



ESCUELA POLITECNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ALTERNATIVAS PARA EL APROVECHAMIENTO ENERGETICO EN LOS MOTORES WAUKESHA A GAS DEL CPF BLOQUE 15 PETROAMAZONAS Y ANALISIS EXERGETICO CORRESPONDIENTE

TRABAJO DE TITULACION PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE
MAGISTER EN EFICIENCIA ENERGETICA

GUIDO RENATO CAIZALUISA CASA
guidorenatoc@hotmail.com

GUILLERMO SAUL MOLLOCANA JACOME
saul_gsmj@yahoo.es

DIRECTOR:

Ing. MIGUEL D. ORTEGA L., M.Sc.
miguel.ortega@epn.edu.ec

Quito, abril, 2019

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores **Guido Renato Caizaluisa Casa y Guillermo Saúl Mollocana Jácome**, bajo mi supervisión.

Ing. Miguel Darío Ortega López

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Guido Renato Caizaluisa Casa y Guillermo Saúl Mollocana Jácome**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos los 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.

Guido Renato Caizaluisa Casa

Guillermo Saúl Mollocana Jácome

DEDICATORIA

A mis padres Francisco y Rosa

Por haberme guiado y apoyado en todas las decisiones de mi vida con sus sabios consejos, comprensión y amor eterno.

A mi familia Anabel, Said y Andrés

Por su apoyo y comprensión para la culminación de esta meta trascendental de mi vida; son la fuerza motriz que inspira mis anhelos de superación.

Guido Renato Caizaluisa Casa

DEDICATORIA

Dedico este trabajo, a mi madre por la dedicación incondicional que tienes a tus hijos, por el gran amor que me das todos los días, a pesar de nuestra distancia siento que siempre estás conmigo y aunque nos faltaron muchas cosas por vivir juntos, sé que este momento es tan especial para ti como lo es para mí. Esta tesis es el resultado de lo que me has enseñado en la vida, ya que siempre has sido una persona honesta, entregada a tu familia y una gran mujer, pero más que todo eso, una gran persona que siempre ha sabido salir adelante y ser una triunfadora, me enseñaste a nunca rendirme. Por todo eso hoy te dedico este trabajo de tesis. Gracias por confiar siempre en mí y sobre todo gracias por ser mi madre.

A mis hermanas Jois y Fer, que con su amor siempre me sacan una sonrisa, gracias por acompañarme y alentarme en esta etapa de mi vida, gracias por preocuparse por su hermano y gracias por compartir sus vidas conmigo, son un pilar fundamental que me sostiene todos los días.

A toda mi familia por sus palabras de aliento, gracias por compartir conmigo buenos y malos momentos.

Saúl Mollocana

AGRADECIMIENTO

Agradezco al Ing. Miguel Ortega por su excelente apoyo profesional y humano para la culminación de este proyecto.

Agradezco al Ing. Alecksey Mosquera por sus sabias enseñanzas durante las clases de la maestría y en el desarrollo inicial de este proyecto.

Agradezco a todos los profesores de la Escuela Politécnica Nacional por sus enseñanzas en la maestría que dieron un nuevo enfoque en mi vida profesional para mi aporte a la sociedad.

Guido Renato Caizaluisa Casa

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a todos los profesores de esta universidad que han aportado con un granito de arena a mi formación profesional, en especial al Ing. Alecksey Mosquera e Ing. Miguel Ortega que con sus consejos y experiencia han ayudado a la culminación de este trabajo.

A Guido por motivarme a seguir adelante en los momentos difíciles de este trabajo, por haberme tenido la paciencia necesaria y por haber sido un excelente compañero de tesis y amigo.

Saúl Mollocana

INDICE

Certificación	i
Declaración.....	ii
Dedicatoria	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimiento.....	v
Agradecimiento.....	vi
Índice.....	vii
Índice de figuras	xiii
Índice de tablas.....	xvi
Resumen	xvii
Abstract	xviii
INTRODUCCION.....	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos	
Alcance.....	3
1. MARCO TEÓRICO	
1.1. Introducción	
1.2. Densidad y densidad relativa	
1.3. Ecuación general de los gases ideales	5
1.4. Calor específico	
1.5. Balance de energía para sistemas cerrados y de flujo estacionario.....	6
1.6. Transferencia de calor	7
1.6.1. Transferencia de calor por conducción.....	8
1.6.2. Transferencia de calor por convección	
1.6.3. Transferencia de calor por radiación	
1.7. Presión y presión absoluta.....	9
1.8. Energía y eficiencia	11
1.9. Entropía o potencial de pérdida de energía	12

