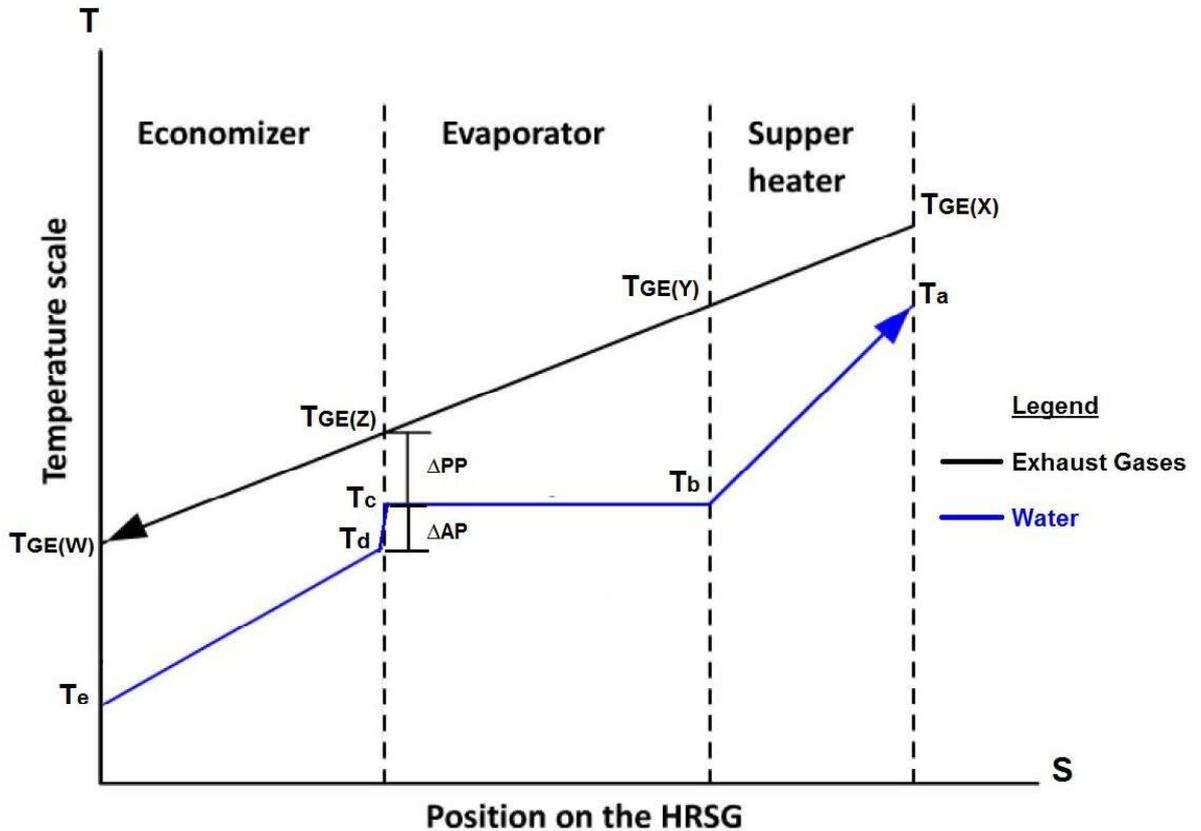


Figura 4.2. Diagrama T-S del Ciclo de funcionamiento del HRSG

(Fuente. Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators)

2. En algunos casos, para prevenir la formación de vapor en el economizador, la válvula de control del agua de alimentación puede instalarse después del economizador.

3. A cargas parciales esta válvula puede mantener la presión de salida del economizador a un valor suficientemente elevado para que no se forme vapor. En este caso el ΔAP es negativo. Para evitar el efecto *Flash*¹ que se produce con el agua a alta temperatura que atraviesa la válvula de control, la posición de ésta debe elegirse muy cuidadosamente.

¹ Este fenómeno se da cuando el vapor llega a la trampa de drenado de condensado, y la bloquea, creando una columna de vapor que no permite que el condensado llegue a la trampa y sea drenado.

Este método presenta, no obstante el inconveniente de requerir la instalación de válvulas de seguridad en el economizador.

4. Otra posibilidad es utilizar una bomba con control de velocidad de alimentación del agua al HRSG, aunque presenta el inconveniente de su elevado coste.

En calderas con circulación forzada puede usarse otro sistema. Consiste en conectar la circulación del evaporador a la entrada del economizador mediante un by-pass. Esta línea incluye una válvula que ajusta el flujo de tal forma que cuando la pérdida de carga a través del economizador decrece, automáticamente introduce agua de la circulación en el economizador. Así se asegura una suficiente velocidad del agua y estabilidad de operación en el economizador. Lógicamente la capacidad y presión de la bomba de circulación deben estar cuidadosamente dimensionadas.

En el dimensionamiento de los equipos de recuperación hay que llegar a una solución de compromiso entre el rendimiento y la inversión. Esto es así porque el coste del equipo es aproximadamente proporcional al peso del equipo y éste a su vez es proporcional a la superficie de intercambio de calor. Sin embargo, la capacidad del equipo es creciente con la superficie de intercambio pero el crecimiento es cada vez menor, llegando el momento en que esta capacidad no puede aumentar más. Hay por lo tanto una mínima inversión y un óptimo de dimensionamiento del HRSG que es lo ideal.

Este valor óptimo debe calcularse para cada proyecto, y depende del tipo de equipo, condiciones de proceso, precios de la energía y del combustible empleado por el equipo primario de generación, en este caso por las unidades Wartsila, y otras variables económicas.

El diseño y dimensionamiento del HRSG del presente proyecto, tiene la ventaja de que es aplicable para la mayoría de las centrales de generación que emplean unidades Wartsila en Petroamazonas ya que utilizan prácticamente los mismos motores con capacidad de generación (6.5 MW) por lo que el flujo de gases de escape es el similar.

¹ Vapor Flash es un nombre dado al vapor que se forma a partir del condensado caliente cuando existe una reducción en la presión.

El dimensionamiento óptimo deberá ser customizado o adaptado a cada central de generación.

4.2. Sistemas auxiliares de soporte para el HRSG

La implementación de sistemas auxiliares es de vital importancia ya que permitirán operar el HRSG de manera óptima y segura.

A continuación se mencionarán los principales.

4.2.1. Sistema de bypass de gases de escape

Consiste en una válvula o conjunto de válvulas que permiten desviar los gases de escape procedentes de la turbina o motor ya sea a la chimenea por by-pass o al HRSG. Los dos tipos más frecuentes son:

- a) **Diverter.** Es una válvula de una sola hoja que cierra alternativamente el paso de los gases a caldera o chimenea de by-pass. El mecanismo de accionamiento puede ser neumático, hidráulico o eléctrico. Este sistema se utilizará para rutinas de mantenimiento del HRSG, Turbina de vapor, o algún otro dispositivo de la instalación de recuperación de calor.

- b) **Válvula de doble persiana o doble mariposa.** El sistema está compuesto por dos compuertas, que pueden ser simples, dobles a ambos lados, o simple en lado caldera y doble en dirección chimenea con by-pass. Ambas compuertas están enclavadas de tal manera que cuando uno de los lados está abierto, el otro está necesariamente cerrado.

El mecanismo de accionamiento igual al anterior puede ser neumático, hidráulico o eléctrico. Su función es de igual manera al sistema anterior, para aislar el sistema HRSG para rutinas de mantenimiento.

4.2.2. Sistemas de seguridad

- a) **Válvulas de Seguridad.** El HRSG deberá ir equipado con dos válvulas de seguridad de sistema de resorte y están provistas de mecanismo de apertura manual y regulación precintable. La elevación de las mismas está ayudada por la presión del vapor evacuado. En calderas de vapor sobrecalentado hay dos válvulas de seguridad en el calderín y una más en el sobrecalentador.

- b) **Válvulas del circuito de agua de alimentación.** La tubería de alimentación de agua desde la bomba debe disponer de válvulas de retención. Una de estas válvulas está situada cerca del HRSG y las otras están colocadas a la salida de cada una de las bombas. Entre el generador y la válvula de retención situada junto a él, está situada una válvula de interrupción para incomunicar el HRSG con la tubería de alimentación.

- c) **Válvulas de circuito de vapor.** Las calderas como el HRSG deben disponer de una válvula de vapor principal que permiten interceptar el paso de salida de vapor del equipo. Si la caldera va conectada a un colector de vapor, junto con otras calderas, de donde se suministra vapor, cada salida de caldera ha de ser provista de una válvula de retención.

- d) **Indicadores de nivel.** El HRSG deberá disponer de dos indicadores de nivel del tipo de caja refractora, independientes entre sí, siendo a su vez sus comunicaciones con el cuerpo de la caldera independiente entre sí. Deberán estar colocados en sitio bien visible para facilidad de acceso e inspección del personal encargado del mantenimiento del equipo y de tal forma que permiten fácilmente su limpieza y su sustitución. Cada uno de los indicadores de nivel dispone de un grifo de purga y de las correspondientes llaves que permiten su incomunicación con el HRSG.

- e) **Sistema de alimentación de agua.** El sistema de alimentación de agua instalado en el HRSG permite alimentar a éste de forma continua o cerrar el suministro de a voluntad. En el modo de trabajo en forma continua, una de las bombas de alimentación se encuentra siempre en funcionamiento y deberá disponer de una válvula automática de regulación de caudal de agua de alimentación la cual será controlada por el transmisor de nivel del HRSG, el caudalímetro de vapor y el

caudalímetro de agua de alimentación a caldera. La integración y análisis de estas tres variables, mediante un controlador (PLC) permitirá regular de manera óptima el caudal de agua necesario en cada instante.

También es posible regular el caudal de alimentación de agua con control de velocidad o variador de frecuencia del motor eléctrico de la bomba que controlará el régimen de flujo de agua.

Los grupos de bombas de alimentación disponen de válvula de interrupción en la aspiración, y válvula de interrupción y retención en la impulsión. En la tubería de alimentación dispuesta en el cuerpo del HRSG, se debe instalar una válvula de retención que impida el retroceso del vapor al grupo motobomba cuando éste se encuentre en reposo.

- f) **Seguridad contra descargas eléctricas.** Con el fin de evitar tensiones eléctricas parásitas, trastornos por electricidad estática y otros fenómenos análogos, tanto los generadores como el equipo de combustión y el cuadro de maniobra disponen de conexiones a tierra para reducir su potencial a cero.
- g) **Mirillas.** Los generadores disponen de las correspondientes mirillas para permitir una buena visión de la llama.
- h) **Seguridad contra fallo de corriente eléctrica.** El HRSG debe disponer de un sistema de paro de Emergencia o shutdown para evitar que el equipo siga recibiendo el flujo de gases de escape en caso de emergencia. Este sistema consistirá en un relé auxiliar de rearme manual instalado en el armario de control el cual se activará y permitirá accionar el Diverter o Bypass de flujo de gases de escape hacia la Chimenea a fin de evitar daños personales a los operadores o daño del equipo en caso de una emergencia tal como un corte de energía eléctrica.
- i) **Seguridad del aporte calorífico máximo.** En ningún caso se permite superar el generador el aporte calorífico máximo indicado en los parámetros de diseño. Para ello se deberá disponer de un sistema de control de flujo y temperatura de gases de escape y suministro de agua a la HRSG.

j) **Equipos de regulación, seguridad y control.** El HRSG deberá ir equipado con los equipos de regulación, seguridad y control para funcionar con una vigilancia indirecta, es decir de manera automática. Para ello se debe montar en el circuito eléctrico del HRSG un dispositivo de paro automático que actúa sobre el sistema de suministro de gases de escape en caso de una emergencia.

k) **Seguridad de presión máxima de vapor.** El HRSG como cualquier caldera indirecta deberá ir equipado con un controlador de presión de vapor para realizar las acciones de marcha y paro de emergencia el cual actuará en primer instancia sobre el sistema de suministro de agua y luego sobre el sistema de suministro de gases de escape, esto con la finalidad de evitar que el sistema no sobrepase la presión máxima de servicio.

Adicional, un segundo controlador de seguridad de presión de vapor debe realizar las siguientes actuaciones por presión muy alta.

- Detiene el suministro o aporte de calor mediante el desvío de los gases de escape hacia la chimenea.
- Acciona la alarma acústica.

4.3. Parámetros de diseño del HRSG

Para iniciar el cálculo del HRSG como punto de partida es necesario determinar el Δt_{pp} o "Pinch Point" que es la diferencia de temperatura que existe entre el ingreso del fluido de trabajo al evaporador y la temperatura de los gases de escape en este mismo punto en el HRSG.

Este parámetro de diseño Δt_{pp} es el que determinará el área de transferencia de calor del HRSG, por lo tanto las dimensiones de este equipo.

Generalmente para razones de diseño se estima el Δt_{pp} entre 8 y 20 °C. Un valor mayor no es conveniente ya que disminuye demasiado la eficiencia térmica del HRSG y un valor muy pequeño tampoco es conveniente ya que al ser menor al valor indicado de la diferencia de temperatura entre los gases de escape y la temperatura del H₂O, pueden suceder lo siguientes inconvenientes:

- Se pueden cruzar las temperaturas, perdiendo eficiencia el evaporador.
- La superficie del evaporador debería ser muy grande para conseguir que la diferencia de temperaturas sea tan bajo entre los gases de escape y la temperatura del H₂O, lo que implica instalar una cantidad muy grande de tubos intercambiadores de calor y esto encarecería considerablemente el peso, dimensiones y costo del HRSG.

Es importante señalar que para potenciar el uso del sistema propuesto y que se justifique la inversión es necesario concentrar en un solo ducto el flujo de escape de las tres (3) unidades Wartsila para que ingresen al HRSG, tal como se indica en la figura 4.3.

Esto no es algo nuevo ya que existen centrales de generación alrededor del mundo en donde se acude a esta práctica.

En la figura 4.4 se puede observar el esquema de la central de generación de Udayani Priyadarshana en Sri Lanka en donde se concentra el flujo másico de varias unidades de generación Caterpillar (16CM32C – 7MW) para un proceso de ciclo combinado con turbina de vapor.

Para efectos de nuestro diseño se considerará con valor conservador de $\Delta t_{pp} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

El Flujo másico de los gases escape se considera el de las tres (3) unidades Wartsila W16V32 en servicio,

$$\dot{m}_{GET} = 3 \times \dot{m}_{GET} \quad (kg/s) \quad \text{Ec. (4.1)}$$

$$\dot{m}_{GET} = 3 \times 13,6 = 40,8 \quad (kg/s)$$

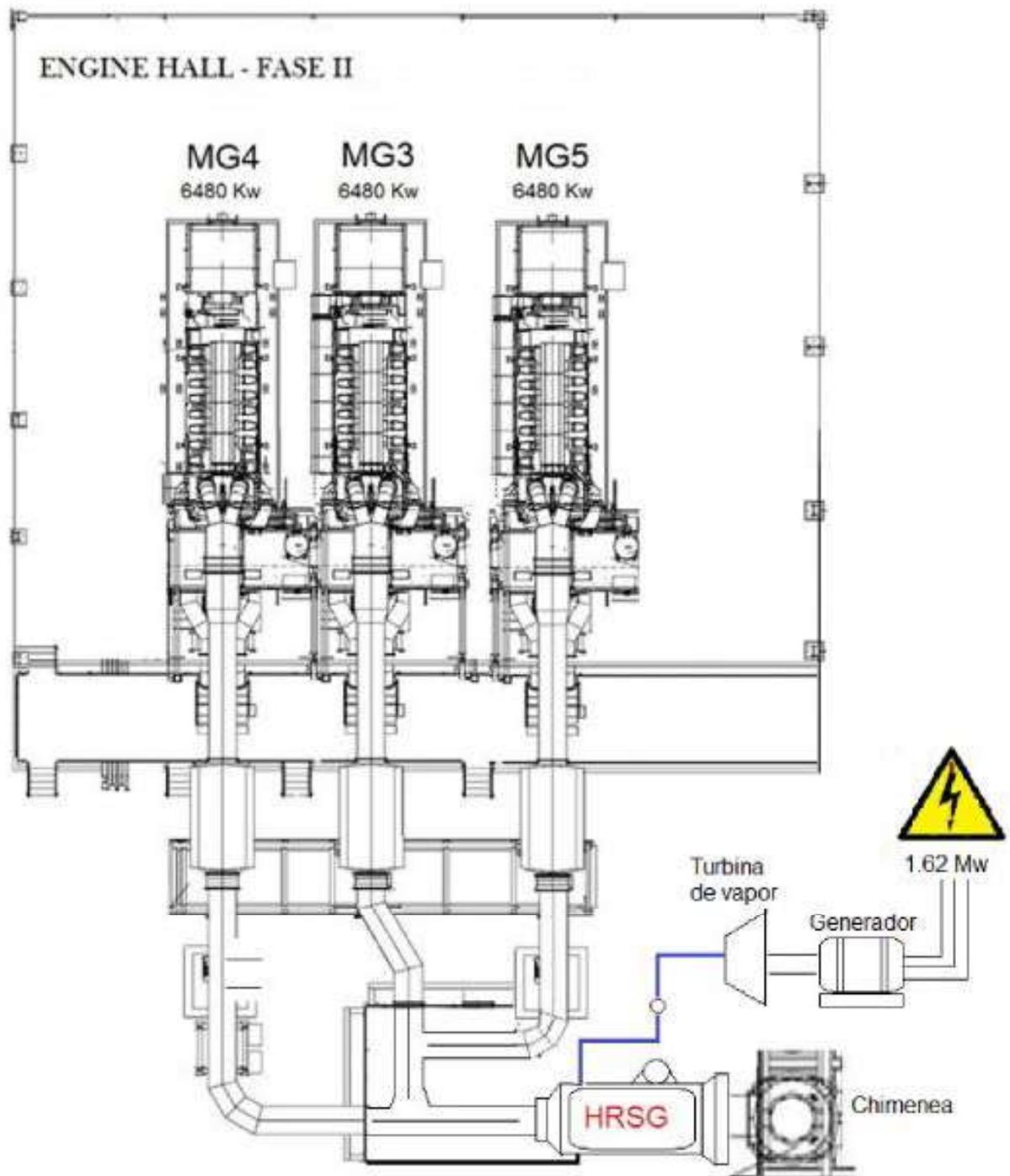


Figura 4.3. Manifold para concentrar los gases de escape de las unidades Wartsila W16V32, según el sistema propuesto
(Fuente. Waste heat recovery steam power generation system for ACE Power)

4.4. Balance térmico del HRSG

El calor rechazado por una sustancia deber ser igual al calor absorbido por la segunda sustancia. Es un principio esencial para un proceso de transferencia de calor. Significa que el calor que los GE rechazan, al pasar por cada sección del HRSG, debe ser igual al calor que el agua absorbe al ingresar a cada uno de los intercambiadores de calor.

El calor que el agua absorberá está directamente relacionado con su flujo másico. Por esta razón es necesario establecer el flujo másico de agua que ingresará a cada uno de los segmentos intercambiadores de calor del HRSG, ya que para este ciclo el flujo másico en todos los intercambiadores no es el mismo. Los puntos de análisis abajo indicados se encuentran señalados en la figura 4.2

$$\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{EV} = \dot{Q}_{GE(X-Z)} \quad \text{Ec. (4.2)}$$

Desarrollando la ecuación anterior,

$$\dot{m}_v((ha - hd) + bd(hc - hd)) = \dot{m}_{GET} \times Cp_{GE} \times (1 - h_{lf}) \times (T_{GE(X)} - T_{GE(Z)}) \quad \text{Ec. (4.3)}$$

Donde :

\dot{Q}_{SH} : calor absorbido por el sobre calentador (kJ/s)

\dot{Q}_{EV} : calor absorbido por el evaporador (kJ/s)

$\dot{Q}_{GE(X-Z)}$: Calor entregado por los gases de escape entre los puntos X y Z (kJ/s)

\dot{m}_v : Flujo másico del vapor de agua (kg/s)

ha : Entalpía del vapor de agua a la salida del sobrecalentador (kJ/kg)

hc : Entalpía del agua a la entrada del evaporador (kJ/kg)

hd : Entalpía del agua a la salida del economizador (kJ/kg)

Cp_{GE} : Calor específico promedio de los gases de escape (kJ/kg.K)

h_{lf} : Factor de corrección por pérdidas de calor o *heat loss factor*. Se considera un valor del 5% por pérdidas.

$\dot{m}_{GE(T)}$: Flujo másico total de los gases de escape de las 3 unidades Wartsila W16V32

$T_{GE(X)}$: Temperatura de los gases de escape a la salida del HRSG (°C)

$T_{GE(Z)}$: Temperatura de los gases de escape a la entrada del evaporador (°C)

bd : Factor de blow down o flujo de purga o barrido en la campana de líquido / vapor.

El blow down (bd) es una purga de agua extraído del domo separador. Esto es necesario realizar para eliminar sedimentos que que son perjudiciales para el buen funcionamiento del ciclo y también se evitará su arrastre hacia los demás componentes del sistema. Entonces es necesario que se evacúe agua en estado líquido, en un equivalente al 2% del flujo total de agua que ingresa al HRSG para que se lleven consigo los sedimentos.

El diseño del HRSG se basará en las condiciones operativas que requiere la turbina de vapor que aprovechará el vapor generado por el HRSG. Es así que la presión y temperatura requeridas por la turbina de vapor “*Condensing Steam Turbines*” Model S2.6-108 de 1 a 4 Mw de la marca QNP especificado en el anexo 5.

$$T_{vapor} = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$$
$$P_{vapor} = 1 \text{ MPa} \rightarrow \text{(Presión relativa)}$$

4.4.1. Perfil termodinámico del HRSG

Los valores de temperatura y presión requeridos por la turbina de vapor seleccionada, regirán el perfil termodinámico de operación del equipo HRSG diseñado.

En las figuras 4.6 y 4.14 se señalan los puntos de análisis en los cuales se calcularán las temperaturas de referencia que permitirán obtener de tablas termodinámicas de agua, las entalpías que se necesita conocer para determinar las características de dimensionamiento y diseño del equipo HRSG.

La temperatura T_{vapor} y P_{vapor} de operación de la turbina corresponde a la temperatura T_a y presión P_a de vapor sobrecalentado a la salida del sobre calentador del HRSG.

$$T_{vapor} = T_a = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{vapor} = P_a = 1 \text{ MPa}$$

Como existen caídas de presión en el equipo, se considerará un 10% adicional para la presión de diseño a fin de garantizar la presión requerida por la turbina de 1 MPa.

$$P_{diseño} = P_{EV1} = 1\text{MPa} + 10\% = 1.1\text{MPa}$$

Temperatura de líquido saturado a la entrada del evaporador (T_c) y a la presión de diseño P_{EV1} ,

$$P_{EV1} = P_C @ 1.1\text{MPa} \quad \left\{ \quad T_c = T_{Sat} = 184,07\text{ }^\circ\text{C} \right.$$

Con ese valor de T_c se puede determinar la temperatura T_d y la temperatura de los gases de escape en el punto Z ($T_{GE(Z)}$).

Para calcular la temperatura de los gases de escape a la entrada del evaporador $T_{GE(Z)}$, se considerará el *Pich Point*, antes propuesto de 15°C,

$$T_{GE(Z)} = T_c + \Delta t_{pp} \quad \text{Ec. (4.4)}$$

$$T_{GE(Z)} = 184,07 + 15$$

$$T_{GE(Z)} = 199,07\text{ }^\circ\text{C} = 472,22\text{ K}$$

La temperatura del punto T_d que es la temperatura de ingreso al evaporador, debe ser al menos de 5 a 10°C inferior a la temperatura de saturación T_c del agua a la presión del evaporador. Esta diferencia de temperatura se denomina "*Approach Point*". Y es un margen de temperatura de seguridad que permite evitar que se produzcan burbujas de vapor en el economizador del HRSG.

Entonces:

$$T_d = T_c - 5^\circ\text{C}$$

$$T_d = 184,07 - 5 = 179,07^\circ\text{C}$$

Luego se procede a calcular el CP_{GE} de los gases de escape en los puntos X - Z que corresponden al Ingreso del evaporador y salida del sobre calentador del HRSG.