1.10.	Exergía o potencial de trabajo útil.....	13
1.11.	Máquinas térmicas.....	16
1.11.1.	Ciclo de Carnot	17
1.11.2.	Segunda ley de la termodinámica (Kelvin-Planck)	19
1.11.3.	Ciclo Otto, Motores de Combustión Interna (MCI).....	20
1.11.3.1.	Máquina de cuatro tiempos	21
1.11.4.	Ciclo Rankine.....	24
1.11.4.1.	Ciclo Rankine: El ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor	26
1.11.4.2.	Análisis de energía del ciclo Rankine ideal.....	27
1.12.	Combustible y combustión	29
1.13.	Generación de aire frío por absorción.....	31
1.13.1.	Descripción del ciclo de absorción	33
1.14.	Conceptos fundamentales: Cogeneración y Trigeneración	35
1.14.1.	Objetivo de la cogeneración	
1.14.2.	Principio de cogeneración	36
1.14.3.	Ventajas de la cogeneración	37
1.14.3.1.	Ahorro de combustible	
1.14.3.2.	Menos CO ₂ y NO _x	
1.14.3.3.	Ahorro en los costos	38
1.14.3.4.	Mayor fiabilidad además de posibles ingresos	
1.14.3.5.	Responsabilidad social	
1.14.4.	Proceso de trigeneración	
1.14.5.	Principio de la trigeneración	39
1.14.5.1.	Tipos de trigeneración	
1.15.	Intercambiadores de calor	42
1.15.1.	Tipos de intercambiadores de calor	
1.15.2.	Intercambiadores de calor de flujo cruzado.....	43
1.15.2.1.	Intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado	44
1.16.	Calderas de recuperación de calor	46

1.16.1. Definición y clasificación	
1.16.2. Partes fundamentales de una caldera.....	47
1.16.3. Clasificación de las calderas	
1.16.4. Parámetros característicos de las calderas o generadores de vapor	49
1.16.5. Calderas Pirotubulares.....	50
1.16.5.1. Partes principales de una caldera Pirotubular	51
1.16.6. Calderas Acuotubulares.....	52
1.17. Datos técnicos de los motores Waukesha VHP L7042 GSI	53
1.17.1. Especificaciones técnicas	54
1.17.2. Características de combustión del motor Waukesha	
1.17.3. Balance térmico del motor Waukesha.....	55
2. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE COGENERACION Y TRIGENERACION.....	56
2.1. Cálculo y análisis de energía térmica en los motores Waukesha	
2.1.1. Mediciones y cálculos para determinar la energía térmica en el agua de enfriamiento de camisas	
2.1.2. Mediciones y cálculos para determinar la energía térmica en el circuito secundario de refrigeración.....	60
2.1.3. Mediciones y cálculos para determinar la energía térmica en los gases de escape	62
2.1.3.1. Mediciones y cálculos de flujo de gas para la combustión	
2.1.3.1.1. Corrección de la presión atmosférica	64
2.1.3.1.2. Cálculo de la densidad del metano (CH ₄)	
2.1.3.1.3. Cálculo de la densidad del etano (C ₂ H ₆).....	65
2.1.3.1.4. Cálculo de la densidad del propano (C ₃ H ₈)	
2.1.3.1.5. Cálculo de la densidad del butano (C ₄ H ₁₀)	
2.1.3.1.6. Cálculo de la densidad del pentano (C ₅ H ₁₂).....	66
2.1.3.1.7. Cálculo de la densidad total del gas asociado	
2.1.3.2. Cálculo de flujo de aire de admisión para la combustión.....	67
2.1.3.2.1. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con metano	

2.1.3.2.2. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con etano	
2.1.3.2.3. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con propano.....	68
2.1.3.2.4. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con butano	
2.1.3.2.5. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con pentano.....	69
2.1.4. Cálculo de la energía del gas asociado y eficiencia del motor	71
2.1.5. Cálculo de la exergía del motor Waukesha.....	73
2.2. Propuesta de aprovechamiento de la energía térmica del agua de enfriamiento de camisas	80
2.2.1. Situación actual	
2.2.2. Carga térmica actual de una habitación tipo	82
2.2.3. Propuesta de sustitución de A/C por compresión a centrales de absorción en las habitaciones	86
2.2.3.1. Demanda térmica requerida para un equipo de absorción	90
2.2.3.2 Dimensionamiento del circuito de refrigeración	
2.2.3.3 Dimensionamiento del circuito de agua caliente.....	100
2.2.3.4 Dimensionamiento del circuito de enfriamiento	106
2.2.4. Análisis energético del uso de la energía térmica del agua de camisas para refrigeración.....	109
2.3. Propuesta de aprovechamiento de energía térmica de los gases de escape para calentamiento de crudo.....	110
2.3.1. Situación actual.....	111
2.3.1.1 Cálculos de flujo de energía térmica en el proceso actual de calentamiento de petróleo	
2.3.2. Propuesta de sustitución de un horno de calentamiento de agua por un conjunto de intercambiadores de flujo cruzado	116
2.3.3. Dimensionamiento del sistema de calentamiento de agua utilizando intercambiadores de calor de flujo cruzado en serie	119
2.3.3.1 Cálculo del punto de rocío en los gases de combustión	
2.3.3.2 Energía térmica disponible en los gases de combustión	122
2.3.3.3 Cálculo de la caída de presión en el horno H-320.....	125

2.3.3.4 Cálculo de la caída de presión en los intercambiadores de calor de flujo cruzado.....	128
2.3.3.5 Cálculo de la carga dinámica total en el proceso de Heat Media	131
2.3.3.6 Cálculo de la potencia de las bombas para el conjunto de intercambiadores de calor de flujo cruzado.....	132
2.3.4. Análisis energético del uso de la energía térmica de gases de escape para calentamiento de petróleo.....	136
2.4. Propuesta de aprovechamiento de los gases de escape para generación de energía eléctrica con ciclo de vapor.....	137
2.4.1. Situación actual	
2.4.2. Propuesta de producción de vapor para generar energía eléctrica en una turbina de vapor ciclo Rankine	
2.4.2.1. Dimensionamiento del ciclo de potencia de vapor (Rankine)	139
2.4.2.2. Cálculo de temperaturas en los componentes del HRSG.....	146
2.4.3. Selección de equipamiento del ciclo de potencia con vapor (Rankine)	149
2.4.3.1. Selección de la turbina de vapor	
2.4.3.2. Dimensionamiento del condensador	150
2.4.3.3. Dimensionamiento del generador de vapor [HRSG]	
2.4.3.4. Dimensionamiento de la bomba de agua	151
2.4.4. Diagramas de propuesta para instalación del ciclo de potencia de vapor (Rankine).....	152
2.4.5. Análisis energético del uso de la energía térmica de gases de escape para generación de potencia con vapor	154
3. ANÁLISIS DE COSTO-BENEFICIO Y RESULTADOS.....	155
3.1. Costo-beneficio de la climatización por absorción	
3.1.1. Cálculo de la inversión inicial	
3.1.2. Cálculo de VAN.....	160
3.1.3. Cálculo de TIR	161
3.2. Costo-beneficio del calentamiento de agua con gases de escape.....	162
3.2.1. Cálculo de la inversión inicial	
3.2.2. Cálculo de flujos de caja	163

3.2.3. Cálculo de VAN.....	164
3.2.4. Cálculo del TIR	
3.3. Costo-beneficio de generación eléctrica con vapor.....	165
3.3.1. Cálculo de la inversión inicial	
3.3.2. Cálculo de flujos de caja	167
3.3.3. Cálculo de VAN	
3.3.4. Cálculo del TIR	168
3.4. Análisis de resultados.....	169
3.4.1. Balance de energía	
3.4.2. Mejoramiento de la eficiencia en el consumo de combustible	169
3.4.3. Disminución de los gases contaminantes al ambiente	170
3.4.4. Ahorros económicos y energéticos con refrigeración por absorción.....	172
3.4.5. Ahorros económicos y energéticos para calentamiento de crudo	
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	173
4.1. Conclusiones	
4.2. Recomendaciones.....	174
Referencias Bibliográficas	176
Anexos	i
Anexo I: Tabla de propiedades de agua saturada.....	ii
Anexo II: Tabla de propiedades del aire.....	iii
Anexo III: Cromatografía de gas asociado de petróleo del B-15	iv
Anexo IV: Norma Ashrae 62.1-2007	v
Anexo V: Cotización del equipo de absorción	vi
Anexo VI: Cotización del recuperador de gases de escape	vii
Anexo VII: Cotización de intercambiadores de calor de flujo cruzado	ix

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Relación presiones absoluta, manométrica y de vacío.....	10
Figura 1.2. Irreversibilidad y trabajo útil.....	14
Figura 1.3. Máquina térmica.....	16
Figura 1.4. Turbina de vapor.....	17
Figura 1.5. Diagrama P-V de un ciclo de Carnot.....	18
Figura 1.6. Componentes de un sistema de refrigeración.....	19
Figura 1.7. Esquema de un refrigerador.....	20
Figura 1.8. Diagrama P-V real y teórico de ciclo Otto.....	21
Figura 1.9. Diagrama T-S teórico de ciclo Otto.....	22
Figura 1.10. Eficiencia ciclo Otto con relación compresión.....	23
Figura 1.11. Eficiencia ciclo Otto calores específicos.....	24
Figura 1.12. Diagrama T-s para dos ciclos de vapor.....	25
Figura 1.13. El ciclo Rankine ideal simple.....	27
Figura 1.14. COP de máquina de absorción.....	32
Figura 1.15. Diagrama esquemático máquina de absorción.....	33
Figura 1.16. Capacidad frigorífica en función de la fuente de calor y torre.....	34
Figura 1.17. Aprovechamiento de la energía primaria.....	36
Figura 1.18. Combustibles usados en cogeneración con turbina de vapor/gas.....	37
Figura 1.19. Sistema de trigeneración.....	39
Figura 1.20. Trigeneración con enfriadora de agua caliente de simple efecto.....	40
Figura 1.21. Trigeneración con enfriadora de gases de escape de doble efecto.....	41
Figura 1.22. Trigeneración con enfriadora dual (gases escape + agua caliente)	
Figura 1.23. Intercambiadores de calor de paso simple y múltiple.....	43
Figura 1.24. Intercambiador compacto, gas hacia líquido, en un sistema residencial	
Figura 1.25. Configuraciones de flujo de intercambiadores de flujo cruzado.....	44
Figura 1.26. Factor de corrección F en intercambiadores de calor de flujo cruzado....	46
Figura 1.27. Disposición de calderas acuotubulares.....	48
Figura 1.28. Calderas Pirotubulares.....	51
Figura 1.29. Calderas Acuotubulares.....	53
Figura 1.30. Vista de un motor Waukesha	
Figura 1.31. Clasificación de motores Waukesha según la relación aire/combustible.	54
Figura 2.1. Curva de bomba de agua motor Waukesha 7042.....	56
Figura 2.2. Punto de mediciones de flujo agua hacia el radiador.....	57
Figura 2.3. Medidor ultrasónico de flujo	
Figura 2.4. Mediciones de temperatura de agua de camisas.....	59