Para esto calculamos previamente los CP_{GE} en los puntos X y Z con la ecuación 4.4:

$$Cp_{GE} = (92,1E - 6).T_{GE} + 0,9952 \quad \text{Ec. (4.5)}$$

Para utilizar la ecuación anterior se debe considerar la temperatura en grados K.

Los CP_{GE} en los puntos X y Z son los siguientes:

$$Cp_{GE-(X)} @ 376\text{ }^\circ\text{C} = Cp_{GE-(X)} @ 649,15\text{ K} = 1,054 \text{ (kJ / kg.K)}$$

$$Cp_{GE-(Z)} @ 199,07\text{ }^\circ\text{C} = Cp_{GE-(Z)} @ 472,22\text{ K} = 1,034 \text{ (kJ / kg.K)}$$

Reemplazando los valores de Cp_{GE} en la ecuación 4.5:

$$Cp_{GE} = \frac{Cp_{GE(X)@649,15\text{ K}} + Cp_{GE(Z)@425\text{ K}}}{2} \quad \text{Ec. (4.6)}$$

$$Cp_{GE(X-Z)} = 1,044 \text{ (kJ / kg.K)}$$

Los siguientes valores a determinar son las entalpías del flujo de trabajo, es decir del agua en los puntos:

a : Salida del sobre calentador (Vapor sobre calentado a 1,1 MPa @ 350°C)

c : Entrada al evaporador (Líquido saturado a 1.1 MPa)

d : Salida del economizador (1.1 MPa)

$$\left. \begin{array}{l} T_a = 350\text{ }^\circ\text{C} \\ P_a = 1\text{ MPa} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Vapor sobrecalentado} \\ h_a = 3156,2 \text{ (kJ/kg)} \end{array}$$

$$P_c = 1,1 \text{ MPa} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Líquido saturado} \\ T_c = 184,1 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_c = 781,19 \text{ (kJ/kg)} \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{l} T_d = 179,07 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_d = 1,1 \text{ MPa} \end{array} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Líquido comprimido} \\ h_d = 759,14 \text{ (kJ/kg)} \end{array} \right.$$

Con las temperaturas, calor específico y entalpías obtenidos se realizará un balance de masa y energía mediante la ecuación 4.3. Esto nos permitirá obtener el máximo flujo volumétrico de vapor que podemos producir con el HRSG para accionar la turbina de vapor seleccionada,

$$\dot{m}_v((ha - hd) + bd(hc - hd)) = \dot{m}_{GET} \times Cp_{GE(X-Z)} \times (1 - h_{lf}) \times (T_{GE(X)} - T_{GE(Z)})$$

Los valores de temperatura se deben considerar en grados Kelvin (K).

$$\begin{aligned} \dot{m}_v((3156,2 - 759,14) + 0,02 \times (781,20 - 759,14)) \\ = 40,8 \times 1,044 \times (1 - 0,05) \times (649,15 - 472,22) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_v((3156,2 - 759,14) + 0,02 \times (781,20 - 759,14)) \\ = 40,8 \times 1,044 \times (1 - 0,05) \times (649,15 - 472,22) \end{aligned}$$

Resolviendo el término derecho de la ecuación y reemplazando en la ecuación 4.2, se puede determinar lo siguiente:

$$\dot{Q}_{GE(X-Z)} = 7159,55 \text{ (kJ/kg)}$$

Luego despejando,

$$\dot{m}_v(2397,5) = 7159,55$$

$$\dot{m}_v = 3 \text{ kg/s} = 10800 \text{ kg/h} \rightarrow 23810 \text{ lb/h}$$

Por lo tanto el flujo másico de vapor que ingresará a la turbina (\dot{m}_{v1}) será igual al valor anterior de (\dot{m}_v) menos el porcentaje de *bd* o *blow down* que se evacúa en el evaporador.

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_v(1 - 0,02)$$

$$\dot{m}_{v1} = 3 (1 - 0,02)$$

$$\dot{m}_{v1} = 2,94 \text{ (kg/s)}$$

Para suministrar el agua que requiere el HRSG para generar el vapor que accionará la turbina, es necesario implementar una bomba la cual debe proveer el flujo volumétrico de agua calculado de 3 kg/s.

4.4.2. Selección de la bomba de suministro de agua o *Feed Pump* del HRSG

La cabeza de presión (*TDH*) a la que debe trabajar la bomba es la presión de diseño antes indicada ($P_{diseño} = 1.1 \text{ MPa}$) y el flujo volumétrico será el calculado

$$(\dot{m}_v = 3 \text{ kg/s} \rightarrow 48,43 \text{ GPM} \rightarrow 11 \text{ m}^3/\text{h}).$$

La TDH o presión de diseño ($P_{diseño}$) expresada en mtrs de agua es igual a 112,26 m.

Ingresando estos valores en la página Web de selección de bombas GRUNDFOS, se obtiene la bomba vertical multietapa Modelo CRI 15-9 como la más adecuada para cumplir con este requerimiento. Las características de la bomba seleccionada son las siguientes:

Resultado dimension.

Tipo	CRI 15-9
Cantidad	1
Motor	7.5 kW

Caud	11	m ³ /h
Alt.	118.8	m (+6%)
Entrad presión mín	0.3	bar (103 °C, contra la atmosfera)
Pot. P1	5.842	kW
Pot. P2	5.358	kW
BombaEta	63.4	%
Motor Eta	91.7	%
Bomb+motor Eta	58.2	% =Bomba Eta *motor Eta
Total Eta	58.2	% =Eta relativa punto de trabajo
Consumo energía	6503	kWh/Año
Emisión CO2	3710	kg/Año

En la figura 4.4 se observar los planos dimensionales de la bomba de alimentación o “Feed pump”.

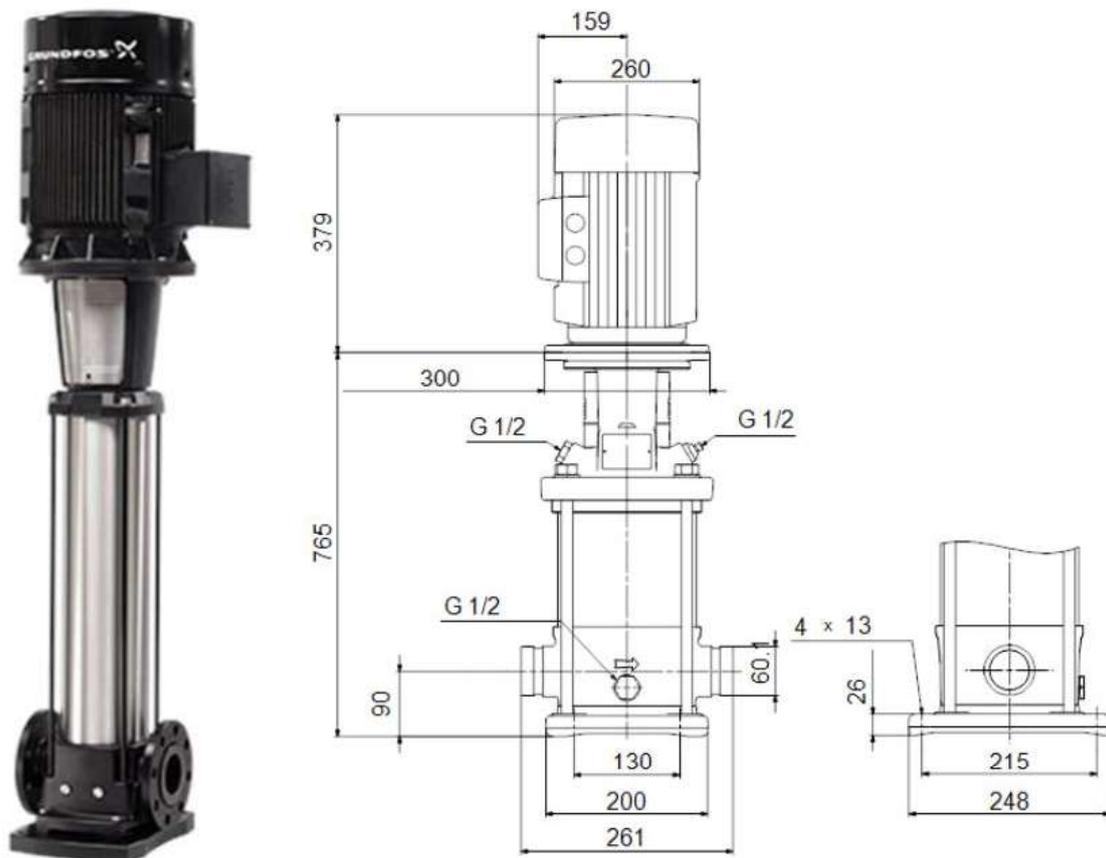


Figura 4.4. Foto y esquema dimensional de la Feed pump GRUNDFOS CRI 15-9
(Fuente. <https://product-selection.grundfos.com/>)

En la página web del fabricante se dispone de las curvas de rendimiento de la bomba CRI 15-9 seleccionada, trabajando a las condiciones de seleccionadas. Ver figura 4.5.

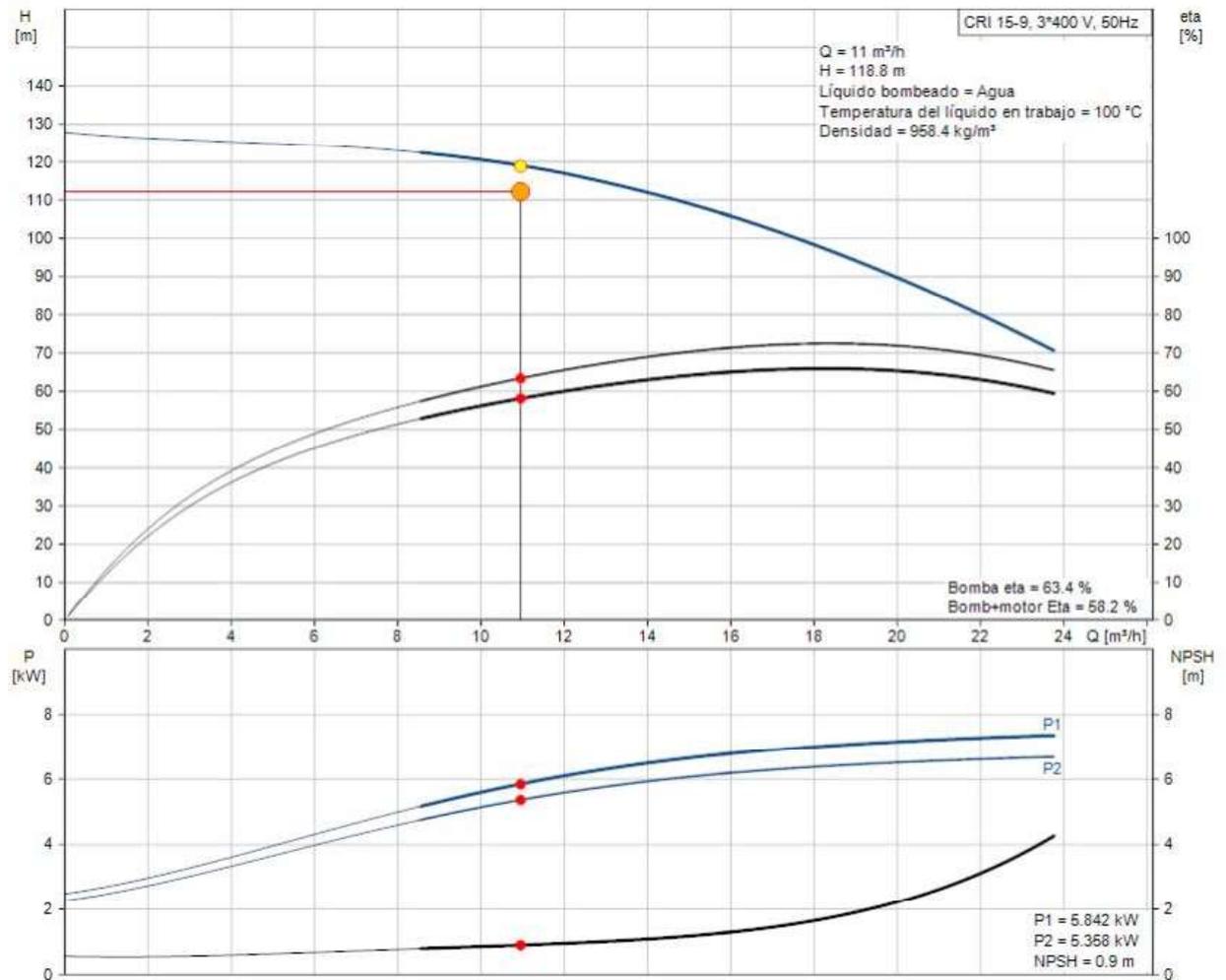


Figura 4.5. Curvas de rendimiento de la bomba GRUNDFOS CRI 15-9
(Fuente. <https://product-selection.grundfos.com/>)

4.5. Turbina de vapor seleccionada

Con el flujo másico de vapor $\dot{m}_{v1} = 2,94 \text{ (kg/s)}$ que se calculó en el punto 4.4.1, más adelante se podrá determinar la potencia eléctrica que puede ser generada por la turbina de vapor seleccionada

La potencia real de la turbina se obtiene mediante la siguiente ecuación,

$$P_{turbina} = \dot{m}_{v1} \times (h_a - h_{out}) \times \eta_m \quad \text{Ec. (4.7)}$$

donde,

η_m : Eficiencia mecánica de la turbina es del 95%

h_a : Entalpía del vapor sobrecalentado a la salida del super calentador.

h_{out} : h_a' entalpía real del vapor a la salida de la turbina. Considera la eficiencia isentrópica.

Los valores de eficiencias (η_m), calidad del vapor (x) o inlet steam dryness y demás condiciones operativas de la turbina de vapor seleccionada, se encuentran detalladas en la Tabla 4.1 extraído del manual del fabricante.

Tabla 4.1. Especificaciones técnicas de la Steam turbine N 1.9 - 1.0 / 350 (1,9 MW)

Steam turbine parameters:

Type: Condensing Steam Turbine N1.9-1.1/ 350

Rated condition:

Rated Power:	1.9MW
Rated Speed:	5600 rpm
Inlet Parameters:	1.1MPa(a), 350°C, 11.52t/h
Exhaust Parameters:	0.0101MPa (a)
Rated Steam Consumption:	6.063kg/ (kw•h)
Thermal efficiency	> 85%
Inlet steam dryness	0,995
Outlet steam dryness	0,95
Cooling water temperature:	32°C
Area of condenser:	280m ²
Cooling water flow:	800 t/h

(Fuente. Shandong Qingneng Power Co. Ltd.)

En el diseño y operación de una turbina de vapor, la temperatura de salida del calor se mantiene tan baja como sea posible, de manera que haya el máximo cambio de entalpía durante la conversión de calor a trabajo. Esta es una deducción natural del ciclo de Carnot. Esta temperatura baja final del vapor a la salida de la turbina se alcanzará permitiendo que la presión de salida del vapor de la turbina sea de vacío. En la figura 4.6

se puede observar en la gráfica T-S la “ventaja” de trabajar a presión de vacío en la salida de la turbina de vapor. Para conseguir esto se instalará un condensador de superficie a la salida de la turbina, el cual trabaja a presión negativa mediante una “bomba de vacío” incorporada.

En este punto se hará un paréntesis en los cálculos de diseño HRSG para exponer el sistema de condensación que se utilizará para la turbina a fin de obtener el máximo aprovechamiento o trabajo de la fuente de vapor. Es importante revisar este tema ya que las características de diseño del HRSG dependen en gran medida del condensador utilizado.

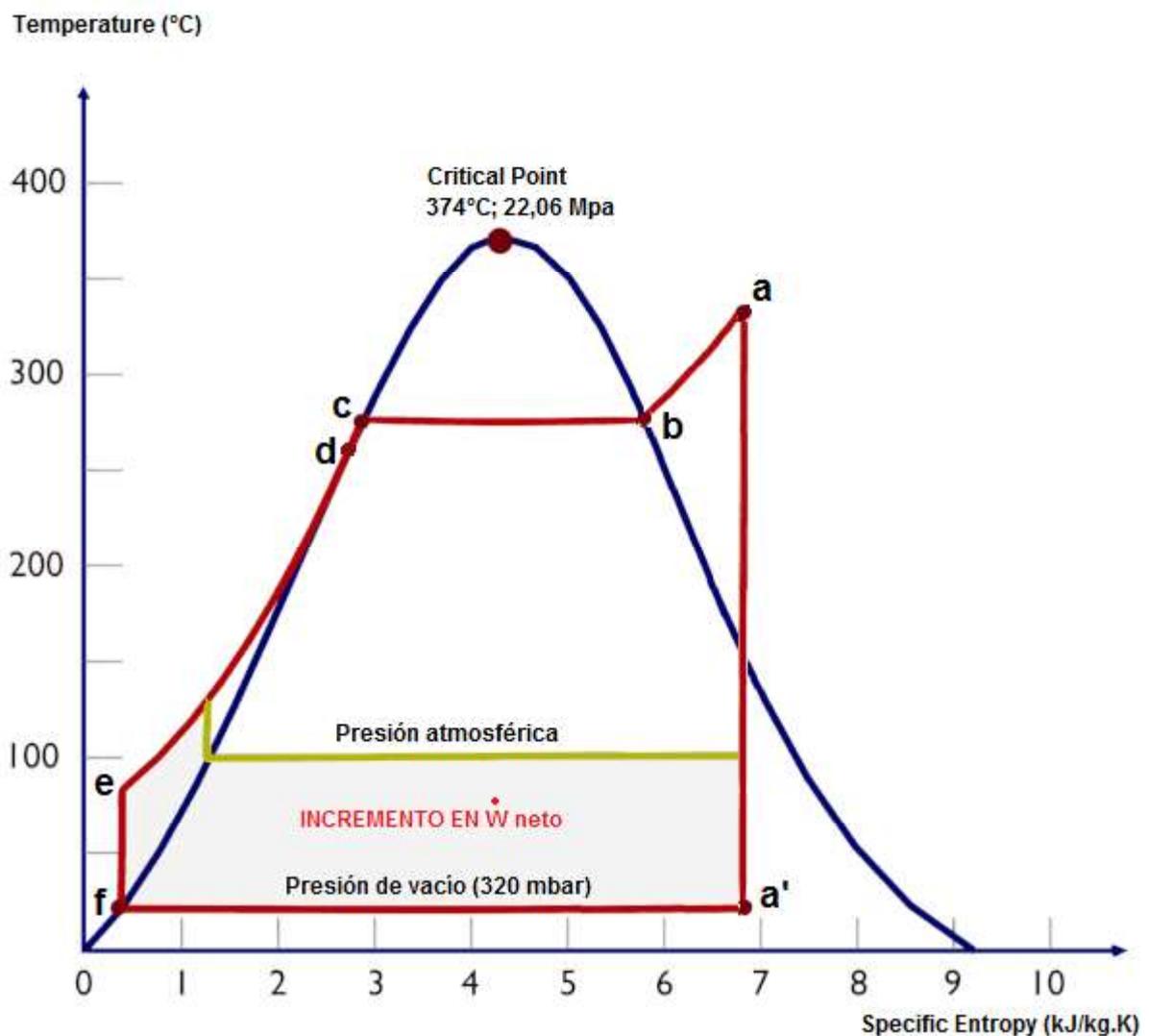


Figura 4.6. Diagrama T-S de ciclo Rankine trabajando a presión de vacío
(Fuente. Propia)

4.5.1. Sistema de condensación de la turbina de vapor

El sistema de condensación de una turbina de vapor se compone de un condensador de superficie, un sistema de vacío, bombas de condensado, instrumentación, válvulas de control y la tubería de conducción.

El uso de bombas de vacío en los condensadores de superficie de las turbinas de vapor, permiten asegurar una buena diferencia de temperatura entre la tobera de entrada y la tobera de salida o escape de la turbina de vapor.

Es este diferencial de temperatura entre el vapor de entrada y de salida, el que permite obtener un mayor trabajo generando así más energía con la turbina.

Es importante indicar que la temperatura de condensación a la presión atmosférica o 1.1 bar (a) es de 100 ° C mientras que, por poner un ejemplo, la condensación de vacío a 0,08 bar (a) la temperatura de condensación es 41,5 ° C. Esta entalpía de ganancia multiplicada por la masa de vapor involucrado en el proceso, genera un incremento de trabajo útil de salida y demuestra la necesidad de disponer de un buen sistema de condensador de turbina de vapor con sistema de vacío incluido.

4.5.2. Condensadores de superficie

Los condensadores de superficie son los más ampliamente utilizados en centrales de generación térmica con turbinas de vapor y son intercambiadores de calor del tipo casco y tubos, proyectados esencialmente para condensar vapor bajo vacío en el escape de turbinas a vapor, de modo que aumentan la eficiencia de la turbina.

En la figura 4.7 se puede observar el esquema de dos condensadores de superficie de flujo cruzado utilizados en turbinas de vapor. Como se puede observar, el área transversal de la boquilla entrada es bastante amplia en comparación a la boquilla de salida del condensador. Este diseño es particular en este tipo de condensadores ya que recibe el vapor de la tobera de salida de vapor de la turbina.

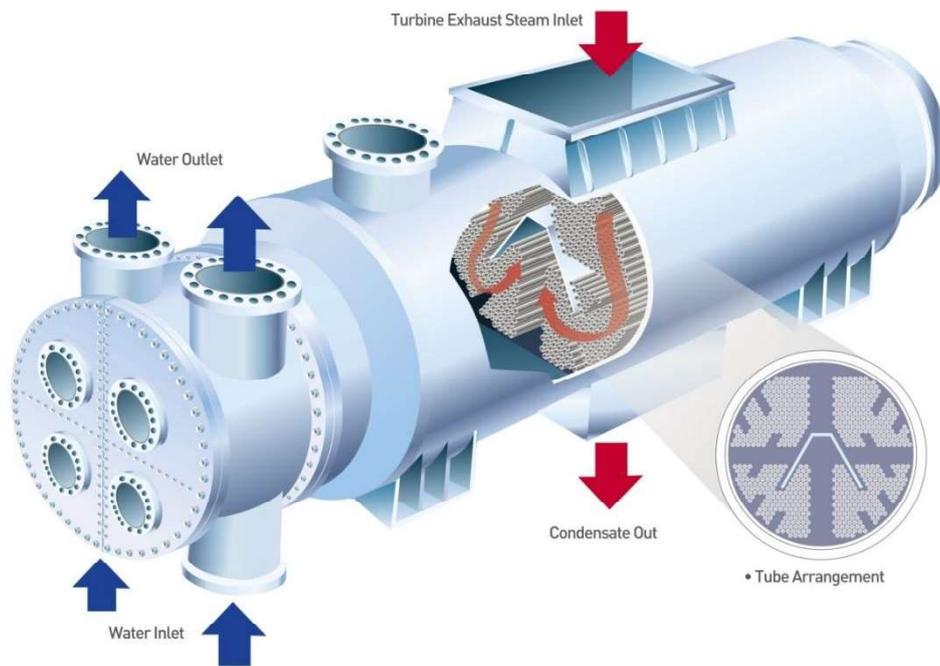
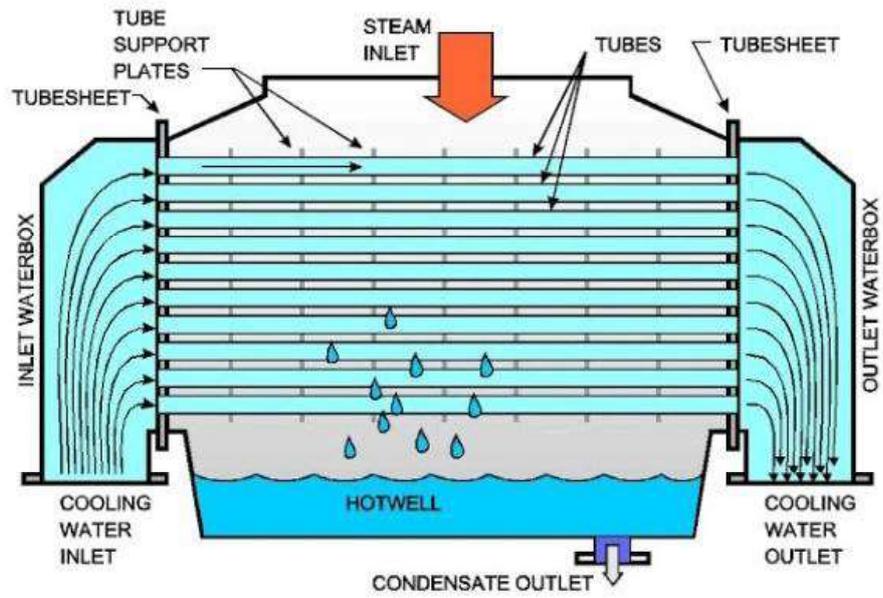


Figura 4.7. Esquema de condensadores de superficie
 (Fuente. Condensadores de superficie. (Foster Wheeler Corporation))

El sistema de condensación del vapor constará de:

- Condensador de Superficie,

- Sistema de vacío (Con eyectores o bombas de vacío), estos sistemas permiten trabajar al condensador a presiones de vacío tan bajas como 0,7 plg. Hg (a) → 0,34 psi (a)
- Bombas de extracción de condensado;
- Válvulas e instrumentación;
- Juntas de expansión para unión del Condensador con la Turbina.

4.5.2.1. Dimensionamiento del Condensador de superficie requerido

Para determinar las dimensiones del condensador, es necesario establecer las condiciones operativas a las cuales trabajará,

La presión de vacío (P_{vac-a}) seleccionada será de 320 mbar que corresponde a la presión de vacío a la cual trabaja el condensador seleccionado.

El perfil de temperatura es el siguiente,

$$T_{(iv-CD)} = T_{sat@320\ mbar} = 159^{\circ}F \rightarrow 70,5^{\circ}C$$

Esta temperatura corresponde a la temperatura de ingreso del vapor al condensador cuyo valor está regido por la temperatura de saturación del agua a la presión de vacío es decir 320 mbar (– 0,68 Atm).

Como se revisó en el capítulo 3.7, la presión atmosférica en el Boque 18 es de 1,011 bar que es prácticamente la presión a nivel del mar y a esta presión la temperatura de saturación es de 99,9 °C. (211,82 °F). Al permitir que el vapor se expanda en la turbina hasta la presión de vacío indicada (320 mbar) la temperatura del vapor puede disminuir hasta la temperatura de saturación (70,5°C), es decir que se puede disminuir a una temperatura inferior de 99,9°C que es la temperatura de saturación a la presión atmosférica, y manteniendo su estado gaseoso. Se hace entonces evidente la ventaja termodinámica de trabajar a presión de vacío.

El fluido de refrigeración del condensador (agua desmineralizada), proviene de la torre de enfriamiento que es la misma que utilizan las turbinas Shinn Nippon C6-R7-RX de la PGE. Como se mencionó en el Cap 1.1. la ventaja de instalar este sistema es que se aprovechará los equipos ya instalados y sub utilizados por la central de generación a vapor de la PGE.

La temperatura de ingreso del agua de refrigeración es la siguiente.

$$t_{(iW-CD)} = 80^{\circ}F \rightarrow 26,6^{\circ}C$$

Se va a determinar la superficie requerida por el condensador considerando una carga de enfriamiento de $\dot{Q}_{CEF} = 8 \text{ lb} / (h)(\text{pie}^2)$, que es la capacidad de enfriamiento de diseño normalmente establecido para condensadores de superficie.

$$A_{CD} = \frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{Q}_{CEF}} \quad \text{Ec. (4.8)}$$

El flujo de vapor es el proveniente de la turbina $\dot{m}_{v1} = 2,94 \text{ (kg/s)} \rightarrow 23334 \text{ (lb/h)}$

Reemplazando en la ecuación 4.8 se obtiene el área de transferencia de calor requerida por el condensador,

$$A_{CD} = \frac{23334 \text{ lb/h}}{8 \text{ lb/(h)(pie}^2)} = 2916,75 \text{ ft}^2$$

Con el área de transferencia de calor se podrá seleccionar el tamaño de condensador requerido.

Los tubos de transferencia de calor seleccionados para el condensador tienen las siguientes características, y se encuentran detallados en el anexo 6,

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi = 1 \text{ plg (18 BWG);} \\ L = 12 \text{ pies;} \\ A_{(EXT-Tb)} = 0,2618 \text{ pie}^2/\text{pie;} \\ A_{(INT-Tb)} = 0,639 \text{ plg}^2 \end{array} \right.$$

y se considera un factor de limpieza $Ccl = 0,85$.

Calculando el número de tubos requerido por el condensador,

$$Ntc = \frac{Ac}{A_{(EXT-Tb)} \times 2 \text{ pasos} \times L} \quad \text{Ec. (4.9)}$$

$$Ntc = \frac{2916,75}{0,2618 \times 2 \times 12} = 464 \text{ tubos}$$

Luego se procede a determinar la temperatura de salida (t_{fw}) del agua de refrigeración del condensador,

$$t_{(fw-CD)} = T_{(iv-CD)} - \frac{T_{(iv-CD)} - t_{(iw-CD)}}{\text{antilog}(0,000279 \times U_D \times L_{tb} \times n \times A_{(EXT-Tb)}) / (V_w \times A_{(INT-Tb)})} \quad \text{Ec. (4.10)}$$

Este valor de temperatura más adelante permitirá determinar el “gasto másico de circulación” (G_o) en (gpm) del agua de refrigeración.

El valor de n es 2 ya que el intercambiador de calor es de 2 pasos en los tubos de refrigeración. El coeficiente de transferencia de calor de diseño (U_D), se obtiene con la siguiente ecuación,

$$U_D = Ccl \times CL \times CT \times Ct \times \sqrt{V} \quad \text{Ec. (4.11)}$$

La velocidad (V) del agua de refrigeración del condensador se considera en un valor de diseño normalmente usado para condensadores de $7,5 \text{ ft} / \text{s}$. Con el valor de velocidad y carga de enfriamiento de diseño (\dot{Q}_{CEF}) se obtienen los coeficientes de $C1$, CL y CT de la gráfica mostrada en la figura 4.8 de coeficientes en condensadores de superficie.

$$C1 = 251$$

$$CT = 1,5$$

$$CL = 0,99$$

Remplazando los coeficientes en la Ec.4.11,

$$U_D = 0,85 \times 1,5 \times 0,99 \times 251 \times \sqrt{7,5}$$

$$U_D = 867,66 \text{ (Btu/h.ft}^2\text{.}^\circ\text{F)}$$

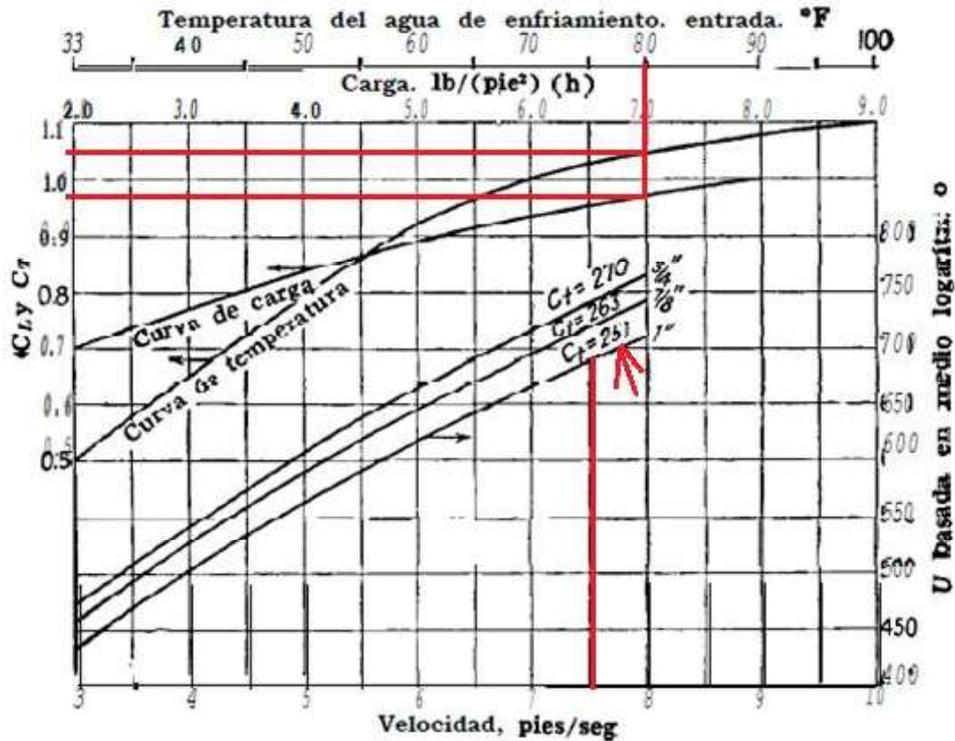


Figura 4.8. Coeficientes en los condensadores de superficie – Heat Exchange Institute
(Fuente. Kern, Donald. Procesos de transferencia de calor)

Reemplazando los valores de U_D ; $T_{(iv-CD)}$; $t_{(iv-CD)}$; L_{tb} ; $A_{(INT-Tb)}$; V_w ; $A_{(EXT-Tb)}$ en la ecuación 4.10.

$$t_{(fw-CD)} = T_{(iv-CD)} - \frac{T_{(iv-CD)} - t_{(iv-CD)}}{\text{antilog}(0,000279 \times U_D \times L_{tb} \times n \times A_{(EXT-Tb)}) / (V_w \times A_{(INT-Tb)})}$$

$$t_{(fw-CD)} = 159 - \frac{159 - 80}{\text{antilog}(0,000279 \times 867,66 \times 12 \times 2 \times 0,2618) / (7,5 \times 0,639)}$$

$$t_{(fw-CD)} = 147,6^\circ\text{F} \rightarrow 64,22^\circ\text{C}$$

Con este valor de temperatura de salida del agua de refrigeración del condensador, se procede a determinar el “gasto másico de circulación” (G_o) en (gpm) con la ecuación 4.12. Entiéndase por “gasto másico de circulación” al flujo constante de agua de refrigeración, que se debe mantener circulando en el condensador de superficie para que mantenga la carga de enfriamiento (\dot{Q}_{CEF}).

$$G_o = \frac{\dot{m}_{v1} \times 950}{(t_{fw} - t_{iw}) \times 500} \quad \text{Ec. (4.12)}$$

$$G_o = \frac{23334 \times 950}{(147,6 - 80) \times 500} = 655,3 \text{ gpm}$$

Luego se calcula el calor extraído del vapor en el condensador de superficie con la ecuación 4.13. Este valor es necesario conocer para seleccionar el condensador de superficie requerido.

$$\dot{Q}_{out-CD} = \dot{m}_w \cdot C_{p(w-AVG)} \cdot (\Delta t) \quad \text{Ec. (4.13)}$$

$$\dot{Q}_{out-CD} = \dot{m}_w \cdot C_{p(w-AVG)} \cdot (t_{(iw-CD)} - t_{(fw-CD)})$$

Se procede a determinar la temperatura promedio de agua de enfriamiento entre la entrada y la salida,

$$t_{w-AVG} = \frac{t_{(fw-CD)} + t_{(iw-CD)}}{2} \quad \text{Ec. (4.14)}$$

$$t_{w-AVG} = \frac{64,22 + 26,6}{2} = 45,41^\circ C$$

La presión de diseño del agua de refrigeración del condensador no debe ser muy alta ya que solo debe superar la altura de la torre de enfriamiento que mide 8 m de altura, más la carga generada por la rugosidad de la tubería y accesorios. Se considerará un TDH de 12 m \rightarrow 17 psi.

El volumen y calor específico del agua de refrigeración del condensador a esta temperatura y a la presión de diseño (TDH) en el interior de los tubos del condensador es el siguiente,

$$\left. \begin{array}{l} TDH_{wC} = 12m \rightarrow 17psi \\ t_{w-AVG} = 45,41^{\circ}C \end{array} \right\} \begin{array}{l} C_{p_{w-AVG}} = 4,178 \text{ kJ/kg.K} \\ v_{w-CD} = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

El gasto másico del agua de enfriamiento $G_o = 655,3 \text{ gpm}$ es equivalente a $41,3 \text{ kg/s}$ si se considerando el volumen específico del agua (v_{w-CD}) arriba indicado a la temperatura y presión de diseño.

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.13,

$$\dot{Q}_{out-CD} = \dot{m}_w \cdot C_{p(w-AVG)} \cdot (t_{(iw-CD)} - t_{(fw-CD)})$$

$$\dot{Q}_{out-CD} = 41,3 \times 4,178 \times (64,22 - 26,6)$$

$$\dot{Q}_{out-CD} = 6491,7 \rightarrow 6492 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{Q}_{out-CD} = 6492 \text{ KW}$$

La temperatura del condensado que corresponde al (punto f de la figura 4.6) corresponde a la temperatura de saturación,

$$P_{vac-ar} = 320 \text{ mbar} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_{sat@320 \text{ mbar}} = 159^{\circ}F \rightarrow 70,58^{\circ}C \end{array} \right.$$

Luego el fluido de trabajo o agua condensada, será bombeada hasta la presión de trabajo 1.1 MPa (punto e de la figura 4.6) e ingresará al economizador y se repite el ciclo en el HRSG.

4.5.2.2. Selección de la bomba del circuito de refrigeración del condensador

Con el valor de G_o se va a escoger la Bomba que servirá para mantener circulando el agua de refrigeración en el condensador “Cooling pump”. Como se revisó anteriormente, la cabeza de presión (TDH) a la que debe trabajar la bomba es de 12 m \rightarrow 17 psi.

Ingresando estos valores en la página Web de selección de producto de equipos de bombeo GRUNDFOS se obtiene la bomba axial Modelo CR 150-1-1 como la más adecuada para cumplir con este requerimiento. En la figura 4.9 se puede observar el esquema dimensional.

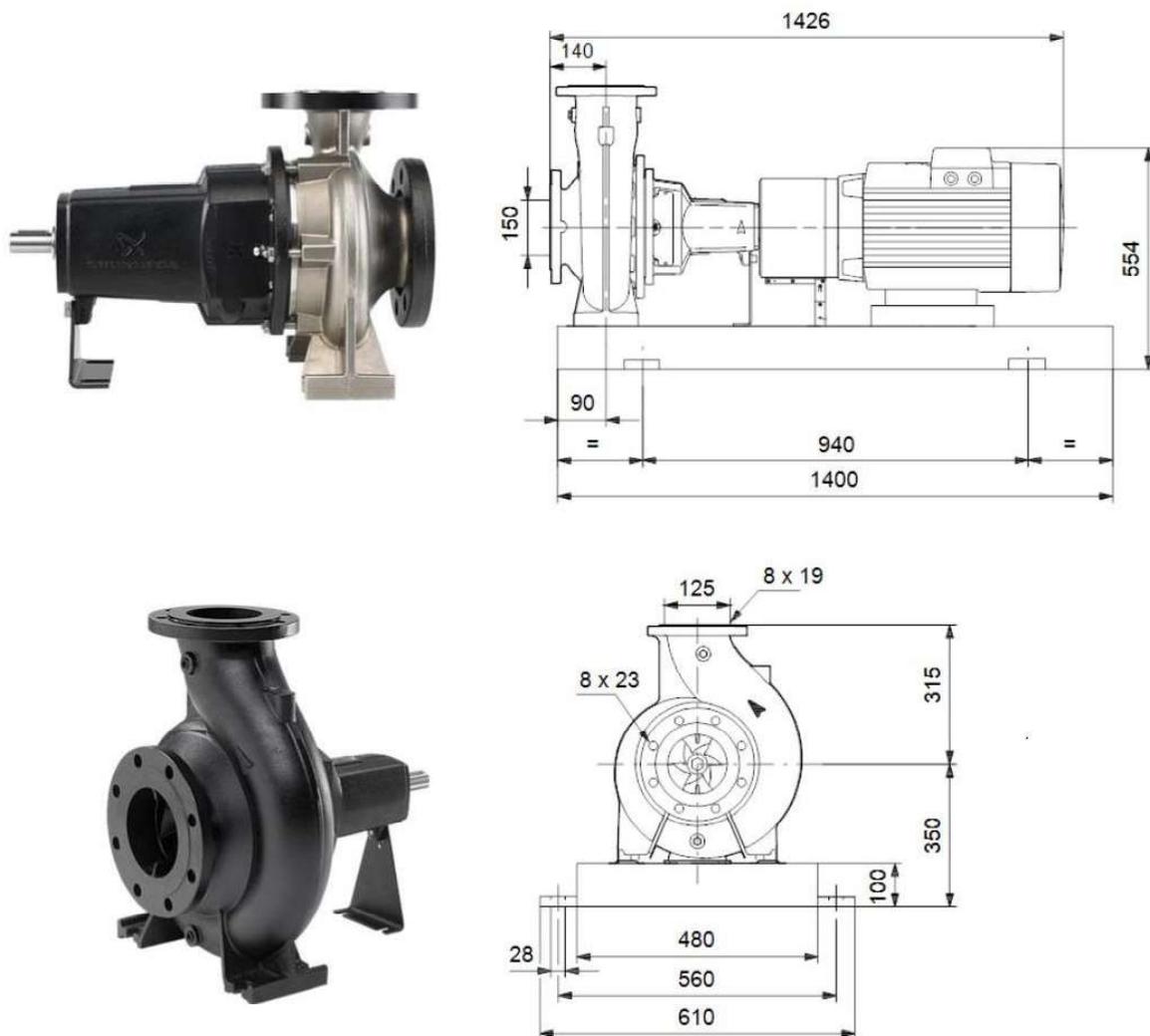


Figura 4.9. Foto y esquema dimensional de la Cooling Pump GRUNDFOS CR 150-1-1

(Fuente. <https://product-selection.grundfos.com/>)

En la página web del fabricante se dispone de las curvas de rendimiento de la bomba CR 150-1-1 seleccionada, trabajando a las condiciones de trabajo calculadas. Ver figura 4.10

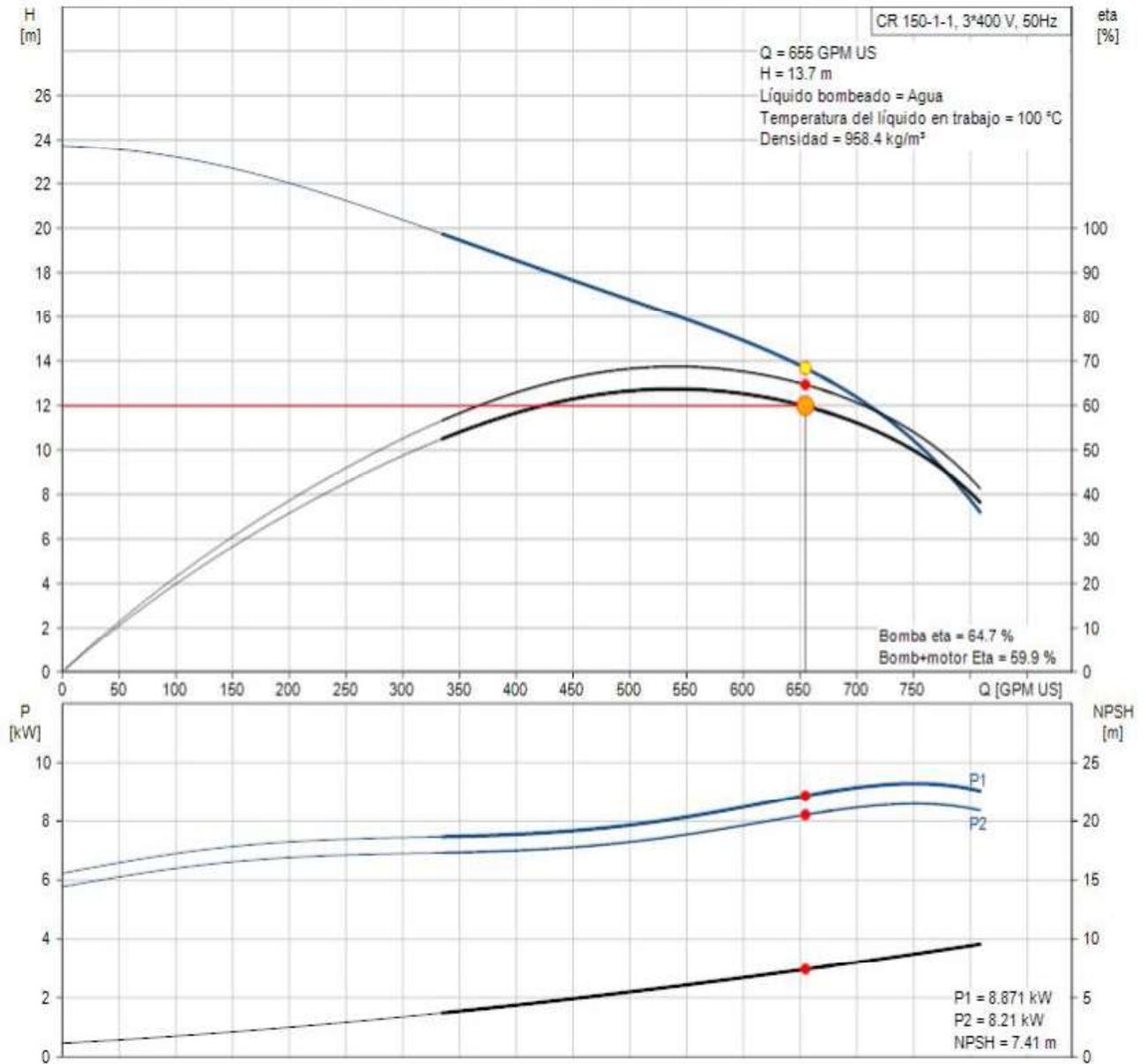


Figura 4.10. Curvas de rendimiento de la bomba GRUNDFOS CR 150-1-1
(Fuente: <https://product-selection.grundfos.com/>)

Las características de la bomba seleccionada son las siguientes:

Resultado dimension.

Tipo	CR 150-1-1	
Cantidad	1	
Motor	11 kW	
Caud	655	GPM US
Alt.	13.7	m (+14%)
Entrad presión mín	0.94	bar (103 °C, contra la atmosfera)
Pot. P1	8.871	kW
Pot. P2	8.21	kW
BombaEta	64.7	%
Motor Eta	92.5	%
Bomb+motor Eta	59.9	% =Bomba Eta *motor Eta
Total Eta	59.9	% =Eta relativa punto de trabajo

4.5.3. Selección de la bomba de vacío del condensador

La bomba de vacío del esquema indicado en la figura 4.11 debe tener la capacidad de mantener la presión de vacío (320 mbar) en el interior de la coraza del condensador de superficie. Esto lo consigue extrayendo el vapor y aire remanentes luego de que se condensa el vapor.