Figura 2.5. Mediciones de flujo agua radiador.....	60
Figura 2.6. Medidor de flujo de gas.....	63
Figura 2.7. Mediciones de temperatura salida de gases escape.....	70
Figura 2.8. Balance térmico de motor Waukesha VHP L7042 GSI.....	73
Figura 2.9. Diagrama T-S de ciclo de Carnot y Otto.....	74
Figura 2.10. Temperatura de salida de gases y presión de admisión.....	75
Figura 2.11. Bloque de campamentos bloque 15.....	81
Figura 2.12. Aero enfriador para disipación de calor de agua de camisas	
Figura 2.13. Layout del CPF bloque 15 de PAM (situación actual).....	82
Figura 2.14. Equipos aire acondicionado tipo Split instalados.....	83
Figura 2.15. Consumo de potencia eléctrica del A/C split 10.000 [BTU/h].....	84
Figura 2.16. Demanda de potencia eléctrica del A/C split 10.000 [BTU/h].	85
Figura 2.17. Consumo de energía eléctrica del A/C split 10.000 [BTU/h] en 24h	
Figura 2.18. Propuesta para ubicación de los equipos para planta de absorción.	88
Figura 2.19. Diagrama de funcionamiento de los equipos de absorción.	89
Figura 2.20. Intercambiador de calor de flujo cruzado aire-agua (fan coil).	92
Figura 2.21. Disposición de habitaciones en un bloque/detalle fan coil	
Figura 2.22. Diagrama hidráulico del circuito de refrigeración.....	93
Figura 2.23. Curva de bomba recirculación del circuito de refrigeración.	99
Figura 2.24. Curva de la capacidad frigorífica del equipo de absorción.	100
Figura 2.25. Curva de la capacidad calorífica del equipo de absorción.....	101
Figura 2.26. Diagrama hidráulico del circuito fuente de calor.	102
Figura 2.27. Diagrama hidráulico del circuito de enfriamiento.	106
Figura 2.28. Curva de bomba recirculación del circuito de enfriamiento.....	108
Figura 2.29. Diagrama Sankey de uso de la energía térmica del agua de camisas. .	109
Figura 2.30. a) Vista frontal de los hornos H-320 A/B, b) Vista lateral.....	110
Figura 2.31. Diagrama del proceso actual para calentamiento de agua.....	115
Figura 2.32. Diagrama energético del proceso calentamiento crudo.....	116
Figura 2.33. Diagrama del proceso propuesto para calentamiento de agua.....	118
Figura 2.34. Mezcla aire combustible para combustion.....	120
Figura 2.35. a) Plataforma de cuatro motores, b) Vista de un motor Waukesha.....	124
Figura 2.36. Diagrama sankey del proceso propuesto Heat Media CPF- PAM EP....	125
Figura 2.37. Horno H-320	
Figura 2.38. Curva de bomba para circuito de intercambiadores de calor.....	133
Figura 2.39. Detalle del conjunto de intercambiadores de flujo cruzado.....	134
Figura 2.40. Layout del diagrama para instalación de equipos	135
Figura 2.41. Balance térmico de un motor Waukesha y calentamiento de crudo.	136

Figura 2.42. Diagrama Temperatura-Entropía para generación de vapor.....	138
Figura 2.43. Diagrama de bloque del ciclo Rankine con gases escape.....	139
Figura 2.44. Ejemplo de una micro turbina compacta de vapor húmedo.....	149
Figura 2.45. Layout para instalación de propuesta de generación de vapor.....	153
Figura 2.46. Diagrama Sankey propuesto de generación de vapor.....	154

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Balance térmico del motor Waukesha L7042GSI VHP.....	55
Tabla 2.1. Valores registrados de flujo agua al radiador.	58
Tabla 2.2. Valores de temperatura de agua registrados en el radiador.....	59
Tabla 2.3. Valores registrados de flujo de agua al radiador del circuito secundario. ...	61
Tabla 2.4. Valores de temperatura de agua registrados en el radiador secundario.....	62
Tabla 2.5. Cromatografía de gas Petroamazonas Bloque 15.....	63
Tabla 2.6. Valores de temperatura en los gases de escape.....	71
Tabla 2.7. Balance térmico de motor Waukesha VHP L7042GSI.....	72
Tabla 2.8. Tabla de resumen de exergía de cada enfoque del motor Waukesha.	79
Tabla 2.9. Características de válvula regulable (VC).....	104
Tabla 2.10. Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine.....	146
Tabla 2.11. Estandares y modelos de micro turbinas prefabricadas	150
Tabla 3.1. Análisis de costos para climatización por absorción.....	156
Tabla 3.2. Consumo energía eléctrica refrigeración por absorción.....	158
Tabla 3.3. Análisis de costos para climatización con equipos de compresión.....	159
Tabla 3.4. Consumo de energía eléctrica en refrigeración por compresión.....	160
Tabla 3.5. Cálculo del valor actual neto (VAN).....	161
Tabla 3.6. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)	
Tabla 3.7. Costos de inversión del proyecto.	162
Tabla 3.8. Cálculo del valor actual neto (VAN).....	164
Tabla 3.9. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	165
Tabla 3.10. Costos de inversión del proyecto.	166
Tabla 3.11. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	167
Tabla 3.12. Cálculo del valor actual neto (VAN)	
Tabla 3.13. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	168
Tabla 3.14. Comparación del balance energético.	169
Tabla 3.15. Límites máximos permitidos para emisiones de MCI.....	170
Tabla 3.16. Resultados de emisiones al ambiente de motores Waukesha.....	171
Tabla 3.17. Resultados de emisiones al ambiente de motores Caterpillar	