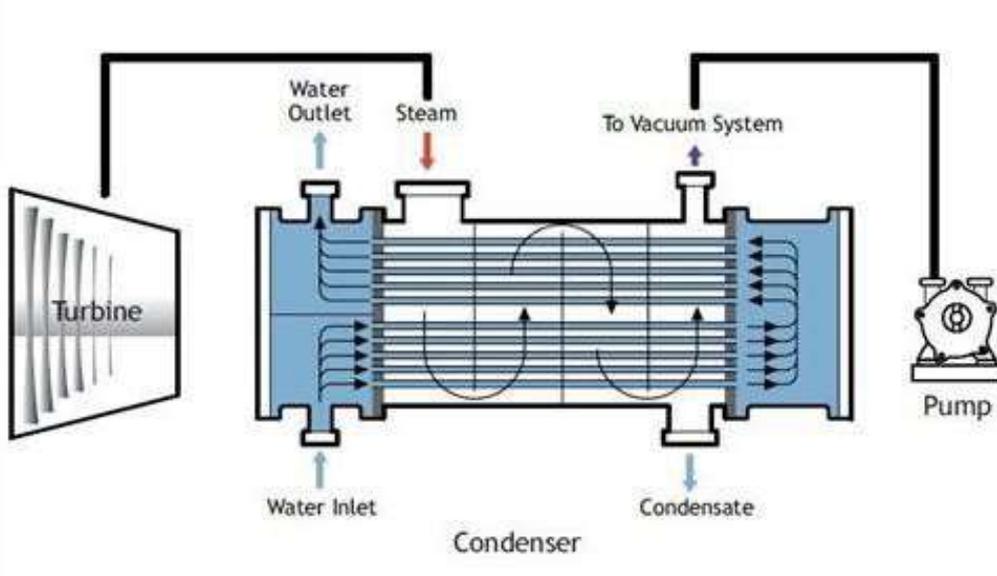


Figura 4.11. Esquema de instalación turbina de vapor, condensador de superficie, bomba de vacío (Fuente. Condensadores de superficie 1-2 - Foster Wheeler Corporation)

Es importante indicar que el condensador de superficie que se dimensionó con la ecuación 4.8 ha sido diseñado para condensar todo el flujo de vapor de la turbina \dot{m}_{v1} considerando la carga de enfriamiento de diseño \dot{Q}_{CEF} utilizado para este tipo de condensadores.

Si se considera una operación de flujo estable, la bomba de vacío debería funcionar solamente al inicio para extraer el aire contenido en el interior de la coraza y luego de una parada del sistema completo (Turbina de vapor – HRSG – Condensador de Superficie).

En operación el vacío debería mantenerse en el interior del condensador. Sin embargo para asegurarse que esta condición se cumpla es importante que la bomba de vacío este siempre en servicio y operando de manera automática, extrayendo el aire y vapor que no haya sido condensado, a fin de mantener el vacío en el interior del condensador ya que como se revisó antes es fundamental mantener esta condición para garantizar la máxima eficiencia termodinámica de la turbina.

Para seleccionar la bomba de vacío se considerará un valor conservador del 10% del fluido de trabajo (\dot{m}_{v1}) que este equipo debería retirar para mantener el vacío. El flujo de vapor y aire que retira la bomba se calculará con la ecuación 4.15.

$$\dot{m}_{Extr} = 10\% (\dot{m}_{v1}) \quad \text{Ec. (4.15)}$$

$$\dot{m}_{Extr} = 23334 \times 0,1 = 2333 \text{ lb/h}$$

$$\dot{m}_{Extr} = 2333 \text{ lb/h} \rightarrow 1058,4 \text{ kg/h} \rightarrow 1,05 \text{ m}^3/\text{h}$$

considerando el volumen específico del agua de 0.001 m³/kg revisado en el punto 4.5.2.1

La bomba de vacío seleccionada que cumple con las condiciones operativas requeridas es de marca VENETO Modelo VLC-4 M del tipo mono etapa con lubricación. En la figura 4.12 se señalan las características técnicas.



Modelo	KW	RPM	PRESION FINAL (ABS) mbar							Ø IMP.	
			0,5	1	2	10	100	400	600		1000
			CAUDAL METROS CUBICOS/HORA								
VLC-4 M	0,12	2800	-	-	0	2,6	2,9	2,96	2,97	3	9

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

* Cuerpo	Fundición gris
* Turbina	Latón (VLB3) o Fundición
* Eje	Acero inoxidable
* Paletas	Inox (VLB3), resto Fibra vidrio
* Características especiales ver al final de la tabla	
* Motor	Cerrado Servicio continuo IP-55, Clase F Motoprotector en 230 v
* Voltaje	II 230 v. - 230/400 v.

Figura 4.12. Características Técnicas de la bomba de vacío
(Fuente. Catálogo de bombas de vacío. Veneto Company)

4.6. Potencia eléctrica generada por la turbina de vapor

Luego de la explicación del sistema de condensación seleccionado para la turbina, se determinará las propiedades del vapor a la presión de vacío de operación del condensador que corresponde a la presión de salida del vapor de la turbina.

$$P_{v, out} = 320 \text{ mbar} \quad (\text{Presión de vacío de operación del condensador})$$

$$P_{turbina} = 1620,6 \text{ (kJ/s)} \rightarrow 1621 \text{ (kW)}$$

Considerando una disponibilidad del 95% del Sistema, la energía mensual (kW.h) producida sería la siguiente,

$$\dot{E}_{turbina} = 1108,76 \text{ MW.h}$$

Con la potencia calculada que podría generar con la turbina de vapor, es importante calcular la eficiencia térmica del sistema ($\eta_{t\acute{e}rm,Sistema}$) a fin de determinar en cuanto se incrementaría en comparación con la eficiencia térmica solo del motor. Según se revisó en el capítulo 3.12.2, la eficiencia térmica del motor Wartsila es del 43,2%. Con la recuperación de la energía térmica de los gases de escape para generar trabajo útil, la eficiencia térmica sería la siguiente,

$$\eta_{t\acute{e}rm,Sistema} = \frac{3(\dot{w}_{neto-Wartsila}) + \dot{w}_{neto-Turbina}}{3(\dot{Q}_{entrada})} \quad \text{Ec. (4.17)}$$

$$\eta_{t\acute{e}rm,Sistema} = \frac{3 \cdot (6480) + 1621}{3 \cdot (15000)}$$

$$\eta_{t\acute{e}rm,Sistema} = 0,468 \rightarrow 47\%$$

Es importante notar que en la ecuación 4.17 se ha multiplicado por tres (3) tanto el trabajo neto de las unidades Wartsila ($\dot{w}_{neto-Wartsila}$) así como el calor de entrada ($\dot{Q}_{entrada}$) ya que la intención es recuperar la energía térmica de los gases de escape de las 3 unidades Wartsila.

En el diagrama Sankey de la figura 4.13 se indican la distribución de la energía del combustible con la inclusión de la potencia útil generada por la turbina de vapor.

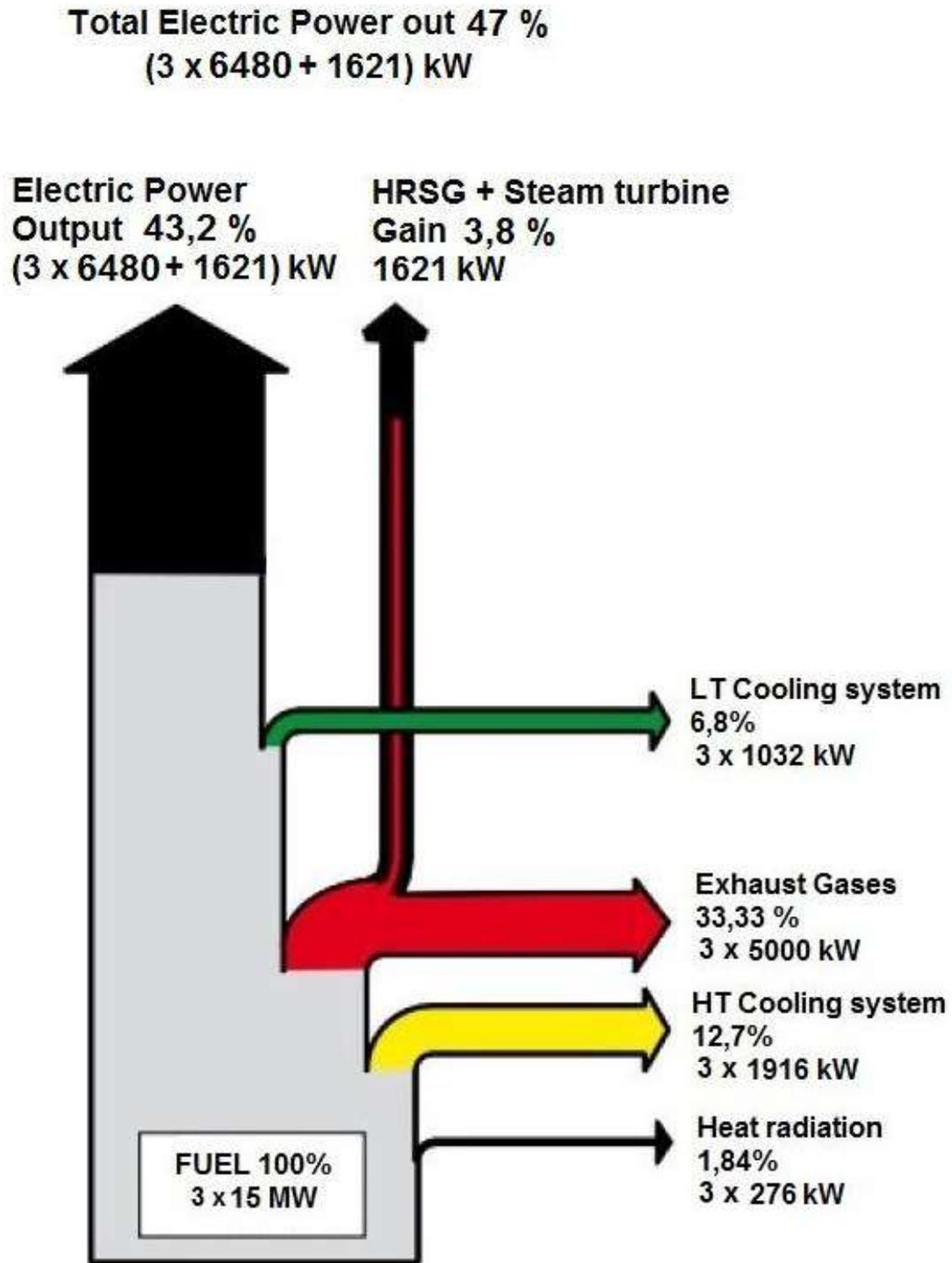


Figura 4.13. Diagrama de la distribución de energía del combustible de las unidades Wartsila W16V32 con el sistema HRSG instalado

(Fuente. Propia)

4.7. Dimensionamiento del HRSG

Como se indicó al inicio del capítulo, el HRSG está conformado por 3 secciones de intercambio de calor:

1. **Economizador.** En esta sección se eleva la temperatura hasta la temperatura de saturación, a la presión de trabajo ($1,1 \text{ MPa}$) previamente alcanzada mediante una bomba.
2. **Evaporador.** En esta sección se vaporiza el agua completamente hasta alcanzar una calidad $X = 1$ es decir vapor seco.
3. **Super calentador.** En esta sección se eleva la temperatura del vapor hasta la temperatura de operación de la turbina (350°C). Con este incremento de temperatura se consigue alcanzar un mayor índice de eficiencia del HRSG al recuperar el máximo de energía calórica permitida de los gases de escape.
El límite de la energía térmica que se puede retirar de los gases de escape, será hasta que disminuyan su temperatura hasta un valor superior al *Acid Dew Point* o temperatura de punto de rocío ácido (142°C) calculada anteriormente en el capítulo 3.11.1, no se puede permitir que los gases de escape disminuyan su temperatura hasta un valor inferior al señalado, a fin de evitar problemas de corrosión en el HRSG.

Luego de la descripción de los componentes del HRSG se procede a calcular la energía térmica absorbida o requerida por cada una de las secciones.

4.7.1. Calor absorbido por el Super calentador (\dot{Q}_{SH})

$$\dot{Q}_{SH} = \dot{m}_v \times (h_a - h_b) \quad \text{Ec. (4.18)}$$

$$P_b = P_c = 1.1 \text{ MPa} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Vapor saturado} \\ T_b = 184,07^\circ\text{C} \\ h_b = 2781 \text{ (kJ/kg)} \end{array} \right.$$

El valor de h_a se determinó anteriormente y es la entalpía del vapor sobrecalentado a la temperatura de salida del HRSG (350°C).

$$\dot{Q}_{SH} = 2,94 \times (3156,2 - 2781) \text{ (kJ/s)}$$

$\dot{Q}_{SH} = 1103 \text{ (kJ/s)}$

Adicionalmente se va a determinar la temperatura inicial de los gases de escape al ingreso del super calentador (T_Y), este valor será de utilidad más adelante para el dimensionamiento del HRSG.

El calor absorbido por el super calentador se puede expresar también en función del perfil de temperaturas de los gases de escape,

$$\dot{Q}_{SH} = \dot{m}_{GE} \times C_{p_{GE(X)}} \times hlf \times (\Delta T_{GE(X-Y)}) \quad \text{Ec. (4.19)}$$

Desarrollando la ecuación anterior queda:

$$\dot{Q}_{SH} = \dot{m}_{GE} \times C_{p_{GE(X)}} \times hlf \times (T_{GE(X)} - T_{GE(Y)}) \quad \text{Ec. (4.20)}$$

Aunque el CP de los gases de escape variará al disminuir la temperatura del punto X al punto Y, sin embargo el error no será considerable por lo que se utilizará el CP a la temperatura conocida del punto X o punto de salida de los gases de escape.

Como se revisó antes,

$$C_{p_{GE(X)}} @ 376^\circ\text{C} = C_{p_{GE(X)}} @ 649,15 \text{ K} = 1,054 \text{ (kJ / kg.K)}$$

Se considerará un valor hlf o heat loss factor de 0,98.

Reemplazando en la ecuación 4.19,

$$1103 = 40,8 \times 1,054 \times 0,98 \times (649,15 - T_{GE(Y)})$$

Despejando,

$$T_{GE(Y)} = 622,97 \text{ K} \approx 623 \text{ K} = 348,85^\circ\text{C}$$

4.7.2. Calor absorbido por el Evaporador (\dot{Q}_{EV})

Según se determinó anteriormente en el punto 4.4.1 el flujo de energía (kJ/s) cedido por los gases de escape entre los puntos X-Z, es de 7159,55 (kJ/s).

$$\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{EV} = \dot{Q}_{GE(X-Z)} = 7159,55 \text{ (kJ/kg)}$$

Despejando el valor de \dot{Q}_{EV} y reemplazando el valor de \dot{Q}_{SH} calculado se obtiene el calor absorbido por el evaporador.

$$\dot{Q}_{EV} = 7159,55 - \dot{Q}_{SH}$$

$$\dot{Q}_{EV} = 7015 - 1103$$

$$\dot{Q}_{EV} = 6056,55 \text{ (kJ/s)}$$

4.7.3. Calor absorbido por el Economizador (\dot{Q}_{EC})

Para realizar este cálculo se va a determinar la entalpía del agua de trabajo en el punto “e” es decir luego de que la bomba eleva la presión del agua a la presión de trabajo,

$$P_{EV-1} = 1,10 \text{ MPa.}$$

El agua o fluido de trabajo ingresa al economizador a una temperatura de 60,5°C. Según se indicó en el punto 4.5.2.1, el flujo del agua de enfriamiento del condensador o también conocida como “gasto másico de circulación (G_O)” debería ser de 655,3 gpm. Es importante aclarar que este caudal de agua de enfriamiento está calculado solamente para condensar el vapor del fluido de trabajo es decir cambiarlo de estado gaseoso a líquido pero manteniendo la misma temperatura de 70,5°C. Por seguridad y para evitar la presencia de burbujas de vapor en la línea de succión de la Feed Pump del HRSG, es mejor sub enfriar este condensado a un valor de al menos 10°C menor, inferior a la temperatura de saturación (70,5C). Esto se consigue incrementando el “gasto másico de circulación (G_O)”. De esta manera se conseguirá que el agua de la turbina o fluido de trabajo ingrese al economizador del HRSG a los 60,5°C indicados al principio del párrafo.

Luego de esta aclaración, el calor absorbido por el economizador se calcula con la ecuación 4.21.

$$\dot{Q}_{EC} = \dot{m}_v \times (h_d - h_e) \quad \text{Ec. (4.21)}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_e = 1.1 \text{ MPa} \\ T_e = 60,5^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Líquido} \\ h_e = 202,75 \text{ (kJ/kg)} \end{array}$$

$$\dot{Q}_{EC} = 2,94 \times (759,14 - 202,75)$$

$\dot{Q}_{EC} = 1635,78 \text{ (kJ/s)}$

Con los valores hasta ahora calculados a continuación se expone el perfil de temperaturas con las que trabajará el HRSG es el siguiente,

Tabla 4.2. Tabla del perfil de temperatura de operación del HRSG

GASES DE ESCAPE (Provenientes de unidades Wartsila)		
	°C	K
$T_{GE(X)}$	376	649,15
$T_{GE(Y)}$	348,85	623
$T_{GE(Z)}$	199,07	472,22
$T_{GE(W)}$	166,6	439,75
FLUIDO DE TRABAJO (Agua desmineralizada)		
T_a	350	623,15
T_b	184,07	457,22

T_c	184,07	457,22
T_d	179,07	452,22
T_e	60,5	343,65

(Fuente. Propia)

4.7.4. Energía térmica total recuperada de los gases de escape

La energía térmica total extraída de los gases de escape por el HRSG y transferida al agua es la siguiente:

$$\dot{Q}_{T-HRSG} = \dot{Q}_{EC} + \dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{SH} \quad (kJ/s) \quad \text{Ec. (4.22)}$$

$$\dot{Q}_{T-HRSG} = 1635,78 + 6056,55 + 1103 \quad (kJ/s)$$

$$\dot{Q}_{T-HRSG} = 8795,13 \quad (kJ/s) \quad \rightarrow \quad 8795 \quad (kW)$$

4.8. Perfil de temperaturas de diseño del HRSG

Es muy importante el determinar un perfil de temperaturas del HRSG adecuado a fin de obtener el máximo aprovechamiento de la energía térmica de los gases de escape pero cuidando de no disminuir demasiado la temperatura de los mismos a la salida del HRSG.

En esta etapa del análisis es importante determinar la temperatura final de los gases de escape ($T_{GE(W)}$), para determinar si no han disminuido a un valor inferior a la temperatura de *Acid Dew Point* (142°C) calculada en el capítulo 3.

Para determinar este valor, se partirá del valor de calor extraído por el economizador $\dot{Q}_{EC} = 1635,78 \quad (kJ/s)$ que corresponde a los puntos Z y W de la figura 4.6. Este valor se reemplazará en la ecuación 4.24 de donde se despejará la temperatura buscada.

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{m}_{GE} \cdot Cp_{GE} \cdot (T_{gEi} - T_{gEf}) \quad (kJ/s) \quad \text{Ec. (4.23)}$$

$$\dot{Q}_{EC} = \dot{Q}_{GE(Z-W)}$$

$$\dot{Q}_{EC} = \dot{m}_{GE} \cdot C_{p_{GE}} \cdot (T_{gE(Z)} - T_{gE(W)}) \quad (kJ/s) \quad \text{Ec. (4.24)}$$

Con la ecuación, 4.26 se determinará el $C_{p_{GE}}$ promedio entre los puntos Z – W de la curva de temperatura de los gases de escape señalados en la figura 4.6

Como no se conoce la temperatura final de los gases de escape en el punto W, se determinará el $C_{p_{GE(W)}}$ con la temperatura final aproximada del *Acid Dew Point* (142°C), y luego se calculará el $C_{p_{GE(W-Z)}}$ promedio.

$$C_{p_{GE}} = (92,1E - 6) \cdot T_{GE} + 0,9952 \quad \text{Ec. (4.25)}$$

Para utilizar la ecuación anterior se debe considerar la temperatura en grados K

$$C_{p_{GE-Z @ 199,07^{\circ}\text{C}}} = C_{p_{GE-Z @ 472,22\text{ K}}} = 1,038 \quad (kJ / kg.K)$$

$$C_{p_{GE-W @ 142^{\circ}\text{C}}} = C_{p_{GE-W @ 415,15\text{ K}}} = 1,034 \quad (kJ / kg.K)$$

$$C_{p_{GE(Z-W)}} = \frac{C_{p_{GE-Z}} + C_{p_{GE-W}}}{2} \quad \text{Ec. (4.26)}$$

$$C_{p_{GE(Z-W)}} = 1,036 \quad (kJ / kg.K)$$

Reemplazando en la ecuación 4.24,

$$1635,78 = 40,8 \times 1,036 \times (472,22 - T_{gE(Z)}) \quad (kJ/s)$$

$$T_{gE(W)} = 433,5\text{ K} = 160,3^{\circ}\text{C}$$

En el diagrama T-S de la figura 4.14 a continuación descrita se señala el perfil de temperaturas para el diseño del HRSG y la tasa de calor (\dot{Q}_{T-HRSG}) que deberá ser transferida al fluido de trabajo (agua tratada) en cada componente del HRSG para que el vapor alcance la temperatura y calidad óptima para la turbina.

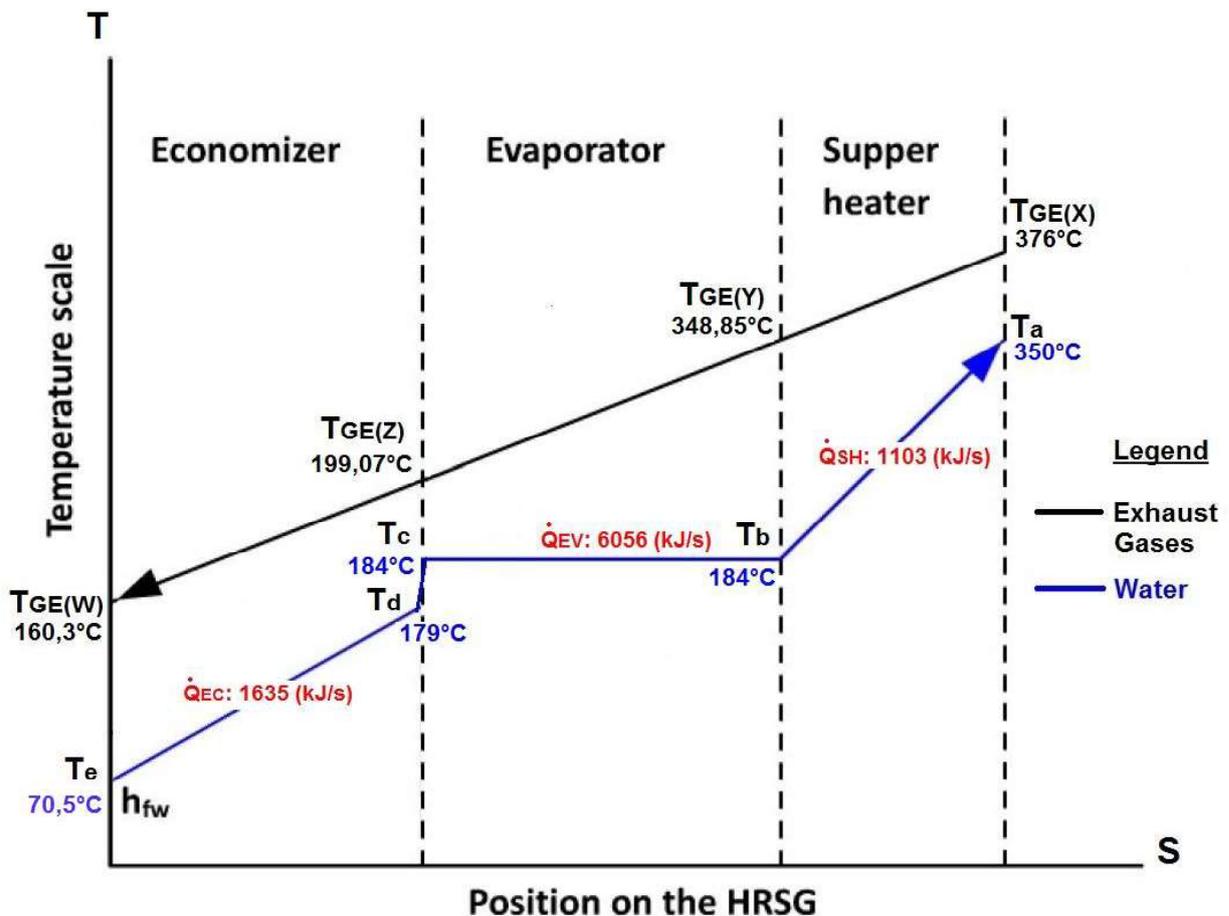


Figura 4.14. Diagrama valorado T-S del Ciclo de funcionamiento del HRSG
 (Fuente. Propia)

Como $160,3\text{ }^{\circ}\text{C} > 142\text{ }^{\circ}\text{C}$ (*Acid Dew Point*), por lo tanto los perfiles de temperaturas de diseño del HRSG están seleccionados adecuadamente de tal manera que se garantizará que no se produzca condensación en los gases de escape, a la salida del HRSG. En caso de que se hubiese obtenido una temperatura de los gases de escape inferior a la del Acid Dew Point, se debe realizar el cálculo de los perfiles de temperatura de operación del HRSG nuevamente, ampliando el valor de Pinch Point y la diferencia de temperatura de los puntos “X” (gases de escape) y “a” (vapor de agua), a fin de garantizar que esta condición no se repita.