RESUMEN

Este proyecto determinó el balance térmico del motor Waukesha modelo VHP L7042 GSI que utiliza gas asociado de petróleo como combustible y que está ubicado en el bloque 15 de Petroamazonas EP. Sobre la base de la energía térmica disponible, se desarrollaron propuestas para el aprovechamiento de estos residuos energéticos con la finalidad de aumentar la eficiencia energética en el consumo de combustible. La energía térmica disponible en los gases de escape se propone utilizarla en intercambiadores de calor de flujo cruzado para calentar agua, y con ésta se calienta el crudo para el proceso de deshidratación para la producción de petróleo. Los intercambiadores proyectados reemplazan un horno de calentamiento de agua que usa gas asociado para aprovechar este combustible en generación eléctrica optimizando el consumo de gas. La energía térmica disponible en el agua de enfriamiento de camisas se utilizaría como fuente de calor para el funcionamiento de equipos de refrigeración por absorción, que se propone sustituir por 112 unidades de sistema de aire acondicionado actuales. En base al análisis costo beneficio de las propuestas elegidas se determinó que son proyectos viables con retorno de la alta inversión inicial a mediano plazo. Este proyecto ayudaría a optimizar el recurso no renovable gas y energía eléctrica obteniendo importantes ahorros económicos para la empresa y además se minimizan las emisiones al medio ambiente dando una contribución al problema del calentamiento global.

Palabras Claves: Eficiencia, energía, exergía, optimización, térmica.

ABSTRACT

This project determined the thermal balance of the motor Waukesha model VHP L7042 GSI that uses associated petroleum gas as fuel in the block 15 location of Petroamazonas EP. Based on the available thermal energy, it was developed proposals for the use of these energy residues in order to increase energy efficiency in fuel consumption. The available thermal energy in the exhaust gas would be used in a heat exchanger, in which water is heated. After, this water is used to heat crude oil, as part of the required petroleum production dehydration process. The exchangers replaced a water-heating furnace which uses associated gas to take advantage of this fuel in electrical generation by optimizing gas consumption. The thermal energy available in the cooling water jacket is used as a heat source for the operation of the absorption refrigeration equipment, which is proposed to replace 112 units of individual air conditioning systems. The cost-benefit analysis of the selected proposals justifies them as feasible projects with a return of the high initial investment in the medium term. This project helped to optimize the non-renewable resource gas and electric energy obtaining significant economic savings for the company and also minimizing emissions to the environment giving a contribution against the global warming problem.

Keywords: Efficient, energy, exergy, optimization, thermal.

ALTERNATIVAS PARA EL APROVECHAMIENTO ENERGETICO EN LOS MOTORES WAUKESHA A GAS DEL CPF BLOQUE 15 PETROAMAZONAS Y ANALISIS EXERGETICO CORRESPONDIENTE

INTRODUCCION

La necesidad mundial de optimización de combustibles y el cuidado al medio ambiente conducen a la aplicación de los conceptos de eficiencia energética; este concepto es una obligación moral y económica que se tiene que implementar en las industrias ecuatorianas realizando procesos de reingenierías a las instalaciones existentes y también aplicando en el diseño de las nuevas plantas de facilidades petroleras y centrales de generación [1].

En las instalaciones petroleras actuales del Ecuador y para el caso más específico de la CPF (Centro de Facilidades de Producción) del bloque 15 muchos de los servicios auxiliares para calentamiento y enfriamiento tienen como fuentes energéticas la electricidad en algunos casos y en otros el mismo gas asociado de petróleo. Con la necesidad mundial actual de aprovechar los combustibles no renovables al máximo aplicando criterios de eficiencia energética y por el cuidado del medio ambiente es necesario desarrollar aplicaciones de cogeneración y trigeneración en las centrales de generación existentes a fin de mejorar su eficiencia en el consumo de los combustibles reduciendo de esta forma también el aporte de gases productos de la combustión que son de efecto invernadero y que causan el calentamiento global [2].

De acuerdo con las aplicaciones actuales para cogeneración y trigeneración es posible la utilización de la energía térmica residual de las plantas de generación eléctrica que utilizan MCI (Motores de combustión interna) para la generación de calor y frío. Para el caso de climas calientes/tropicales como del Oriente Ecuatoriano la necesidad de frío tiene muchas aplicaciones como: climatización de oficinas, habitaciones, cuartos fríos, etc. y en cambio las aplicaciones de calor son agua caliente para uso humano y por último para las labores de la cocina que se realizan en un campamento que alberga a un promedio de 200 personas ya que al estar aislados de las grandes ciudades poseen muchas necesidades que se deben satisfacer de forma local con sus propias plantas. Para el procesamiento del petróleo se requiere calor que puede ser suministrado por la energía térmica de los MCI.

En base a los fundamentos termodinámicos se analiza y cuantifica el potencial exergético térmico actual de la planta de generación Waukesha del CPF bloque 15, para mejorar la eficiencia en el consumo de combustible gas asociado y optimizar el consumo de energía eléctrica se utiliza los principios de cogeneración y trigeneración (Combined heat and power) proponiendo aplicaciones que usan la energía térmica de los motores y por último un análisis técnico/económico determina la viabilidad de la implementación de las propuestas.

Objetivo general

Realizar el análisis exergético del sistema de generación Waukesha del CPF bloque 15 y estas energías disponibles utilizarlas en servicios auxiliares usando la cogeneración y trigeneración mejorando la eficiencia en el consumo de combustible.

Objetivos específicos

- Realizar el análisis energético del motor Waukesha VHP L7042 GSI para el dimensionamiento de las alternativas de uso de la energía térmica disponible.
- Proponer los usos energéticos de las fuentes térmicas disponibles en el motor de combustión interna; los usos pueden ser: generación de potencia eléctrica, mejoramiento del confort en oficinas y campamento, optimización de los cuartos fríos y por último calentamiento del petróleo para su procesamiento desplazando el sistema actual de calentamiento con gas asociado.
- Evaluar técnica y económicamente las propuestas de utilización de la energía térmica mediante un análisis costo-beneficio.

Alcance

El presente estudio se aplicará al MCI Waukesha VHPL7042GSI que funciona con combustible de gas asociado residuo de la extracción del petróleo, un análisis exergético de este MCI cuantifica de forma más exacta la energía térmica disponible que puede ser utilizada tomando ya en cuenta el concepto de Entropía (irreversibilidades), como fuente de consulta se usará el material bibliográfico de los fabricantes de motores Waukesha en temas relacionados a características de combustible, sistemas de enfriamiento de HT y LT en camisas y cabezotes, características y funcionamiento de sistema de gases de escapes y por último para el aprovechamiento de la energía térmica disponible (exergía) del MCI Waukesha VHPL7042GSI se utiliza la teoría de cogeneración y trigeneración. Mediante un análisis técnico/económico se estudiarán las propuestas para mejorar la eficiencia en el consumo de combustible gas asociado y bajar el consumo de energía eléctrica del bloque 15.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Introducción

Desde la antigüedad y hasta nuestros tiempos el hombre tiene la necesidad de cuantificar la transferencia de calor que se da en la mayoría de los procesos que tienen lugar en la naturaleza y que son de mucho interés para el desarrollo de la humanidad [3]. El objetivo de este trabajo de titulación radica en proponer aplicaciones de uso de la energía térmica del motor a gas Waukesha VHP L7042 GSI buscando el mejoramiento de la eficiencia en el consumo del combustible basándose en los conceptos de transferencia de calor. En el marco teórico que se va a desarrollar en este capítulo se incluyen los temas necesarios para el desarrollo del presente trabajo de titulación.

1.2. Densidad y densidad relativa

Es la masa de una sustancia o elemento por unidad de volumen. La densidad es una propiedad que depende directamente de la temperatura y presión; la segunda de forma más pronunciada para los gases que para los sólidos y líquidos que son sustancias no compresibles [4].

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde:

- ρ Densidad.
- m Masa de la sustancia.
- V Volumen de la sustancia.

Densidad relativa o también llamada gravedad específica se define como la densidad de la sustancia dividida para la gravedad de una sustancia conocida, para los líquidos se usa la densidad del agua de 1000 [kg/m³] a temperatura de 4[°C] y para los gases se usa la densidad del aire de 1,2928 [[kg/m³] a presión de 1 [Atm] y temperatura de 4[°C] [3].

$$DR = \frac{\rho}{\rho_{H2O}} \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

- DR Densidad relativa
- ρ Densidad de la sustancia.
- ρ_{H_2O} Densidad del agua.

1.3. Ecuación general de los gases ideales

El gas asociado de petróleo está compuesto por varios hidrocarburos livianos gaseosos que se les puede considerar como gases ideales y cuya ecuación general es [5]:

$$P * V = \frac{m}{PM} * R * T \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde:

- P Presión absoluta.
- V Volumen específico.
- m masa.
- R Constante universal de los gases 8,31447 [kJ/kmol · K].
- T Temperatura absoluta.
- PM Peso molecular.

1.4. Calor específico

Es la energía requerida para elevar la temperatura de una unidad de masa en un grado. Para el caso de los gases existen dos tipos: calor específico a volumen constante (C_v) y calor específico a presión constante (C_p). Para el caso de los gases ideales el calor específico a volumen constante y el calor específico a presión constante se relacionan a través de la constante (R) [3].

$$C_p = C_v + R \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

- C_p Calor específico a presión constante.
- C_v Calor específico a volumen constante.
- R Constante universal de los gases ideales.

Las sustancias que no cambian de estado ante la variación de la temperatura y presión son incompresibles y los volúmenes específicos permanecen inalterables

(sólidos y líquidos). Para las sustancias incompresibles se cumple que los calores específicos a volumen constante y a presión constante son iguales.

1.5. Balance de energía para sistemas cerrados y de flujo estacionario

Para determinar el balance térmico del motor Waukesha es necesario estudiar los fluidos de trabajo que contienen energía térmica como los gases de escape y agua de enfriamiento, para el análisis a los sistemas se los clasificará como estacionarios sin y con transferencia de masa [3]. Para el caso de sistema sin transferencia de masa y estacionario (sin energía potencial y cinética) la ecuación de balance de energía se reduce a:

$$E_i - E_o = \Delta U = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde:

- E_i Energía que ingresa al sistema.
- E_o Energía que sale del sistema.
- ΔU Variación de la energía interna.
- C_p Calor específico a presión constante.
- ΔT Diferencia entre la temperatura de entrada y salida.
- \dot{m} Flujo de masa del fluido.