Como se pudo observar en los cálculos realizados, la temperatura de partida para el diseño del HRSG será la temperatura de saturación del agua a la presión de operación de la turbina de vapor seleccionada, es por esta razón que en el punto 4.5.1 se realizó un completo análisis del condensador utilizado; luego se asumirá el diferencial de

temperatura *Pinch Point*, entre 8 a 20 °C. En el presente análisis se estableció un valor conservador de *Pinch Point* de temperatura de 15 °C.

Es conveniente que este diferencial de temperatura "*Pinch Point*" no sea ni muy amplio ni tampoco muy pequeño, ya que al ser muy amplio, no se obtendrá un buen aprovechamiento de la energía térmica de los gases de escape y se desperdiciará mucha energía térmica de los mismos. Por el contrario si este valor es muy pequeño, para alcanzar esto se requerirá una superficie muy amplia de transferencia de calor, lo que incrementaría de manera considerable el costo del HRSG.

4.9. Configuración del HRSG

Previo al diseño del HRSG, es importante establecer la geometría del HRSG, ya que es un intercambiador de calor. El HRSG está compuesto por un arreglo de banco de tubos escalonado con el agua fluyendo por el interior y los gases de escape por el exterior en flujo cruzado. Esto garantizará una mejor transferencia y aprovechamiento del calor de los gases de escape, además de un tamaño adecuado y compacto del HRSG.

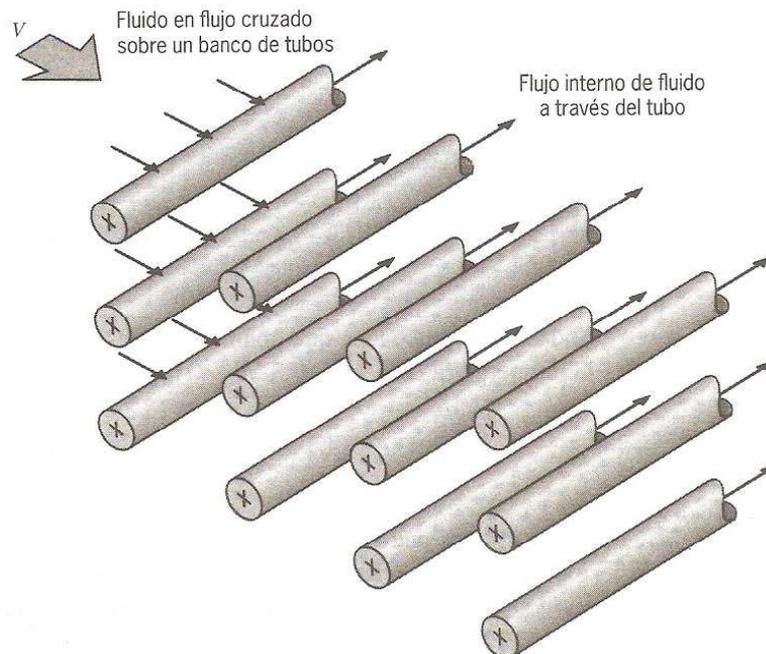


Figura 4.15. Esquema de un banco de tubos en flujo cruzado
(Fuente. Fundamentos de Transferencia de Calor, INCROPERA Frank, Pag. 377)

La transferencia de calor hacia o desde un banco o haz de tubos en flujo cruzado es relevante en numerosas aplicaciones industriales, en particular para la generación de vapor en caldera que será nuestro caso.

Los arreglos de tubos comúnmente utilizados en la industria de fabricación de intercambiadores de calor, son los que se encuentran representados en la figura 4.16,

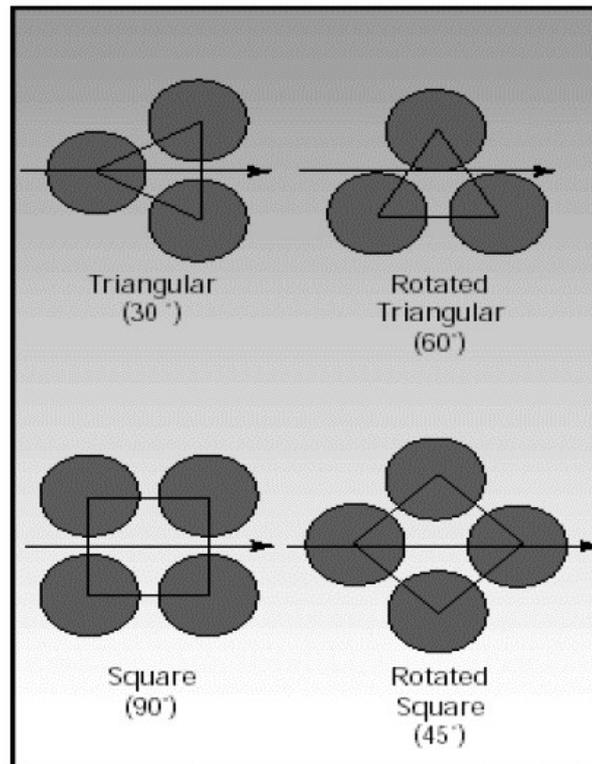


Figura 4.16. Arreglo de tubos en intercambiadores de calor de flujo cruzado
(Fuente. Procesos de Transferencia de calor. Donald Kern)

- a) **Triangular 60°.** Este arreglo aunque ofrece una importante superficie de transferencia de calor y es utilizado cuando:
- El factor de ensuciamiento en la carcaza es $> 0.002 \text{ pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}/\text{BTU}$.
 - Con flujo turbulento ($Re > 2000$) en casos limitados por caída de presión.
 - Para calderas con limitación en el tamaño.
- b) **Triangular 30°.** Arreglo preferido para factores de ensuciamiento menores de $0.002 \text{ pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}/\text{BTU}$. Se utiliza en cualquier régimen de flujo. Son más económicos que los arreglos cuadrados. Preferido para servicios limpios.

c) **Cuadrado 90°**. Este arreglo se utiliza cuando :

- El factor de ensuciamiento en la carcaza es $> 0.002 \text{ pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}/\text{BTU}$.
- Cuando la limpieza mecánica es crítica.
- Con flujo turbulento en casos limitados por caída de presión.

c) **Cuadrado 45°**. Este arreglo se utiliza cuando :

- El factor de ensuciamiento en la carcaza es $> 0.002 \text{ pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}/\text{BTU}$.
- Cuando la limpieza mecánica es crítica.
- Cuando el flujo es laminar ($Re > 2000$).

Los arreglos de tubos escalonados tales como: Triangular 30°, Cuadrado Rotado a 45° ofrecerán una mayor transferencia de calor, pero a su vez un factor de obstrucción o *back pressure* mayor. Este efecto de *back pressure* estará limitado por la capacidad de los **turbos del motor** para asimilar esta obstrucción.

Para el diseño del HRSG se escogerá el arreglo de tubos triangular a 60°, con la finalidad de optimizar al máximo al aprovechamiento de los gases de escape así como reducir el tamaño del HRSG.

Los gases de escape fluirán por el exterior de los tubos en la dirección de la flecha representada en la figura 4.16. La configuración se caracterizará por el diámetro de los tubos D y por la separación transversal ST y longitudinal o entre filas SL las cuales serán medidas entre los centros de los tubos. Las condiciones de flujo dentro del banco están dominados por los efectos de la separación de la capa límite y por las interacciones de estelas que a su vez influyen en la transferencia de calor por convección.

El calor transferido por los gases de escape o "*flue gases*" al agua, se puede determinar con la forma integrada de la ecuación general de Fourier para estado estable.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Ec. (4.27)}$$

donde,

U : Es el coeficiente global de transferencia de calor

A : Área de superficie de intercambio de calor requerida

ΔT : Diferencia de temperatura media logarítmica o MLDT

El diferencial de temperatura ΔT o diferencia de temperatura media logarítmica MLDT se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$MLDT = \frac{\Delta t_o - \Delta t_i}{\ln\left(\frac{\Delta t_o}{\Delta t_i}\right)} \quad \text{Ec.(4.28)}$$

$$MLDT = \frac{(T_{GE1} - T_{W2}) - (T_{GE2} - T_{W1})}{\ln\left(\frac{T_{GE1} - T_{W2}}{T_{GE2} - T_{W1}}\right)}$$

donde,

T_{GE1} : Temperatura de los gases de escape a la entrada del intercambiador de calor.

T_{GE2} : Temperatura de los gases de escape a la salida del intercambiador de calor.

T_{W1} : Temperatura del agua a la entrada del intercambiador de calor.

T_{W2} : Temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor.

La naturaleza logarítmica de esta diferencia promedio de temperaturas, en contraste con una diferencia de temperatura media aritmética de la forma $\Delta T_{ma} = (\Delta T_i + \Delta T_o) / 2$, se debe a la naturaleza exponencial del cambio de temperatura.

Por otro lado, el coeficiente global de transferencia de calor se calculará con la siguiente expresión,

$$\frac{1}{U} = \frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{24K_m} \times \ln \frac{d_o}{d_i} + ff_i \times \frac{d_o}{d_i} + ff_o \quad \text{Ec. (4.29)}$$

donde,

d_o, d_i : Diámetros externo e interno de los tubos, (in)

K_m : Conductividad térmica de las paredes del tubo, (Btu / ft.h. °F)

ff_i, ff_o : Factores de incrustación interno y externo de los tubos, (ft².h. °F / Btu)

h_i : Coeficiente de transferencia de calor del lado interno de los tubos o del flujo de agua, (Btu / ft².h. °F)

h_o : Coeficiente de transferencia de calor del lado externo de los tubos o de los gases de escape, (Btu / ft².h. °F).

NOTA. Los coeficientes de transferencia de calor h_o y h_i son la suma del coeficiente de transferencia de calor por convección más el coeficiente por radiación,

$$h_{o, i} = h_c + h_R \quad \text{Ec. (4.30)}$$

Como la temperatura de los gases de escape es inferior a 800°F (426°C), el factor de transferencia de calor por radiación (h_R) se puede omitir.

El coeficiente de transferencia de calor asociado con un tubo está determinado por su posición en el banco. El coeficiente para un tubo en la primera fila es aproximadamente igual al de un solo tubo en flujo cruzado, mientras que los coeficientes de transferencia de calor más grandes están asociados con las filas internas. Es así que los tubos en las primeras rejillas actúan como una rejilla de turbulencia, que aumenta el coeficiente de transferencia de calor para los tubos de las líneas siguientes. Sin embargo, en la mayoría de las configuraciones las condiciones de transferencia de calor se estabilizan, de modo que ocurren pocos cambios en el coeficiente de convección para un tubo más allá de la tercera o cuarta fila.

Aquí es importante señalar la definición del *Coficiente de película controlante*. Cuando la resistencia del tubo metálico es pequeña en comparación con la suma de las resistencias de ambos coeficientes de película, como usualmente sucede, puede despreciarse.

Si un coeficiente de película es pequeño y otro muy grande, el coeficiente menor proporciona la mayor resistencia y el coeficiente total de transferencia de calor para el aparato es muy cercanamente al recíproco de la resistencia mayor.

4.10. Dimensionamiento del HRSG

Se comenzará por determinar el diámetro del ducto de los gases de escape. Esto es ya que el HRSG deberá ser un diámetro equivalente y área transversal igual o mayor al ducto de gases de escape, a fin de evitar problemas de excesivo *back pressure* o contrapresión.

Este fenómeno se produce por la restricción en la salida de los gases de escape, al tener que atravesar el HRSG en lugar de evacuarse salir libremente al ambiente. El valor de *back pressure* estará limitado por la máxima contrapresión que soportan los turbos. Para

los turbos de las unidades Wartsila W16V32 este valor es de 4kPa (400 mm H₂O), valor obtenido de la hoja técnica de las unidades Wartsila descrita en el anexo 2.

Según se observa en los planos del sistema de escape de las unidades Wartsila W16V32 en el anexo 3, la chimenea tienen un diámetro $\varnothing_{CGE} = 1900$ mm y se conecta desde el silenciador del motor a la chimenea con una brida DIN2501. Los ductos de escape que salen de cada banco o lado del motor, tienen un diámetro de $\varnothing_{DGE} = 500$ mm cada uno, es decir que el diámetro total del ducto sería igual a 1000 mm.

Área del ducto de escape de las unidades Wartsila,

$$\varnothing_{DGE} = 1000 \text{ mm} \approx 3,28 \text{ ft}$$

$$A_{DGE} = \frac{\varnothing^2 \times \pi}{4}$$

$$A_{DGE} = \frac{(3,28)^2 \times \pi}{4} = 8,45 \text{ ft}^2$$

El área total equivalente de ducto de escape de las tres (3) unidades Wartsila,

$$A_{DGET} = 8,45 \times 3 = 25,35 \text{ ft}^2$$

Área de las chimeneas de escape de las unidades Wartsila, como se puede ver las chimeneas son construidas en un diámetro mayor, para evitar restricciones del flujo normal de gases de escape:

$$\varnothing_{CGE} = 1900 \text{ mm} \approx 6,23 \text{ ft}$$

$$A_{CGE} = \frac{\varnothing^2 \times \pi}{4}$$

$$A_{CGE} = \frac{(6,23)^2 \times \pi}{4} = 30,51 \text{ ft}^2$$

El área total equivalente de chimenea de las tres (3) unidades Wartsila,

$$A_{CGET} = 30,51 \times 3 = 91,53 \text{ ft}^2$$

Por lo tanto el área libre del HRSG debe tener un área mínimo igual al área equivalente de las tres (3) unidades Wartsila,

$$A_{CGET} = 91,53 \text{ ft}^2$$

Considerando que las longitudes comerciales de los tubos de acero para transferencia de calor son de 8, 10, 12, 16 y 20 pies. La longitud seleccionada será de $L_t = 10$ pies (ft) por facilidad de instalación, limpieza y mantenimiento en el HRSG.

Determinando el área transversal del HRSG,

$$A_{CT} = 91,53 = L_t \times w$$

donde,

L_t : Longitud de los tubos que corresponden a la altura del HRSG

w : Ancho del HRSG.

Despejando w se obtiene el ancho del HRSG,

$$w = 9,15 \text{ ft}$$

Al estar los tubos en formación escalonada causarán obstrucción del flujo libre de los gases de escape, con la consecuente contrapresión o *back pressure*. Con la finalidad de minimizar este efecto se considerará un longitud transversal del ducto (w) mayor a la mínima requerida de 9,15 ft. , por lo que se considerará un ancho de 12 pies (ft) o 3,6 m.

Esta longitud además permitirá optimizar el uso de las planchas de acero comercial cuyas dimensiones son 1200 x 2400 mm. Con esta dimensión se cubrirá con tres planchas alineadas longitudinalmente la base y el techo del HRSG.

Con esta consideración, las dimensiones en corte transversal del HRSG serían las siguientes ($h = 11$ ft; $w = 12$ ft), en la figura 4.17 se observa el esquema preliminar del HRSG.

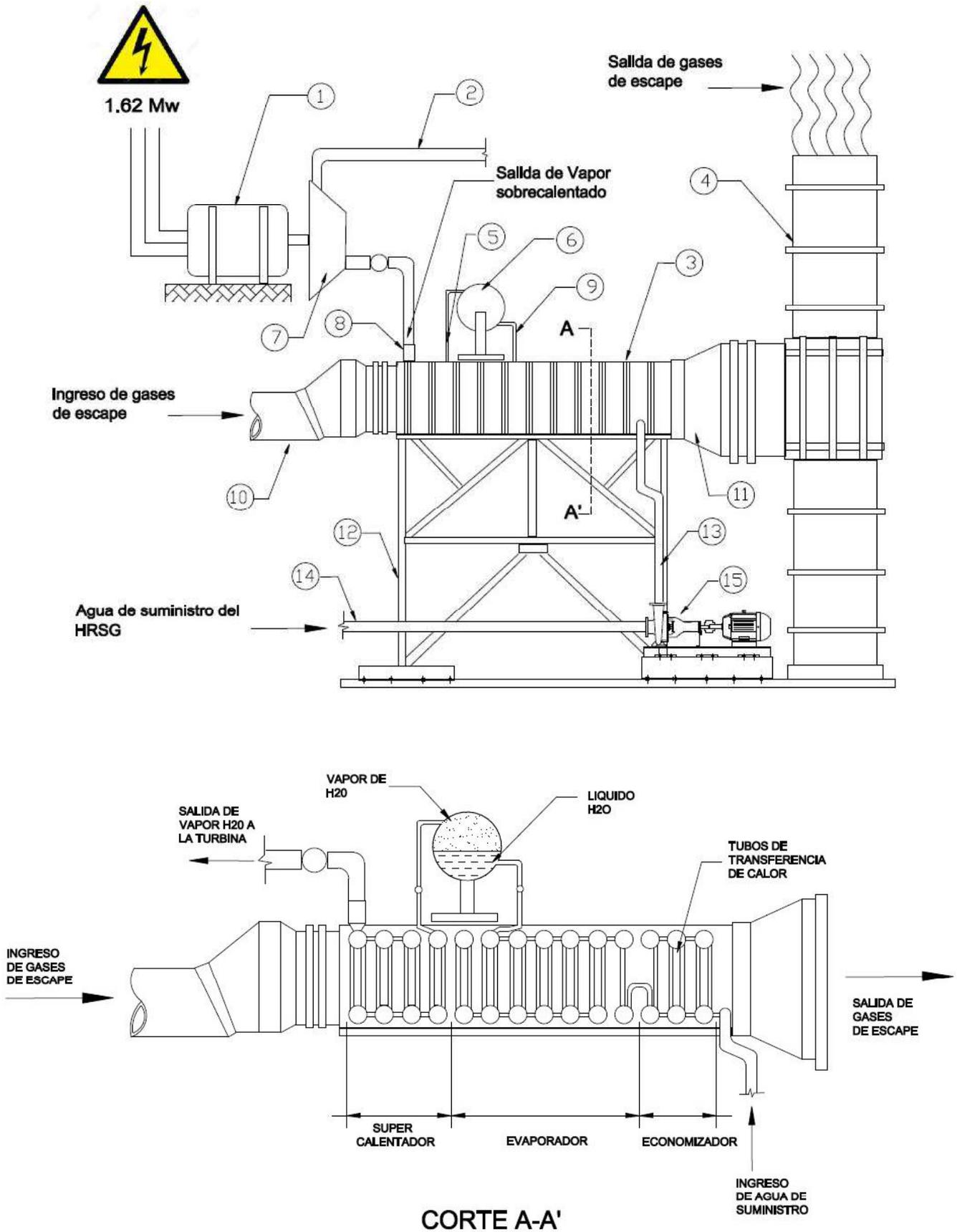


Figura 4.17. Esquema del HRSG
(Fuente. Propia)

El detalle de los componentes del sistema, se encuentran detallados en el anexo 12, en el plano PL- A1.

La longitud del HRSG (LT_{HRSG}) podrá ser determinada luego de dimensionar el área de transferencia de calor de : economizador, evaporador y super calentador.

Como se determinó en el punto 4.9 el arreglo de los tubos será escalonado triangular a 60° como se indica en el gráfico de la figura 4.18.

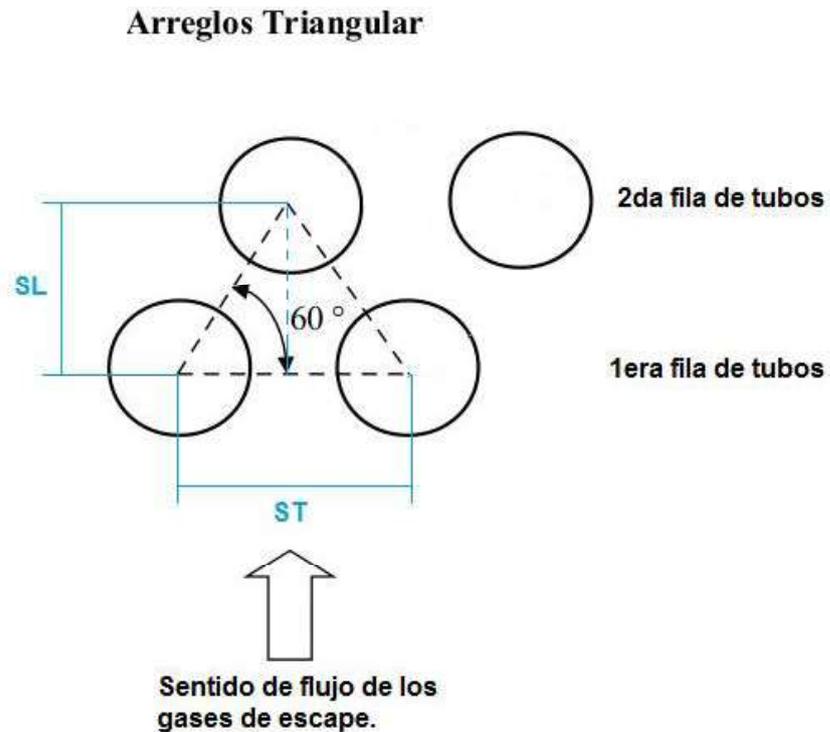


Figura 4.18. Distancias longitudinal SL y transversal ST en el arreglo de tubos triangular 60° seleccionada para el HRSG

(Fuente. Procesos de Transferencia de calor. Donald Kern)

El valor Pitch o de separación transversal ST entre los centros de los tubos estará definido por el diámetro exterior de los tubos, según la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Distancia transversal ST en función del arreglo y diámetro exterior de tubos

D _{ext.} tubos	Arreglo triangular Pt (pulg)	Arreglo cuadrado Pt (pulg)
3/4	15/16	
3/4	1	1 1/4
1 1/2	1 7/8	1 7/8
>1 1/2	Min. de 1.5 * D _{ext} tubo	1.5 * D _{ext} tubo

(Fuente. Heat Exchangers, Seletion rating and Thermal Design, Second Edition. Sadik Kajac)

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro.

El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable.

Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo.

Los tubos de 3/4 , 1, 2 plg de diámetro son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor.

Los tubos de calor del HRSG deben ser de acero inoxidable y probados de acuerdo a las normas ASTM A213-09 y ASTM A1016:

1. Prueba hidráulica de alta presión: mínimo 10 MPa.
2. Eddy corriente de prueba, prueba de ultrasonidos
3. Prueba mecánica
4. OD y la prueba de tolerancia a WT.

Las características de los tubos seleccionadas serán las siguientes, y se encuentran detalladas en el anexo 6,

$$\left. \begin{array}{l} \varnothing_T = 2 \text{ plg} \rightarrow \text{SCH40} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} d_{in} = 2,067 \text{ plg} \\ D_{EX} = 2,375 \text{ plg} \\ t_w = 0,154 \text{ plg} \\ t_w = 3,66 \text{ lb/pie} \\ L_{tb} = 10 \text{ pie} \\ W_{tb} = 36,6 \text{ lb} \rightarrow 16,6 \text{ kg} \end{array}$$

Donde,

\varnothing_T : Diámetro nominal del tubo cédula 40 (SCH40) (plg).

D_{ex} : Diámetro exterior (plg).

d_{in} : Diámetro interior (plg).

t_w : Espesor de la pared del tubo (plg).