Tomando en cuenta que no existe transferencia de trabajo con los exteriores y la única energía presente es el calor; por lo que, la ecuación de balance es:

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad (\text{Ec. 6})$$

Donde:

- \dot{Q} Flujo de calor.
- \dot{m} Flujo de masa del fluido.
- C_p Calor específico a presión constante.
- ΔT Diferencia entre la temperatura de entrada y salida.

En cambio, los sistemas de flujo estacionario comprenden transferencia de masa que ingresan y salen, a todo este conjunto lo llamaremos volumen de control. El análisis de los volúmenes de control se los realizará en estado estacionario; es decir, ningún cambio con respecto al tiempo después que el volumen de control ha

pasado del estado transitorio. Por lo tanto, la ecuación de balance de energía para un sistema de flujo estacionario se indica en la ecuación (Ec.6) [6].

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[(h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde:

- \dot{Q} Flujo de calor en el volumen de control.
- \dot{W} Flujo de trabajo en el volumen de control.
- \dot{m} Flujo de masa a través del volumen de control.
- h_2 Entalpia del sistema en el punto 2.
- h_1 Entalpia del sistema en el punto 1.
- V_2 Velocidad del sistema en el punto 2.
- V_1 Velocidad del sistema en el punto 1.
- g Aceleración de la gravedad.
- z_2 Altura del sistema en el punto 2.
- z_1 Altura del sistema en el punto 1.

Para este tipo de sistemas las variaciones de energía potencial y cinética suelen ser insignificantes y por ello la expresión anterior se reduce a:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (\text{Ec. 8})$$

Donde:

- \dot{Q} Flujo de calor.
- \dot{m} Flujo de masa del fluido.
- \dot{W} Flujo de trabajo realizado.
- h_2 Entalpia en el estado 2.
- h_1 Entalpia en el estado 1.

1.6. Transferencia de calor

Los tipos de transferencia de calor son: conducción, convección y radiación.

1.6.1. Transferencia de calor por conducción

Consiste en la transferencia de la energía en forma de calor desde los puntos a mayor temperatura hacia los puntos de menor temperatura a través de las partículas del fluido o cuerpo que puede estar en estado: sólido, líquido o gaseoso. Al considerar la transferencia de calor a través de una pared plana cumple la ecuación (Ec. 9) llamada ley de Fourier [7].

$$\dot{Q} = k A \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -k A \frac{\Delta T}{\Delta X} \quad (\text{Ec. 9})$$

Donde:

- \dot{Q} Flujo de transferencia de calor.
- k Conductividad térmica.
- A Área transversal de transferencia de calor.
- ΔT Diferencia de temperaturas.
- ΔX Espesor de la pared para transferencia de calor.

1.6.2. Transferencia de calor por convección

Consiste en la transferencia de la energía desde una superficie sólida en contacto con un líquido o un gas que está en movimiento, viene a ser una combinación de conducción por contacto más la velocidad de movimiento del fluido que está en contacto con la pared sólida. También es conocida como la ley de enfriamiento de Newton.

$$\dot{Q}_c = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (\text{Ec. 10})$$

Donde:

- \dot{Q}_c Flujo de transferencia de calor.
- h Factor de transferencia de calor de la superficie por convección.
- A_s Área transversal de transferencia de calor.
- T_s Temperatura en la superficie de contacto.
- T_∞ Temperatura del medio ambiente.

1.6.3. Transferencia de calor por radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas

(o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Ésta es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra. Todos los cuerpos a una temperatura arriba del cero absoluto emiten radiación térmica. La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s (en K o R) es expresada por la ley de Stefan- Boltzmann como [7].

$$\dot{Q}_{\text{emitida,max}} = \sigma * A_s * T_s^4 \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde:

- $\dot{Q}_{\text{emitida,max}}$ Razón máxima de transferencia.
- σ Constante de Stefan-Boltzmann $5,67 \times 10^{-8} [W/m^2 * K^4]$.
- A_s Área transversal de transferencia de calor.
- T_s^4 Temperatura termodinámica.

1.7. Presión y presión absoluta

La presión real en una determinada posición se llama presión absoluta y se mide respecto al vacío absoluto; sin embargo, la mayor parte de los dispositivos para medir la presión se calibran a cero en la atmósfera (Fig. 1.1). La diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica local es la manométrica [3]. Las presiones por debajo de la atmosférica se conocen como presiones de vacío y se miden mediante medidores de vacío que indican la diferencia entre las presiones atmosférica y absoluta. Las presiones manométricas, absolutas y de vacío son todas positivas y se relacionan mediante las siguientes ecuaciones.

$$P_{\text{man}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \quad (\text{Ec. 12})$$

$$P_{\text{vac}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \quad (\text{Ec. 13})$$

Donde:

- P_{man} Presión manométrica.
- P_{abs} Presión absoluta.
- P_{atm} Presión atmosférica.
- P_{vac} Presión de vacío.