Como el diámetro de tubos seleccionado es de 2 plg, de la tabla 4.3 se obtiene el valor Pitch:

$$Pitch = ST = 1.5 \times D_{EX} \quad \text{Ec. (4.31)}$$

Determinando ST,

$$ST = 1.5 \times D_{EX} = 1.5 \times 2.375 \text{ (plg)}$$

$$ST = 1.5 \times D_{EX} = 1.5 \times 2.375 \text{ (plg)}$$

$$ST = 3,56 \text{ (plg)} \approx 3,6 \text{ (plg)}$$

Para determinar la distancia entre filas o separación transversal de los tubos, se obtendrá de la configuración geométrica del banco de tubos antes seleccionada, escalonada triangular a 60°.

En la figura 4.18 se encuentra representada con las distancias: longitudinal ST y transversal SL entre tubos de una misma fila y entre filas.

$$Sen(60^\circ) = \frac{SL}{ST} \quad \text{Ec. (4.32)}$$

$$SL = ST \times Sen(60^\circ) = 3,12 \text{ (plg)}$$

Para determinar las superficies de transferencia de calor requeridas por el HRSG, por cada una de sus secciones: Economizador, Evaporador, Super calentador, se va a seguir la metodología descrita por el Dr. V Ganapathy en su publicación del año 2003 "*Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators*".

4.10.1. Cálculo del economizador

Con base en las temperaturas de diseño descritas en la tabla 4.2, las condiciones de diseño son las siguientes:

Temperaturas de los gases de escape a la entrada y salida del economizador.

$$T_{GE(Z)} = 199,07 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 472,22 \text{ K}$$

$$T_{GE(W)} = 166,6 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 439,75 \text{ K}$$

Temperaturas del agua a la entrada y salida del economizador.

$$T_e = 60,5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 333,65 \text{ K}$$

$$T_d = 179,07 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 452,22 \text{ K}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_v = 3 \text{ kg/s} \rightarrow 23810 \text{ (lb/hr)} \quad \text{(Flujo másico de agua)}$$

$$\dot{m}_{GET} = 40,8 \text{ kg/s} \rightarrow 323815 \text{ (lb/hr)}$$

Se determina la velocidad másica de los gases de escape (G_{GE}),

$$G_{GE} = 12 \times \frac{\dot{m}_{GET}}{N_w \cdot L \cdot (ST - D_{EX})} \quad \text{Ec. (4.33)}$$

donde,

N_w : Número de tubos en sección transversal.

L : Longitud de los tubos. (10 ft – Longitud comercial para intercambiadores de calor).

ST : Valor Pitch o de separación longitudinal ST entre los centros de los tubos.

D_{EX} : Diámetro exterior de los tubos.

Se procede a determinar el número de tubos en (N_w), de la sección transversal del HRSG,

$$N_w = \frac{w}{ST/12} \quad \text{Ec. (4.34)}$$

w : Ancho del HRSG seleccionado (12 ft)

$$N_w = \frac{12 \text{ ft}}{3,6/12}$$

$$N_w = \frac{12 \text{ ft}}{3,6/12} = 40 \text{ tubos}$$

Reemplazando en la ecuación 4.33,

$$G_{GE} = 12 \times \frac{323.815 \text{ lb/hr}}{40 \times 10 \text{ ft} \times (3,6 \text{ plg} - 2,375)}$$

$$G_{GE} = 7930 \text{ (lb/ft}^2 \cdot \text{h)}$$

Luego se determina el número de Reynolds,

$$Re = \frac{G \cdot D_{EX}}{12 \cdot \mu} \quad \text{Ec. (4.35)}$$

El valor de la viscosidad dinámica (μ) ($lb/ft.h$) de los gases de escape se obtiene con la temperatura de película (T_{film}) en la sección del economizador es decir entre los puntos Z y W de la curva de gases de escape. La temperatura de película se obtiene de la temperatura media entre los gases de escape $T_{GEm(Z-W)}$ y la temperatura media del agua $T_{vm(d-e)}$.

$$T_{film(Z-W)} = \frac{T_{GEm(Z-W)} + T_{vm(d-e)}}{2} \quad \text{Ec. (4.36)}$$

$$T_{GEm(Z-W)} = \frac{T_{GE(Z)} + T_{GE(W)}}{2}$$

$$T_{GEm(Z-W)} = \frac{472,22 + 439,75}{2} = 456 \text{ K} \approx 361,13^\circ F$$

$$T_{Wm(d-e)} = \frac{T_{v(d)} + T_{v(e)}}{2}$$

$$T_{Wm(d-e)} = \frac{452,22 + 321,35}{2} = 386,78 \text{ K} \approx 236,54^\circ F$$

$$T_{film(Z-W)} = \frac{361,13 + 236,54}{2} = 298,83^\circ F$$

Con este valor de temperatura se puede interpolar los valores de viscosidad dinámica (μ) ($lb/ft.h$), calor específico (C_p) ($Btu / lb \cdot ^\circ F$) y conductividad térmica (k) ($Btu / ft.h \cdot ^\circ F$) de los gases de escape, de la tabla A6 de "Flue gases properties" del Anexo 7.

$$T_{film(Z-W)} = 298,83^\circ F \quad \left\{ \begin{array}{l} \mu_{GE} = 0,0544 \text{ (lb/ft.h)} \\ C_{p_{GE}} = 0,263 \text{ (Btu/lb}^\circ F) \\ k_{GE} = 0,0194 \text{ (Btu / ft.h}^\circ F) \end{array} \right.$$

Calculando el número de Reynolds,

$$Re = \frac{7930 \times 2,375}{12 \times 0,0544}$$

$$Re = 29064,7 \approx 29065$$

Luego se determina el número de Nusselt.

Existen dos métodos, el primero es utilizando la correlación de Grimson's ampliamente utilizado para *Flue gases* o gases de escape y aire, y el segundo método es determinando el número de Prandt.

a) Número de Nusselt mediante la correlación de Grimson's

La ecuación para determinar el número de Nusselt es la siguiente,

$$Nu = B \times Re^N \tag{Ec. (4.37)}$$

Los coeficientes B y N, se obtienen de la tabla 4.4.

Tabla 4.4. Distancia transversal ST en función del arreglo y diámetro exterior de tubos

S_L/d	$S_T/d = 1.25$		$S_T/d = 1.5$		$S_T/d = 2$		$S_T/d = 3$	
	B	N	B	N	B	N	B	N
Staggered								
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.50	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.0	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.0	0.310	0.592	0.356	0.580	0.44	0.562	0.421	0.574
In-line								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.0	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.0	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608

(Fuente. V. Ganapathy (2008). Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators. Design, Applications and Calculations)

El valor de ST corresponde al pitch calculado con la ecuación 4.31. El valor de DEX corresponde al diámetro externo de los tubos de transferencia de calor seleccionados para el HRSG,

$$\frac{ST}{D_{EX}} = \frac{3,6}{2,375} = 1,5$$

$$\frac{SL}{D_{EX}} = \frac{3,12}{2,375} = 1,31$$

Con las razones calculadas arriba se ingresa a la tabla 4.4 y se obtiene los coeficientes B y N. Se considerarán los coeficientes para arreglo de tubos escalonado (*staggered*) ya que es el arreglo de tubos propuesto (escalonada a 60°) para el equipo HRSG.

$$B = 0,48 \quad ; \quad N = 0,557$$

Reemplazando en la ecuación 4.37,

$$Nu = 0,48 \times (29065)^{0,557}$$

$$Nu = 145,6 \approx 146$$

b) Número de Nusselt mediante el número de Prandt

El número de Prandt se obtiene mediante la siguiente ecuación.

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad \text{Ec. (4.38)}$$

Como ya se determinó los valores de viscosidad dinámica (μ), calor específico (C_p) y conductividad térmica (k) de los gases de escape, se reemplaza en la ecuación anterior,

$$Pr = \frac{0,0544 \times 0,263}{0,0194}$$

$$Pr = 0,737$$

Con el número de Prandt calculado, se puede calcular el número de Nusselt mediante la siguiente ecuación,

$$Nu = 0,33 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad \text{Ec. (4.39)}$$

$$Nu = 0,33 \times (29065)^{0,6} \times (0,737)^{0,33}$$

$$Nu = 142,9 \approx 143$$

Como se puede observar, el valor calculado por cualquiera de los dos métodos es bastante aproximado, con lo que se comprueba la precisión del método de Grimson's para determinar el número de Nusselt en *Flue gases* o gases de escape.

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor, se empleará la siguiente ecuación,

$$Nu = \frac{hc \cdot D_{EX}}{12 \cdot k} \quad \text{Ec. (4.40)}$$

Como ya se determinó el número de Nusselt (Nu) y se dispone de los valores de conductividad térmica de los gases de escape (k) y diámetro externo (D_{EX}) de los tubos, se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado externo de los tubos es decir por donde fluyen los gases de escape,

$$hc = \frac{12 \cdot k \cdot Nu}{D_{EX}} \quad \text{Ec. (4.41)}$$

$$hc = \frac{12 \times 0,0194 \times 146}{2,375}$$

$$hc = 14,311 \text{ (Btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

Como se revisó en el punto 4.9, al ser la temperatura de los gases de escape en este punto inferior a 800°F (426°C), un factor de transferencia de calor por radiación (h_R) se puede omitir. Por lo que el coeficiente de transferencia de calor estará determinado solo por el efecto de convección hc . Es decir que la ecuación 4.18 del coeficiente de

transferencia de calor del lado externo de los tubos se puede simplificar y quedará regido solo por el coeficiente convectivo calculado,

$$h_o = h_c + \overset{0}{h_R} \quad \text{Ec. (4.42)}$$

$$h_o = h_c$$

$$h_o = 14,31 \text{ (Btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

Ahora se procede a determinar el coeficiente de transferencia de calor convectivo interno de los tubos mediante la ecuación,

$$hi = 2,44 \frac{(\dot{m}_W)^{0,8} \cdot (k_W)^{0,6} \cdot (Cp_W)^{0,4}}{(d_{in})^{1,8} \cdot (\mu_W)^{0,4}} \quad \text{Ec. (4.43)}$$

Según se había determinado, el flujo másico de agua es $\dot{m}_v = \dot{m}_W = 23810 \text{ (lb/h)}$

Para determinar las propiedades del agua en el economizador, se utilizará la temperatura promedio del agua en los puntos de ingreso y salida del economizador.

$$T_{Wm(d-e)} = 236,54 \text{ °F}$$

Con este valor de temperatura se puede interpolar los valores de viscosidad dinámica (μ) (lb/ft.h), calor específico (Cp) (Btu / lb.°F) y conductividad térmica (k) (Btu / ft.h°F) del agua, se encuentra en la tabla A6 del agua en el anexo 8,.

$$T_{Wm(d-e)} = 236,54 \text{ °F} \quad \left\{ \begin{array}{l} \mu_W = 0,4248 \text{ (lb/ft.h)} \\ Cp_W = 1,0329 \text{ (Btu/lb°F)} \\ k_W = 0,686 \text{ (W/m}^\circ\text{K)} \approx 0,396 \text{ (Btu / ft.h}^\circ\text{F)} \end{array} \right.$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.43,

$$hi = 2,44 \frac{(23810)^{0,8} \times (0,396)^{0,6} \times (1,0329)^{0,4}}{(2,067)^{1,8} \times (0,4248)^{0,4}} \text{ (Btu / ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

$$hi = 1714,5 \text{ (Btu / ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

Existe una correlación expuesta por el Dr. V. Ganapathy en su libro “*Industrial boilers and heat recovery steam generators*” la cual sirve para determinar el valor de transferencia de calor del agua en el lado interno de los tubos (hi) mediante la siguiente ecuación.

$$hi = (150 + 1,55 \times t) \cdot \frac{V^{0,8}}{di^{0,2}} \quad \text{Ec. (4.44)}$$

Esta correlación **solo se aplicará** para agua caliente ($t < 300^\circ F$) que circule por el interior de tubos, por lo que es aplicable a nuestro caso.

donde:

V : velocidad del agua, fps

di : diámetro interior de los tubos, plg

t : temperatura de película del fluido, °F

V en *fps* o *pies /s* del fluido dentro de los tubos se calculará con la siguiente ecuación,

$$V = 0,05 \times W \times \frac{v}{di^2} \quad (fps) \quad \text{Ec. (4.45)}$$

Donde:

W : flujo másico del fluido (*lb / h*)

v : volumen específico del fluido (*cu ft /lb*) o (*ft³ / lb*)

di : diámetro interior de los tubos (*plg*)

Como se había determinado antes el valor de W o $\dot{m}_v = 23810$ (*lb/hr*)

El valor del volumen específico (v) se determinará a la temperatura promedio del agua en el economizador. Este valor ya fue determinado anteriormente:

$$T_{Wm(d-e)} = 236,54^\circ F \quad \left\{ \begin{array}{l} v = 0,0175 \text{ ft}^3 / \text{lb} \end{array} \right.$$

$$V = 0,05 \times 23810 \times \frac{0,0175}{(2,067)^2} = 4,87 \text{ fps}$$

Esta velocidad cumple con el rango normal para el fluido en estado líquido dentro de los tubos del HRSG, cuyos valores deben estar comprendidos en los valores señalados en la siguiente tabla,

Tabla 4.5. Rangos normales de Velocidad de fluido dentro de tubos de intercambiador de calor

Liquid Water : 3 – 12 <i>fps</i>
Steam : 50 – 200 <i>fps</i>

(Fuente. Heat Exchangers, Seletion rating and Thermal Design, Second Edition. Sadik Kajac)

Ahora se procede a determinar el valor de hi con la ecuación 4.44,

$$hi = (150 + 1,55 \times 236,54) \cdot \frac{4,9^{0,8}}{2,067^{0,2}}$$

$$hi = 1594 \text{ (Btu /ft}^2 \cdot \text{h } ^\circ\text{F)}$$

Como se puede observar, este el valor no es muy distinto del valor obtenido mediante la ecuación 4.43. con una diferencia de solo el 7%.

Se usará el valor más representativo de $hi = 1714,5 \text{ (Btu /ft}^2 \cdot \text{h } ^\circ\text{F)}$ para calcular el coeficiente global de transferencia de calor.

La conductividad del acero K_m al carbono de los tubos de la tabla está indicada en el Anexo 9,

$$K_m = 60,5 \text{ (W /m}^\circ\text{K)} \approx 35 \text{ (Btu/ft. h. } ^\circ\text{F)}$$

Los *fouling factors* o factores de incrustación *ffi* y *ffo*, típicos para tubos lisos sin aletas, expuestos a gases de escape, son 0,001 ($ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F / Btu$).

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.29 se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U .

$$\frac{1}{U} = \frac{do}{h_i d_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{do}{24K_m} \times \ln \frac{do}{d_i} + ffi \times \frac{do}{d_i} + ffo$$

$$\frac{1}{U} = \frac{2,375}{(1714,5) \cdot (2,067)} + \frac{1}{(14,31)} + \frac{2,375}{24(35)} \times \ln \left(\frac{2,375}{2,067} \right) + 0,001 \times \frac{2,375}{2,067} + 0,001$$

$U = 13,68 \text{ (Btu / ft}^2 \cdot h \cdot ^\circ F)$

Luego de este análisis se puede observar que el valor del coeficiente global de transferencia de calor U es bastante próximo al coeficiente de transferencia de calor externo o por convección de los gases de escape, ($h_o = 14,31 \text{ Btu/ft}^2 \cdot h \cdot ^\circ F$), con lo que queda en evidencia que este valor es mandatorio para el proceso de transferencia de calor en el HRSG y es el que determinará la superficie de transferencia de calor requerida.

Con la ecuación 4.46 se procede a determinar la temperatura media logarítmica $MLDT$ para el economizador.

$$MLDT = \frac{(T_{GE1} - T_{W2}) - (T_{GE2} - T_{W1})}{\ln \left(\frac{T_{GE1} - T_{W2}}{T_{GE2} - T_{W1}} \right)} = \frac{(T_{GE(Z)} - T_{W(d)}) - (T_{GE(W)} - T_{W(e)})}{\ln \left(\frac{T_{GE(Z)} - T_{W(d)}}{T_{GE(W)} - T_{W(e)}} \right)} \quad \text{Ec. (4.46)}$$

$$MLDT = \frac{(390,32 - 354,32) - (331,88 - 118,76)}{\ln \left(\frac{390,32 - 354,32}{331,88 - 118,76} \right)} = 99,59 \text{ } ^\circ F$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.27 y despejando el área de transferencia de calor requerida,

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$A_{EC} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} = \frac{Q}{U \cdot MLDT}$$

$$\dot{Q}_{EC} = 1635,78 \left(\frac{kJ}{s} \right) \approx 5578,85 \times 10^3 \left(\frac{BTU}{h} \right)$$

$$A_{EC} = \frac{Q}{U \cdot MLDT}$$

$$A_{EC} = \frac{5578,85 \times 10^3}{(13,68) \times (99,59)} = 4094,90 \text{ ft}^2$$

Como el área de transferencia de calor estará determinada por los tubos, se va a determinar su área exterior individual para luego determinar el número de tubos requerido,

$$\phi_T = 2 \text{ plg} \rightarrow SCH40 \quad \left\{ \begin{array}{l} D_{EX} = 2,375 \text{ plg} \\ L = 10 \text{ ft} \end{array} \right.$$

Área exterior de cada tubo,

$$A_{tubo} = D_{EX} \cdot \pi \cdot L \quad \text{Ec. (4.47)}$$

$$A_{tubo} = 6,217 \text{ ft}^2$$

Se procede a calcular el número de tubos mediante la siguiente ecuación,

$$Nt_{EC} = \frac{A_{EC}}{A_{tubo}} \quad \text{Ec. (4.48)}$$

$$Nt_{EC} = \frac{4094,90}{6,217}$$

$$Nt_{EC} = 658,78 \text{ tbs} \approx 659 \text{ tbs}$$

Se procede a calcular el peso total de los tubos, este valor servirá de utilidad más adelante para realizar el análisis económico del sistema.

$$W_{tbs-EC} = 659 \times 36,6 \text{ lb}$$

$$W_{tbs-EC} = 24119,4 \text{ lb} \rightarrow 10940,37 \text{ kg}$$

En la sección 4.4 se determinó la sección transversal del HRSG, según la cual el número de tubos es $Nw = 40$.

Luego se determina el número de filas del economizador.

$$Nt_{EC} = Nw \times Nd \quad \text{Ec. (4.49)}$$

$$Nd = \frac{Nt_{EC}}{Nw}$$

$$Nd = \frac{659}{40} = 16,5 \approx 17 \text{ filas}$$

La longitud del economizador según el número de filas, es la siguiente:

$$Ld = Nd \times SL \quad \text{Ec. (4.50)}$$

En donde $SL = 3,12$ (plg) es la distancia longitudinal entre filas antes calculada. Esta distancia como se revisó, depende del *Pitch* o distancia transversal entre ejes de los tubos y el arreglo triangular seleccionado para el diseño.

$$Ld_{EC} = 17 \times \frac{3,12}{12} \text{ (ft)}$$

$$Ld_{EC} = 4,42 \text{ ft} \approx 1,34 \text{ m}$$

Siguiendo el mismo sistema de cálculo, se va a determinar las dimensiones de los otros componentes del HRSG.

4.10.2. Cálculo del evaporador

Temperaturas de los gases de escape a la entrada y salida del evaporador.

$$T_{GE(Y)} = 348,85 \text{ °C} \rightarrow 623 \text{ K}$$

$$T_{GE(Z)} = 199,07 \text{ °C} \rightarrow 472,22 \text{ K}$$

Temperaturas del agua a la entrada y salida del evaporador.

$$T_d = 179,07 \text{ °C} \rightarrow 452,22 \text{ K}$$

$$T_b = 184,07 \text{ °C} \rightarrow 457,22 \text{ K}$$

Flujo másico de agua

$$\dot{m}_w = \dot{m}_v = 3 \text{ kg /s} \rightarrow 23810 \text{ (lb/hr)}$$

Flujo másico de los gases de escape

$$\dot{m}_{GET} = 40,8 \text{ kg /s} \rightarrow 323815 \text{ (lb/hr)}$$

La velocidad másica de los gases de escape (G) es la misma del economizador.

$$G = 7930 \text{ (lb/ft}^2 \cdot \text{h)}$$

Luego se determina el número de Reynolds, este valor si cambiará ya que la viscosidad dinámica depende de la temperatura de película del fluido en esta sección del HRSG.

$$Re = \frac{G \cdot D_{EX}}{12 \cdot \mu} \quad \text{Ec. (4.51)}$$

El valor de la viscosidad dinámica (μ) ($\text{lb/ft} \cdot \text{h}$) de los gases de escape se obtiene con la temperatura de película (T_{film}) en la sección del evaporador es decir entre los puntos Y y Z de la curva de gases de escape.

La temperatura de película se obtiene de la temperatura media entre los gases de escape $T_{GEm(Y-Z)}$ y la temperatura media del agua entre los puntos b y d ($T_{vm(d-b)}$) de la gráfica de T-S del HRSG.

$$T_{film(Y-Z)} = \frac{T_{GEm(Y-Z)} + T_{Wm(d-b)}}{2} \quad \text{Ec. (4.52)}$$

$$T_{film(Y-Z)} = \frac{(623 + 472,22)/2 + (452,22 + 457,22)/2}{2} = 501,16 \text{ K} \approx 442,42 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con este valor de temperatura se puede interpolar los valores de viscosidad dinámica (μ) ($lb/ft.h$), calor específico (C_p) ($Btu / lb.^\circ F$) y conductividad térmica (k) ($Btu / ft.h^\circ F$) de los gases de escape, de la tabla A6 del anexo 7.

$$T_{film(Y-Z)} = 442,42 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \left\{ \begin{array}{l} \mu_{GE} = 0,0601 \text{ (lb/ft.h)} \\ C_{pGE} = 0,267 \text{ (Btu/lb}^\circ\text{F)} \\ k_{GE} = 0,0218 \text{ (Btu / ft.h }^\circ\text{F)} \end{array} \right.$$

Calculando el número de Reynolds,

$$Re = \frac{7930 \times 2,375}{12 \times 0,0601}$$

$$Re = 26114,6 \approx 26115$$

Luego se determina el número de Nusselt mediante la correlación de Grimson's que según se reviso tiene una buena precisión.

a) Cálculo del número de Nusselt mediante la correlación de Grimson's

Los coeficientes B y N , serán los mismos que se determinó para el economizador ya que dependen de la geometría del arreglo de los tubos y es el mismo en el evaporador.

$$B = 0,48 \quad ; \quad N = 0,557$$

Reemplazando en la ecuación 4.53,

$$Nu = B \times Re^N \quad \text{Ec. (4.53)}$$

$$Nu = 0,48 \times (26115)^{0,557}$$

$$Nu = 138,5$$

Con el valor de Nu se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo externo con la siguiente ecuación 4.41,

$$hc = \frac{12 \cdot k \cdot Nu}{D_{EX}}$$

$$hc = \frac{12 \times 0,0218 \times 138,5}{2,375}$$

$$hc = 15,25 \text{ (Btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

Al igual que en el cálculo del economizador, como la temperatura de los gases de escape es inferior a 800°F (426°C), un factor de transferencia de calor por radiación (h_R) se puede omitir ya que es despreciable. Por lo que el coeficiente de transferencia de calor por el lado externo de los tubos, estará dominado solo por el efecto de la convección hc .

$$h_o = h_c$$

$$h_o = 15,25 \text{ (Btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

Se procede a determinar el coeficiente de transferencia de calor interno de los tubos mediante la ecuación 4.54,

$$hi = 2,44 \frac{(\dot{m}_W)^{0,8} \cdot (k_W)^{0,6} \cdot (Cp_W)^{0,4}}{(d_{in})^{1,8} \cdot (\mu_W)^{0,4}} \quad \text{Ec. (4.54)}$$

El flujo másico de agua según se determinó en el punto 4.1.1 es $\dot{m}_W = 23810 \text{ (lb/h)}$

Para determinar las propiedades del vapor de agua en el evaporador, se utilizará la temperatura promedio en la sección del evaporador $T_{Wm(d-b)}$.

$$T_{Wm(d-b)} = \frac{452,22 + 457,22}{2} = 454,72 \text{ K} \rightarrow 358,82^\circ\text{F}$$

Con este valor de temperatura se puede interpolar los valores de viscosidad dinámica (μ) ($lb/ft.h$), calor específico (Cp) ($Btu / lb.^{\circ}F$) y conductividad térmica (k) ($Btu / ft.h.^{\circ}F$) del agua, de la tabla A6a del anexo 8.

$$\left. \begin{array}{l} T_{Wm(d-b)} = 358,82^\circ\text{F} \\ P_{b-d} = 1,1 \text{ MPa} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \mu_W = 0,042 \text{ (lb/ft.h)} \\ Cp_W = 0,547 \text{ (Btu/lb}^\circ\text{F)} \\ k_W = 0,044 \text{ (W/m}^\circ\text{K)} \approx 0,0255 \text{ (Btu / ft.h}^\circ\text{F)} \\ \gamma = 0,2937 \text{ (lbm / ft}^3\text{)} \\ x = 1 \end{array}$$

Como se puede observar, bajo estas condiciones de presión y temperatura la calidad ($x = 1$) es decir que el fluido se encuentra totalmente en fase de vapor, es decir que el evaporador si está cumpliendo su función.

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.54,

$$hi = 2,44 \frac{(23810)^{0,8} \times (0,0255)^{0,6} \times (0,547)^{0,4}}{(2,067)^{1,8} \times (0,042)^{0,4}} \text{ (Btu / ft}^2\text{.h}^\circ\text{F)}$$

$$hi = 647,14 \text{ (Btu / ft}^2\text{.h}^\circ\text{F)}$$

Como se revisó en el párrafo anterior en el evaporador la calidad del vapor es $x=1$, por lo que será importante determinar la velocidad del fluido, ya que al haberse vaporizado el agua ocupará un mayor volumen y por ende aumentará su velocidad. Los límites de velocidad recomendados para líquido y vapor en el diseño de equipos HRSG están determinado en la tabla 4.5.

Se determina la velocidad másica del vapor dentro de los tubos.

$$G_{Wt} = \frac{\dot{m}_W}{A_{Tb} \times N_w} \quad (lb/ft^2 \cdot h) \quad \text{Ec. (4.55)}$$

El A_{Tb} o área interior de los tubos es de $0,0234 \text{ ft}^2$. ($d_{in} = 2,067 \text{ plg}$)

$$G_{Wt} = \frac{23810}{0,0234 \times 40} = 25438 \quad (lb/ft^2 \cdot h)$$

Se calcula la velocidad del vapor al interior de los tubos del evaporador.

$$V = \frac{G_{Wt}}{3600 \times \gamma} \quad (ft/s) \quad \text{Ec. (4.56)}$$

$$V = \frac{25438}{3600 \times 0,2937} = 24,05 \quad (ft/s)$$

Como la velocidad del vapor dentro de los tubos $V < 100 \text{ fps}$ está dentro del rango aceptable que evita problemas de vibración y ruido. Estos rangos de velocidad están indicados en la Tabla. 4.5

La conductividad del acero K_m al carbono de los tubos, está determinado en la tabla indicada en el anexo 9.

$K_m = 60,5 \text{ (W/m}^\circ\text{K)} \approx 35 \text{ (Btu/ft.h.}^\circ\text{F)}$

Los *fouling factors* o factores de incrustación ff_i y ff_o , típicos para tubos lisos sin aletas, expuestos a gases de escape, son $0,001 \text{ (ft}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{F / Btu)}$.

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.29, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U .

$$\frac{1}{U} = \frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{24K_m} \times \ln \frac{d_o}{d_i} + ff_i \times \frac{d_o}{d_i} + ff_o$$

$$\frac{1}{U} = \frac{2,375}{(647,14) \cdot (2,067)} + \frac{1}{(15,25)} + \frac{2,375}{24(35)} \times \ln\left(\frac{2,375}{2,067}\right) + 0,001 \times \frac{2,375}{2,067} + 0,001$$

$$U_{EV} = 14,30 \text{ (Btu / ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

Aquí al igual que sucede en el análisis del coeficiente global transferencia de calor U_{EC} del economizador, el valor de U_{EV} calculado para el Evaporador es bastante próximo al coeficiente de transferencia de calor externo o por convección de los gases de escape ($h_o = 15,25 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}$) en esta sección del HRSG, con lo cual se evidencia una vez más que el coeficiente de transferencia de calor por convección es el que determinará la superficie de transferencia de calor requerida.

Con la ecuación 4.57 se procede a determinar la temperatura media logarítmica $LMTD$ para el evaporador.

$$MLDT = \frac{(T_{GE(Y)} - T_{w(b)}) - (T_{GE(Z)} - T_{w(d)})}{\ln\left(\frac{T_{GE(Y)} - T_{w(b)}}{T_{GE(Z)} - T_{w(d)}}\right)} \quad \text{Ec. (4.57)}$$

$$MLDT = \frac{(659,3 - 363,32) - (390,32 - 354,32)}{\ln\left(\frac{659,3 - 363,32}{390,32 - 354,32}\right)} = 123,4 \text{ °F}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.27 y despejando el área de transferencia de calor requerida,

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$A_{EV} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} = \frac{Q}{U \cdot MLDT}$$

$$\dot{Q}_{EV} = 6056,55 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right) \approx 20665,8 \times 10^3 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}}\right)$$

$$A_{EV} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T}$$

$$A_{EV} = \frac{20665,80 \times 10^3}{(14,30) \times (123,4)} = 11711,18 \text{ ft}^2$$

Calculando el número de tubos requerido.

$$A_{EX-tubo} = 6,217 \text{ ft}^2$$

Se procede a calcular el número de tubos mediante la siguiente ecuación,

$$Nt_{EV} = \frac{A_{EC}}{A_{EX-tubo}} = \frac{11711,18}{6,217} \quad \text{Ec. (4.58)}$$

$$Nt_{EV} = 1883,7 \text{ tbs} \approx 1884 \text{ tbs}$$

Calculando el peso,

$$W_{tbs-EV} = 1884 \times 36,6 \text{ lb}$$

$$W_{tbs-EV} = 68954,4 \text{ lb} \rightarrow 31277,18 \text{ kg}$$

Como la sección transversal del HRSG está conformada por $Nw = 40$. Se determina el número de filas de tubos del evaporador,

$$Nd = \frac{1884}{40} = 47,1 \text{ filas} \Rightarrow 47 \text{ filas}$$

La longitud del evaporador según el número de filas, es la siguiente:

$$Ld = Nd \times SL$$

$$Ld_{EV} = 47 \times \frac{3,12}{12} \text{ (ft)}$$

$$Ld_{EV} = 12,22 \text{ ft} \approx 3,72 \text{ m}$$

4.10.3. Cálculo del super calentador

Temperaturas de los gases de escape a la entrada y salida del supercalentador.

$$T_{GE(X)} = 376 \text{ °C} \rightarrow 649,15 \text{ K}$$

$$T_{GE(Y)} = 348,85 \text{ °C} \rightarrow 623 \text{ K}$$

Temperaturas del agua a la entrada y salida del evaporador.

$$T_b = 184,07 \text{ °C} \rightarrow 457,22 \text{ K}$$

$$T_a = 350 \text{ °C} \rightarrow 623,15 \text{ K}$$

Flujo másico de agua (estado de vapor)

$$\dot{m}_{v1} = 2,94 \text{ (kg /s)} \rightarrow 23333,72 \text{ (lb/hr)}$$

Flujo másico de los gases de escape

$$\dot{m}_{GET} = 40,8 \text{ kg /s}$$

La velocidad másica de los gases de escape (G) es la misma que la del Economizador y Evaporador.

$$G = 7930 \text{ (lb/ft}^2 \cdot \text{h)}$$

Luego se determina el número de Reynolds.

$$Re = \frac{G \cdot D_{EX}}{12 \cdot \mu}$$

El valor de la viscosidad dinámica (μ) (lb/ft.h) de los gases de escape se obtiene con la temperatura de película (T_{film}) en la sección del super calentador es decir entre los puntos X y Y de la gráfica T-S del HRSG.

La temperatura de película se obtiene de la temperatura media entre los gases de escape $T_{GEm(X-Y)}$ y la temperatura media del agua $T_{vm(a-b)}$.

$$T_{film(X-Y)} = \frac{T_{GEm(X-Y)} + T_{vm(a-b)}}{2}$$

$$T_{film(X-Y)} = \frac{(649,15 + 623)/2 + (623,15 + 457,22)/2}{2} = 588,13 \text{ K} \approx 599 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con este valor de temperatura se puede interpolar los valores de viscosidad dinámica (μ) ($lb/ft.h$), calor específico (Cp) ($Btu / lb.^{\circ}F$) y conductividad térmica (k) ($Btu / ft.h.^{\circ}F$) de los gases de escape, de la tabla A6 del anexo 7.

$$T_{film(X-Y)} = 599 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \left\{ \begin{array}{l} \mu_{GE} = 0,067 \text{ (lb/ft.h)} \\ Cp_{GE} = 0,273 \text{ (Btu/lb}^{\circ}\text{F)} \\ k_{GE} = 0,0247 \text{ (Btu / ft.h }^{\circ}\text{F)} \end{array} \right.$$

Calculando el número de Reynolds,

$$Re = \frac{7930 \times 2,375}{12 \times 0,067}$$

$$Re = 23425$$

Luego se determina el número de Nusselt mediante la correlación de Grimson's que según se reviso tiene una buena precisión.

a) Cálculo del número de Nusselt mediante la correlación de Grimson's

Los coeficientes B y N , serán los mismos que se determinó para el economizador ya que dependen de la geometría del arreglo de los tubos y es el mismo en el super calentador.

$$B = 0,48 \quad ; \quad N = 0,557$$

Reemplazando en la ecuación 4.53,

$$Nu = B \times Re^N$$

$$Nu = 0,48 \times (23425)^{0,557}$$

$$Nu = 130,36$$

Con el valor de Nu se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo externo con la ecuación 4.41,

$$hc = \frac{12 \cdot k \cdot Nu}{D_{EX}}$$

$$hc = \frac{12 \times 0,0247 \times 130,36}{2,375}$$

$$hc = 16,26 \text{ (Btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

Al igual que en el cálculo del economizador y evaporador, como la temperatura de los gases de escape es inferior a 800°F (426°C), un factor de transferencia de calor por radiación (h_R) se puede omitir ya que es despreciable. Por lo que el coeficiente de transferencia de calor por el lado externo de los tubos, estará determinado solo por el efecto de la convección hc ,

$$h_o = h_c$$

$$h_o = 16,26 \text{ (Btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F)}$$

Se procede a determinar el coeficiente de transferencia de calor interno de los tubos mediante la ecuación 4.54,

$$hi = 2,44 \frac{(\dot{m}_W)^{0,8} \cdot (k_W)^{0,6} \cdot (Cp_W)^{0,4}}{(d_{in})^{1,8} \cdot (\mu_W)^{0,4}}$$

El flujo másico de agua en estado de vapor según se determinó será de $\dot{m}_{v1} = 2,94 \text{ (kg /s)} \rightarrow 23333,72 \text{ (lb/hr)}$

Para determinar las propiedades del vapor de agua en el super calentador, se utilizará la temperatura promedio en la sección del evaporador $T_{Wm(a-b)}$.

$$T_{Wm(a-b)} = \frac{662 + 363,32}{2} = 512,66 \text{ } ^\circ F$$

Con este valor de temperatura se puede interpolar los valores de viscosidad dinámica (μ) ($lb/ft.h$), calor específico (Cp) ($Btu / lb.^{\circ}F$) y conductividad térmica (k) ($Btu / ft.h.^{\circ}F$) del agua, de la tabla A6a del anexo 8.

$$\left. \begin{array}{l} T_{Wm(a-b)} = 512,66 \text{ } ^\circ F \\ P_{b-d} = 1,1 \text{ MPa} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \mu_W = 0,041 \text{ (lb/ft.h)} \\ Cp_W = 0,54 \text{ (Btu/lb}^{\circ}F) \\ k_W = 0,042 \text{ (W/m}^{\circ}K) \approx 0,0250 \text{ (Btu / ft.h }^{\circ}F) \\ \gamma = 0,285 \text{ (lbm / ft}^3) \\ x = 1 \end{array}$$

Reemplazando estos valores en la 4.54,

$$hi = 2,44 \frac{(23333,72)^{0,8} \times (0,0250)^{0,6} \times (0,54)^{0,4}}{(2,067)^{1,8} \times (0,041)^{0,4}} \text{ (Btu / ft}^2 \cdot h \text{ } ^\circ F)$$

$$hi = 632,1 \text{ (Btu / ft}^2 \cdot h \text{ } ^\circ F)$$

Se determina la velocidad másica del vapor dentro de los tubos.

$$G_{wt} = \frac{\dot{m}_W}{A_{Tb} \times N_W} \text{ (lb/ft}^2 \cdot h)$$

El A_{Tb} o área interior de los tubos es de $0,0234 \text{ ft}^2$.

$$G_{wt} = \frac{23333,72}{0,0234 \times 40} = 24929,2 \text{ (lb/ft}^2 \cdot \text{h)}$$

Se calcula la velocidad del vapor al interior de los tubos del super calentador.

$$V = \frac{G_{wt}}{3600 \times \gamma} \text{ (ft/s)}$$

$$V = \frac{24929,2}{3600 \times 0,285} = 24,29 \text{ (ft/s)}$$

Como $V < 100 \text{ fps}$ está dentro del rango aceptable que evita problemas de vibración y ruido.

La conductividad del acero K_m al carbono de los tubos como se revisó es la siguiente,

$$K_m = 60,5 \text{ (W/m}^\circ\text{K)} \approx 35 \text{ (Btu/ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F)}$$

Los *fouling factors* o factores de incrustación ffi y ffo , típicos para tubos lisos sin aletas, expuestos a gases de escape, son $0,001 \text{ (ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F} / \text{Btu)}$.

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.29, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U .

$$\frac{1}{U} = \frac{do}{h_i d_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{do}{24 K_m} \times \ln \frac{do}{d_i} + ffi \times \frac{do}{d_i} + ffo$$

$$\frac{1}{U} = \frac{2,375}{(632,1) \cdot (2,067)} + \frac{1}{(16,26)} + \frac{2,375}{24 \cdot (35)} \times \ln \left(\frac{2,375}{2,067} \right) + 0,001 \times \frac{2,375}{2,067} + 0,001$$

$$U_{SH} = 15,18 \text{ (Btu / ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F)}$$

Con la ecuación 4.57 se procede a determinar la temperatura media logarítmica $LMTD$ para el supercalentador.

$$MLDT = \frac{(T_{GE(X)} - T_{w(a)}) - (T_{GE(Y)} - T_{w(b)})}{\ln\left(\frac{T_{GE(X)} - T_{w(a)}}{T_{GE(Y)} - T_{w(b)}}\right)}$$

$$MLDT = \frac{(708,8 - 662) - (659,93 - 363,32)}{\ln\left(\frac{708,8 - 662}{659,93 - 363,32}\right)} = 135,28 \text{ } ^\circ F$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.27 y despejando el área de transferencia de calor requerida,

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$A_{SH} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} = \frac{Q}{U \cdot MLDT}$$

$$\dot{Q}_{SH} = 1103 \left(\frac{kJ}{s}\right) \approx 3763,59 \times 10^3 \left(\frac{BTU}{h}\right)$$

$$A_{SH} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T}$$

$$A_{SH} = \frac{3763,59 \times 10^3}{(15,18) \times (135,28)} = 1832,7 \text{ } ft^2$$

Calculando el número de tubos requerido.

$$A_{EX-tubo} = 6,217 \text{ } ft^2$$

Se procede a calcular el número de tubos,

$$Nt_{SH} = \frac{1832,7}{6,217}$$

$$Nt_{SH} = 294,78 \Rightarrow 295 \text{ } tbs$$

Calculando el peso,

$$W_{tbs-SH} = 295 \times 36,6 \text{ lb}$$

$$W_{tbs-SH} = 10797 \text{ lb} \rightarrow 4897,4 \text{ kg}$$

Como la sección transversal del HRSG está conformada por $N_w = 40$. Se determina el número de filas de tubos del supercalentador con la siguiente ecuación,

$$Nd = \frac{295}{40} = 7,3 \text{ filas} \Rightarrow 7 \text{ filas}$$

La longitud del evaporador según el número de filas, es la siguiente:

$$Ld = Nd \times SL$$

$$Ld_{SH} = 7 \times \frac{3,12}{12} \text{ (ft)}$$

$$Ld_{SH} = 1,82 \text{ ft} \approx 0,55 \text{ m}$$

Con las longitudes parciales de cada sección del HRSG se puede calcular la longitud total con la ecuación 4.59.

$$LT_{HRSG} = Ld_{EC} + Ld_{EV} + Ld_{SH} \quad \text{Ec. (4.59)}$$

Reemplazando los valores calculados para cada sección,

$$LT_{HRSG} = 1,34 + 3,72 + 0,55$$

$$LT_{HRSG} = 5,61 \text{ m}$$

Según se revisó en el punto 4.10. las dimensiones de la sección transversal del HRSG serían las siguientes ($h = 11 \text{ ft}$; $w = 12 \text{ ft}$) o ($h = 3.35 \text{ m}$; $w = 3.65 \text{ m}$). En la figura 4.17, se observa el esquema dimensional del HRSG.

Esta longitud además permitirá optimizar el uso de las planchas de acero comercial cuyas dimensiones son $1200 \times 2400 \text{ mm}$. Con esta dimensión se cubrirá con tres planchas alineadas longitudinalmente la base y el techo del HRSG.

El área exterior del HRSG es la siguiente,

$$A_1 = 5,6 \times 3,65 \times 2 = 40,88 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 5,6 \times 3,35 \times 2 = 37,52 \text{ m}^2$$

$$A_{HRSG} = A_1 + A_2 = 78,4 \text{ m}^2$$

Con el área exterior se puede determinar las planchas de acero inoxidable SA-204 Gr.304 (8 x 1200 x 2400) mm que se requiere para construir la cubierta exterior del HRSG.

$$A_{Lamina} = 1,2 \times 2,4 = 2,88 \text{ m}^2$$

Planchas de acero requeridas,

$$T_{planchas} = \frac{A_{HRSG}}{A_{Lamina}} \quad \text{Ec. (4.60)}$$

$$T_{planchas} = \frac{78,4}{2,88}$$

$$T_{planchas} = 27$$

4.11. Selección del aislante térmico para el HRSG

Como el HRSG trabajará a altas temperaturas, por el flujo de los gases de escape de las tres (3) unidades Wartsila que atraviesan el equipo, por lo tanto es necesario cubrir el HRSG con un aislante térmico para evitar accidentes por quemaduras al personal técnico y operativo que se encargará mantener operando el sistema. El tipo de aislante escogido es del tipo “*rock wool board*” o lana de roca de 200 mm de espesor. En la figura 4.19, se observa la presentación y características de este aislante mineral. Por la configuración físico química que presenta, está en capacidad de brindar aislamiento tanto térmico como acústico del HRSG.

Product Description of rockwool

	Name	Rock wool board
	Density	50kg/m ³ - 160kg/m ³
	Thickness	30mm-200mm
	Application	Thermal insulation



Rock wool products are made from natural mineral wool such as basalt and dolomite. The natural rock are melted into melts in cupola at a very high temperature about 1500°C. The highest application temperature is 700°C. it has characters sound insulation , fireproof , waterproof and so on.

Figura 4.19. Presentación del “*rock wool board*” o lana de roca
(Fuente. Rose Wool Thermal Insulation – <http://www.rosewoolinsulation.com/company/>)

En el anexo 10 se puede revisar en detalle las características y presentación comercial del aislante seleccionado. En el exterior y sobre la capa de aislante, se cubrirá con una lámina de protección de acero mate SA-283 Gr-C de 2,5 mm de espesor. En la siguiente figura 4.20 se observa el esquema final dimensional del HRSG.

Los planos en detalle del sistema propuesto, se pueden observar en el anexo 12.

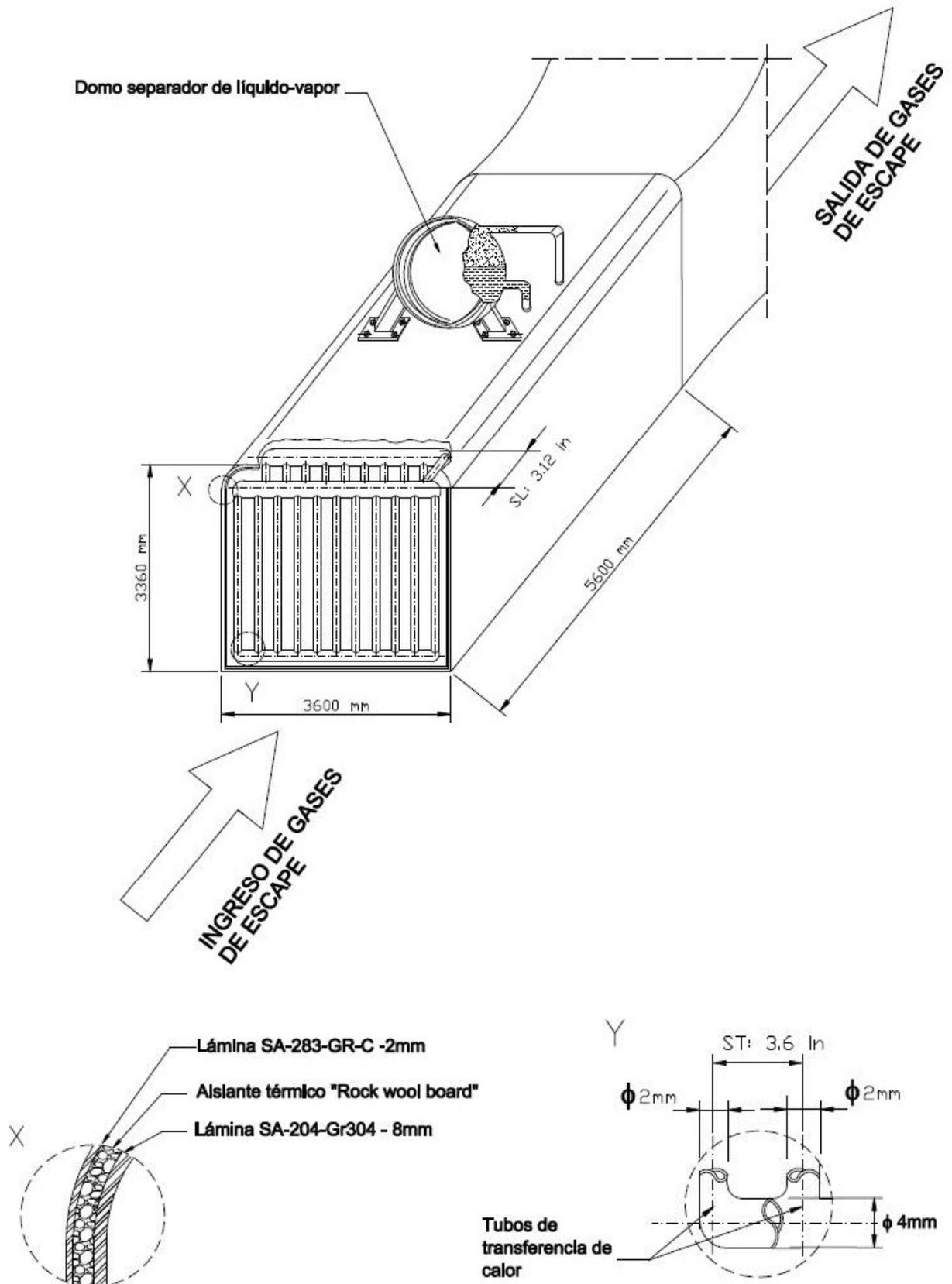


Figura 4.20. Plano dimensional del HRSG

Fuente. Propia

4.12. Caída de presión *pressure drop* o *back pressure* de los gases de escape

Luego de haber realizado el análisis del dimensionamiento y configuración del HRSG es necesario determinar si el equipo no excede la máxima caída de presión o *Pressure drop* a la que pueden operar sin problema las unidades Wartsila W16V32. Esta *Pressure drop* consistirá en la contrapresión o *Back pressure* máxima establecida por el fabricante de los turbos ABB VTR354 de las unidades Wartsila.

Según la carta técnica de la unidad Wartsila W16V32, indicada en el Anexo 2 el valor máximo permisible de caída de presión permitida es de 4 kPa. (400 mm H₂O).

La caída de presión estará determinada por diversos factores como son :

- a. velocidad de los gases de escape,
- b. densidad o gravedad específica de los gases de escape,
- c. temperatura de los gases de escape y,
- d. geometría del equipo HRSG.

El último punto “geometría del equipo” es el que más influye en la caída de presión de los gases de escape, ya que las restricciones de flujo de los gases de escape estará determinado por el arreglo de tubos (cuadrado, triangular), diámetro de los tubos y perímetro interno del HRSG.

El valor de caídas de presión en el HRSG se determina mediante la siguiente ecuación,

$$\Delta_{Pg} = 9.3 \times 10^{-10} \times f \times G^2 \times \frac{Nd}{\rho_{GE}} \quad \text{Ec. (4.61)}$$

Los valores de Nd , G , ρ_{GE} corresponden al número de filas del HRSG, velocidad másica y gravedad específica de los gases de escape en cada sección (Economizador, Evaporador, Supercalentador).

El valor de ρ_{GE} se obtiene con la siguiente ecuación,

$$\rho_{GE} = 492 \times PM_{GE} \times \frac{P_{atm.}}{359 \times (460 + T_{AVG}) \times 14,7} \quad (lb/ft^3) \quad \text{Ec. (4.62)}$$

Donde:

PM_{GE} : 28,59 kg/kmol (Peso molecular de los gases de escape calculado en Cap.3.6)

T_{AVG} : Temperatura promedio en cada sección del HRSG. (°F)

P_{atm} : Presión atmosférica.(psia) (101 kPa \approx 14,6 psi Según se indica en el Cap. 3.7)

Gravedad específica de los gases de escape en el economizador,

$$\rho_{GE-EC} = 492 \times 28,59 \times \frac{14,6}{359 \times (460 + 361,1) \times 14,7} = 0,0473$$

Gravedad específica de los gases de escape en el evaporador,

$$\rho_{GE-EV} = 492 \times 28,59 \times \frac{14,6}{359 \times (460 + 525,12) \times 14,7} = 0,0395$$

Gravedad específica de los gases de escape en el supercalentador,

$$\rho_{GE-SH} = 492 \times 28,59 \times \frac{14,6}{359 \times (460 + 684,36) \times 14,7} = 0,034$$

El coeficiente f se determinará mediante la ecuación:

$$f = Re^{-0.16} \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{S_T}{d_o} - 1\right)^{1.08}} \right) \quad \text{Ec. (4. 63)}$$

Donde:

$$S_T = 3.6 \text{ in}$$

$$d_o = 2.375 \text{ in}$$

Re : Número de Reynolds en cada sección del HRSG.

Coeficiente f de los gases de escape en el economizador,

$$f = 29065^{-0.16} \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{3,6}{2,375} - 1 \right)^{1.08}} \right) = 0,0946$$

Coefficiente f de los gases de escape en el evaporador,

$$f = 26115^{-0.16} \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{3,6}{2,375} - 1 \right)^{1.08}} \right) = 0,0963$$

Coefficiente f de los gases de escape en el supercalentador,

$$f = 23425^{-0.16} \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{3,6}{2,375} - 1 \right)^{1.08}} \right) = 0,0979$$

Reemplazando los valores de f, G, Nd, ρ_{GE} en la ecuación 4.61, se obtienen las caídas de presión en cada sección del HRSG.

$$\Delta_{Pg} = 9.3 \times 10^{-10} \times f \cdot G^2 \times \frac{Nd}{\rho_{GE}}$$

Caída de presión en el economizador,

$$\Delta_{P.GE-EC} = 9.3 \times 10^{-10} \times 0,0946 \times 7930^2 \times \frac{17}{0,0473} = 1,98 \text{ in } H_2O \rightarrow 50,50 \text{ mm } H_2O$$

Caída de presión en el evaporador,

$$\Delta_{P.GE-EV} = 9.3 \times 10^{-10} \times 0,0963 \times 7930^2 \times \frac{47}{0,0395} = 6,701 \text{ in } H_2O \rightarrow 170,21 \text{ mm } H_2O$$

Caída de presión en el supercalentador,

$$\Delta_{P.GE-SH} = 9.3 \times 10^{-10} \times 0,0979 \times 7930^2 \times \frac{7}{0,034} = 1,178 \text{ in } H_2O \rightarrow 29,94 \text{ mm } H_2O$$

En la siguiente tabla 4.6 se recopilan los valores para cada sección del HRSG.

Tabla 4.6. Parámetros de cálculo de Backpressure en el HRSG

-	Economizador	Evaporador	Supercalentador
<i>Re</i>	29065	26115	23425
ρ_{GE} (lb/cu.ft)	0,0473	0,0395	0,034
<i>G</i> (lb/ft ² .h)	7930	7930	7930
<i>Nd</i>	17	47	7
<i>f</i>	0,0946	0,0963	0,0979
$\Delta_{P.GE}$ (mmH ₂ O)	50,5	170,21	29,94

Fuente. Propia

La caída de presión total corresponderá a la suma de caídas de presión parciales de cada sección del HRSG:

$$\Delta_{P.GE-T} = \Delta_{P.GE-EC} + \Delta_{P.GE-EV} + \Delta_{P.GE-SH} \quad \text{Ec. (4.64)}$$

$$\Delta_{P.GE-T} = 50,5 + 170,21 + 29,94$$

$$\Delta_{P.GE-T} = 250,65 \text{ mm H}_2\text{O} < 400 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Como se puede observar, el valor de *Pressure drop* de los gases escape en el HRSG es menor a la permitida por los turbos de las unidades Wartsila W16V32 según el parámetro “Backpressure Max” indicado en el Technical Data (Anexo 2) de valores límites permitidos por los grupos electrógenos Wartsila W16V32.

Por lo tanto se puede concluir que la geometría desarrollada para el HRSG podrá aprovechar la energía térmica de los gases de escape, sin causar exagerada interferencia con el flujo normal de gases de escape, que pudiera poner en riesgo la operación de las unidades Wartsila.

5. ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1. Costos del Proyecto

Para realizar el análisis económico del proyecto, es necesario previamente determinar los diferentes rubros que tienen una relación directa en el desarrollo del proyecto. Para ello es necesario revisar previamente los siguientes conceptos.

5.1.1. Costos directos.

a) Materiales fijos.

Son todos los materiales que forman parte íntegra del sistema diseñado (planchas metálicas, red de tubería, sistema de bombeo, turbina de vapor, accesorios, instrumentación, etc.).

b) Materiales fungibles.

Son todos los materiales fungibles o consumibles necesarios para la ejecución de la obra (electrodos, abrasivos, EPP, etc)

c) Mano de Obra

Son todos los costos del personal involucrado en el diseño, construcción e implementación del sistema propuesto.

d) Uso de Equipo y Herramienta

Son los costos de utilización de todos los equipos y herramientas involucrados en la ejecución del proyecto.

5.1.2. Costos indirectos.

e) Dirección Técnica

Corresponden todos los costos destinados a pagar los servicios profesionales.

f) Gastos Administrativos

Corresponden los costos destinados a gestionar los gastos operativos.

g) Suministros y papelería.

Uso de internet, Impresión de documentos, impresión de planos.

h) Imprevistos

Es un valor adicional para poder proteger a la empresa constructora en el caso que se presente algún costo no previsto.

i) Mantenimiento.

Son los rubros necesarios para mantener en buen estado al equipo luego de puestos en servicio.

j) Utilidades

Comprende el beneficio económico del proyecto una vez puesto en servicio.

5.2. Resumen Económico.

Tabla 5.1. Resumen de los costos de implementación del sistema HRSG.

1. Costos directos						
	1.1. Materiales fijos.					
		1.1.1. HRSG (Heat recovery steam generator)		324 335,19	usd	
		1.1.2. Turbina de vapor y sistemas de soporte		1 210 524,86	usd	
	1.2. Materiales fungibles			11 857,50	usd	
	1.3. Mano de obra.			159 400,00	usd	
	1.4. Uso de equipos, herramientas, movilización			135 550,00	usd	
					1 841 667,54	usd
2. Costos indirectos					191 098,38	usd
Costo Total del proyecto :				2 032 765,92	usd	

(Fuente. Propia)

En el anexo 15 se puede observar el detalle de los costos descritos en el cuadro indicado arriba.

Según se determinó en el punto 4.6 la potencia eléctrica generada por la turbina de vapor sería de $P_{turbina} = 1621 \text{ kW}$. La energía que acciona esta turbina proviene de los gases de escape de los motores Wartsila y la misma que al momento se están evacuando de manera libre al ambiente. Es decir que el combustible que se requiere para accionar la turbina se puede considerar que tiene un costo de "0", ya que es energía térmica recuperada de los gases de escape.

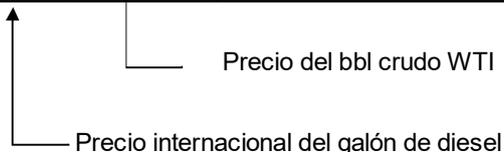
En la tabla 5.2 se puede observar el costo del combustible que representaría el generar con motores de combustión a crudo y fuel oil (diesel), la energía que puede ser producida con la implementación del sistema de recuperación de energía térmica propuesto (HRSG + turbina de vapor).

Tabla 5.2. Costo de generar con unidades a crudo y fuel oil (diesel).

Grupo electrógeno	Combustible	Heat Rate	LCV (combustible)	Densidad	Potencia	Disponibilidad	Energía mensual
		(kJ / Kwh)	(kJ / kg)	(kg / m3)	(KW)	(%)	(MW.hr)
Wartsila W16V32	LFO	7 915,00	41 030,00	959	1 621,00	95%	1 108,76
Caterpillar 12CM32	LFO	7 792,00	41 030,00	959	1 621,00	95%	1 108,76
Caterpillar 3516B	Diesel	-	42 910,00	837	1 640,00	95%	1 108,76

Grupo electrógeno	Análisis de consumo y costo del combustible					Costo mensual	Costo anual
	Consumo			Precio			
	(kg / hr)	(gal / h)	(bbl / h)	(usd / gal)	(usd / bbl)	(usd / mes)	(usd / año)
Wartsila W16V32	312,70	86,14	2,05	-	71,14	105 049,59	1 260 595,11
Caterpillar 12CM32	307,84	84,80	2,02	-	71,14	103 417,11	1 241 005,32
Caterpillar 3516B	-	111,40	-	2,86	-	229 394,88	2 752 738,56

(Fuente. Propia)



Los valores de LCV de los combustibles se encuentran indicados en el anexo 11.

Como se puede observar en la tabla, incluso considerando el costo de generar con el grupo electrógeno que menos consume (CAT 12CM32) (\$ 1'241.005 anual), con lo que se gasta en un año en combustible, se puede pagar más de la mitad del costo total del proyecto del HRSG (\$2'032.765) y esto se puede apreciar con claridad en la siguiente relación,

$$\frac{\text{Costo anual de combustible(CAT 12CM32)}}{\text{Costo del proyecto propuesto}} = \frac{1'241.005}{2'032.765} = 61\%$$

Es decir que en un año de funcionamiento, el grupo electrógeno CAT habrá consumido solo en combustible el equivalente al 62% del costo de implementar el sistema de cogeneración propuesto, y esto sin contar con los costos operativos y de mantenimiento del grupo electrógeno.

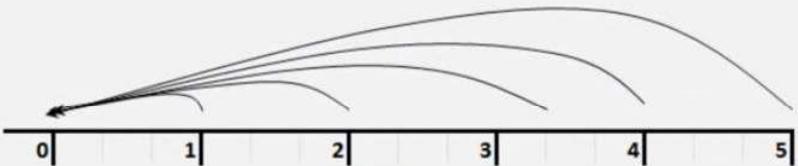
5.3. Cálculo de Indicadores Económicos.

Es de vital importancia que los representantes de la empresa que realiza la inversión, en este caso Petroamazonas, esté bien informados y que conozcan con amplitud algunas de las variables económicas a nivel macro o micro, las que deben estar relacionadas con el proyecto.

Un proyecto de inversión requiere de información que sustente la viabilidad económica y el mínimo riesgo. Para ello existen ciertas herramientas de análisis económico que permiten, previo a la inversión, realizar una evaluación del proyecto; estas consisten en un análisis de los antecedentes recopilados, los mismos que nos permiten formar un juicio, tanto cuantitativo como cualitativo, respecto de la conveniencia de su puesta en marcha.

Los indicadores económicos que se van a revisar, y permitirán definir la viabilidad o no de la inversión son los siguientes:

- a) **Valor Actual Neto (VAN).**- Consiste en actualizar a valor presente los flujos de caja futuros que va a generar el proyecto, descontados a un cierto tipo de interés (la tasa de descuento " r "), y compararlos con el importe inicial de la inversión. Como tasa de descuento se utiliza normalmente el coste promedio ponderado del capital (cppc) de la empresa que hace la inversión.


$$VAN = -I + \sum \frac{FNE}{(1+i)^n}$$

b) Tasa Interna de Retorno (TIR).- Se define como la tasa “ r ” de descuento o tipo de interés que iguala el VAN a cero.

$$VAN = - A + [FC1 / (1+r)^1] + [FC2 / (1+r)^2] + \dots + [FCn / (1+r)^n] = 0$$

Si TIR > tasa de descuento (r): El proyecto es aceptable.

Si TIR < tasa de descuento (r): El proyecto no es aceptable

c) Período de Retorno de una inversión (“Payback”).- Se define como el período que tarda en recuperarse la inversión inicial a través de los flujos de caja generados por el proyecto. La inversión se recupera en el año en el cual los flujos de caja acumulados superan a la inversión inicial.

No se considera un método adecuado si se toma como criterio único. Pero, de la misma forma que el método anterior, puede ser utilizado complementariamente con el VAN.

Con la finalidad de determinar la viabilidad del proyecto según los indicadores económicos TIR, VAN, PayBack, es necesario determinar la utilidad que puede generar el sistema propuesto. Para ello se considerará el precio de venta de la energía según el “Pliego tarifario” de la Agencia de regulación y control de electricidad (anexo 13).

Según esto, la utilidad bruta por venta de energía eléctrica sería la siguiente,

Descripción.	Valor	Unidad
Costo del kwh industrial :	0,083	
Potencia activa :	1 621,00	kW
Disponibilidad :	95%	
Energía mensual entregada :	1 108 764	kW.h
Facturación por venta de energía		
Mensual :	92 027,41	usd
Anual :	1 104 328,94	usd

Con esta información se procede a realizar el flujo de caja. Ver tabla 5.3

Tabla 5.3. Costo de combustible generando con grupo electrógenos a crudo y fuel oil (diesel)

		Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Inversión Inicial (I ₀)	-\$2 032 765,92					
Ingresos		\$1 104 328,94	\$1 104 328,94	\$1 104 328,94	\$1 104 328,94	\$1 104 328,94
Costos Operativos	0	-\$12 000,00	-\$12 000,00	-\$12 000,00	-\$12 000,00	-\$12 000,00
Costos por mantenimiento	0	3% -\$60 982,98	5% -\$101 638,30	8% -\$162 621,27	12% -\$243 931,91	20% -\$406 553,18
Depreciación	0	8% -\$162 621,27	8% -\$175 630,98	8% -\$189 681,45	8% -\$204 855,97	8% -\$221 244,45
Utilidad Bruta	0	\$868 724,69	\$815 059,67	\$740 026,22	\$643 541,06	\$464 531,31
Impuestos	0	15% \$130 308,70	15% \$122 258,95	15% \$111 003,93	15% \$96 531,16	15% \$69 679,70
Utilidad desp. Imp.	0	\$999 033,40	\$937 318,62	\$851 030,15	\$740 072,22	\$534 211,01
- Tasa de descuento (r)	5,43%					
- VAN (usd)	\$1 493 350,92					
- TIR	32,26%					

Criterio de aceptación de viabilidad del proyecto :

* Si VAN > 0 el proyecto es rentable

* Si TIR > r el proyecto es aceptable

(Fuente. Propia)

La tasa de descuento utilizada ($r : 5,43\%$) y actualizada a Dic. 2018, corresponde a la tasa de interés pasiva anual, publicada en la página de la Corporación Financiera Nacional (CFN), ver anexo 14.

Como se puede observar, los indicadores económicos calculados para el proyecto propuesto, cumplen con los criterios de aceptación, es decir el valor del VAN es positivo y el TIR es mayor que la tasa de descuento referencial (r).

Ahora se procede a determinar el índice payback o tiempo de recuperación de la inversión.

**Tabla 5.4. Tabla de cálculo del período de recuperación de la inversión
“Pay back”.**

PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN
(PAY BACK)

Año	Utilidad Neta	Valor presente	Flujo acumulado
0	-\$2 032 765,92	-\$2 032 765,92	-\$2 032 765,92
1	\$999 033,40	\$947 579,81	-\$1 085 186,11
2	\$937 318,62	\$843 254,82	-\$241 931,29
3	\$851 030,15	\$726 193,45	\$484 262,16
4	\$740 072,22	\$598 986,84	\$1 083 249,00
5	\$534 211,01	\$410 101,92	\$1 493 350,92
Año de recuperación de la inversión :		2,33	Años

(Fuente. Propia)

Como se puede observar en la tabla, luego del segundo año el flujo acumulado se vuelve positivo, es decir que para el tercer año y más concretamente para el año 2,33 (2 años 4 meses) la inversión inicial (*I₀*) del proyecto estará completamente pagada.

Es importante señalar que el sistema propuesto tiene una vida útil de al menos 15 años, realizando las rutinas de mantenimiento adecuadas. Durante este tiempo el sistema producirá energía eléctrica de manera continua, sin costo de combustible y solo aprovechando la energía térmica de los gases de escape de las unidades Wartsila.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- Luego de realizar el análisis exergético de los gases de escape de las unidades Wartsila W16V32, se pudo determinar el potencial energético en forma de calor que dispone este flujo de gases.
- La recuperación de la energía térmica de los gases de escape de las tres (3) unidades Wartsila, para generar energía eléctrica con una turbina de vapor, permitirá una utilización más eficiente del recurso energético (HFO), incrementando por lo tanto la eficiencia térmica del uso de combustible de 45% a 50%.
- La implementación del sistema propuesto en la PGE del bloque 18 de Petroamazonas, permitirá generar un promedio 1'108.764 kW.h anuales considerado un 95% de disponibilidad del sistema, sin quemar combustible adicional al ya utilizado por las unidades Wartsila instaladas y en operación.
- El principal factores técnico limitante para la factibilidad de implementación de un sistema de recuperación de energía térmica de gases de escape es el back pressure que soporten los turbos de los motores.
- El factor más importante al momento de diseñar el HRSG (Heat recovery steam generator) es el Pinch point seleccionado, ya que este valor regirá el dimensionamiento del área de transferencia de calor y por ende el tamaño del equipo.
- Es importante controlar durante el diseño del HRSG, que la temperatura de los gases de escape a la salida del equipo no sean inferiores a la temperatura de rocío (Acid dew point) para evitar problemas de corrosión en el equipo.
- Al permitir que la turbina de vapor trabaje a presión de vacío (P_{vac}) en la tobera de descarga, se obtendrá una mayor eficiencia del ciclo termodinámico ya que el salto entálpico o diferencia de entalpías (Δh) entre las condiciones de ingreso y salida

del vapor serán mayores, lo cual se traduce en una mayor potencia entregada por la turbina.

- La selección de un condensador de superficie que trabaje a presión de vacío, permitirá que la turbina evacue el vapor por la tobera de descarga a una temperatura menor y con una buena calidad (x) del vapor cercano a 1, lo que es beneficioso para evitar problemas de corrosión en la turbina.
- Los indicadores económicos TIR, VAN, Payback permiten evidenciar la factibilidad de implementar el sistema propuesto, en la PGA del bloque 18 de Petroamazonas.
- El sistema propuesto es aplicable a todas las centrales térmicas de generación que dispongan unidades Wartsila W16V32.

6.2. Recomendaciones

- Es importante promover el estudio de tecnologías que permitan aprovechar las fuentes de energía (gases de escape, refrigerante, aceite, etc) presentes en forma de calor, disponible en las centrales de generación térmica de las empresas tanto estatales como privadas. Esto permitirá aprovechar de manera más eficiente el uso de combustibles.
- Es necesario promover el estudio de proyectos de investigación, en las instalaciones de los campos petrolíferos y centrales de generación térmicas, con el propósito de optimizar procesos térmicos que se podrían estar realizando de manera ineficiente.
- Al ser el HFO un “commodity¹” que puede ser comercializado en el mercado internacional, para obtener ingresos para el estado, el consumo interno deber ser lo más eficiente posible. Por lo tanto la implementación de sistemas que permitan obtener un mayor beneficio del uso del combustible deben ser muy tomados en cuenta dentro de las políticas de eficiencia energética promovidas por el estado.
- Es necesario que en las universidades y escuelas politécnicas, para las ingenierías afines, se promueva el estudio y desarrollo de tecnologías que permitan hacer más eficientes los procesos industriales que consuman o generen energía.
- Es necesario el promover el uso eficiente de combustibles ya que generarán beneficios tanto económicos como de protección al medio ambiente, y el estado debe ser el encargado de promover dichas políticas a través de los organismos y ministerios que compete.

¹ Los commodities o materias primas son bienes transables en el mercado de valores. Los hay de carácter energético (petróleo, carbón, gas natural), de metales (cobre, níquel, zinc, oro y plata) y de alimentos o insumos (trigo, maíz o soya).

BIBLIOGRAFÍA

- [1] V. Ganapathy (2008). Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators. Design, Applications and Calculations, 2008.
- [2] Liu hongtan, Kakak, Sadik (2002). Heat Exchangers. Selection, rating and thermal design. Second Edition, 2002.
- [3] American Society of Mechanical Engineer. ASME Boiler and Pressure Vessels Code Section VIII - Div. 1. USA. American Society of Mechanical Engineer, 2007.
- [4] American Society of Mechanical Engineer. Process Piping ASME. B31.3 1989 Edition. New York. The American Society of Mechanical Engineers, 2009.
- [5] Cengel, Y. y Boles, M. Termodinámica (Tomo I) Traducido al inglés por Gabriel Nagore. Segunda ed. México. McGraw-Hill, 1996.
- [6] Cengel, Y. y Boles, M. Termodinámica (Tomo II) Traducido al inglés por Gabriel Nagore. Segunda ed. México. McGraw-Hill, 2008.
- [7] Kern, D. Q. Procesos de Transferencia de Calor. Primera ed. México, CECSA, 1995.
- [8] Mott R. L. Mecánica de Fluidos Aplicada. Cuarta ed. México. Prentice Hall, 2002
- [9] Tubular Exchangers Manufactures Association, Inc. Standars of the Tubular Exchangers Manufactures Association. Séptima ed. New York. Tubular Exchangers Manufactures Association, Inc., 1998.
- [10] Incropera, F. P. y De Witt, D. P. Fundamental of Heat and Mass Transfer. Tercera ed. New York. John Wiley & Sons, 1990
- [11] American Society of Mechanical Engineer. Welding and Brazing Qualifications Section IX Edition. New York. The American Society of Mechanical Engineers, 1988.
- [12] Marks. Manual del Ingeniero Mecánico. Traducido por José Hernán Pérez Castellanos. Tercera ed. México Mc Graw Hill. Tomo I y II, 1997.