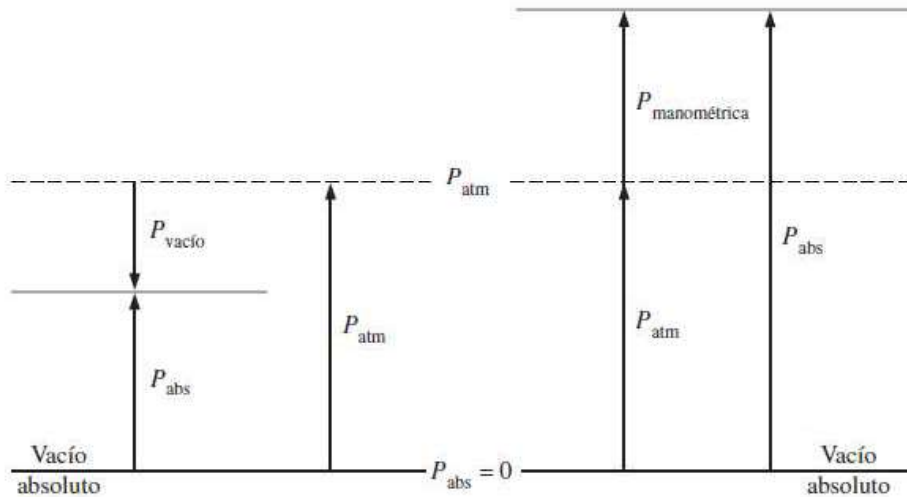


Figura 1.1. Relación presiones absoluta, manométrica y de vacío.

(Fuente: Cengel, 2012)

La presión es una magnitud escalar debido a que no tiene dirección única. La presión atmosférica es llamada presión barométrica y se mide con un dispositivo llamada barómetro que consiste en un tubo lleno de mercurio invertido e inundado en un recipiente que contiene mercurio. La expresión que permite obtener la presión barométrica es la ecuación (Ec.14):

$$P_{atm} = \rho * g * h \quad (\text{Ec. 14})$$

Donde:

- P_{atm} Presión atmosférica.
- ρ Densidad del mercurio.
- g Aceleración de la gravedad $9,807 \text{ [m / s}^2\text{]} @ 1[\text{Atm}]$.
- h Altura que alcanza la columna de mercurio en el tubo.

La presión atmosférica depende directamente de la altitud o metros sobre el nivel del mar [msnm] en el cual nos encontremos, para corregir la presión atmosférica se usa la formula barométrica (Ec.15) [3].

$$P_i = P_o * e^{-h/8000} \quad (\text{Ec. 15})$$

Donde:

- P_i Presión atmosférica en la altitud diferente al nivel de mar.
- P_o Presión atmosférica estándar a nivel de mar.
- h Altura en metros sobre el nivel de mar.
- e Función matemática exponencial.

1.8. Energía y eficiencia

Las energías que pueden existir en un sistema son: térmica, cinética, potencial, mecánica, eléctrica, química y nuclear. Para el análisis de los sistemas desde el punto de vista termodinámico a las energías se las clasifica en: macroscópicas que serán las que presenten un sistema con respecto al interior (energía cinética, potencial, etc) y las energías microscópicas que relaciones las estructuras internas/moleculares independiente de las energías externas y se las llama internas. La ecuación (Ec.16) muestra todos los componentes de la energía [6].

$$E = U + E_c + E_p = U + m * \frac{V^2}{2} + m * g * z \quad (\text{Ec. 16})$$

Donde:

- E Energía total.
- U Energía interna.
- E_c Energía cinética.
- E_p Energía potencial.
- m masa del sistema.
- V Velocidad del sistema.
- g Aceleración de la gravedad.
- z Altura del sistema.

Las energías internas que se presentan son: cinética por la colisión de las moléculas, energía potencial cuando los componentes internos están bajo el efecto de la gravedad, enlace atómico entre el núcleo-electrones y que se modifica durante las reacciones químicas como por ejemplo la combustión en un motor ciclo Otto y por último las energías nucleares que es la que aparece cuando se destruyen los enlaces existentes en el núcleo del átomo; por lo que, las únicas dos formas de interacción de energías relacionadas con un sistema cerrado son la transferencia de calor y el trabajo. Una interacción de energía corresponde a una transferencia

de calor si su fuerza impulsora es una diferencia de temperatura, de lo contrario es trabajo [3].

La función de la termodinámica en parte es la conversión de la energía desordenada que se manifiesta en calor a energía organizada en forma de trabajo con el uso de las máquinas térmicas cumpliendo ciertos ciclos termodinámicos que tienen irreversibilidades o pérdidas inevitables [3].

La eficiencia es un término de uso frecuente en la termodinámica debido a que cuantifica la conversión de la energía y por último podemos tener valores finales de utilidad energética en base a las entradas al sistema. La eficiencia se define como el trabajo neto eléctrico dividido para la energía de entrada al sistema; la energía de entrada es el producto del poder calorífico inferior del combustible (LHV) multiplicado por el flujo neto de combustible que ingresa al sistema [4].

$$\eta = \frac{\dot{W}_n}{LHV * \dot{m}} \quad (\text{Ec. 17})$$

Donde:

- η Eficiencia.
- \dot{W}_n Trabajo neto eléctrico.
- LHV Poder calorífico inferior del combustible.
- \dot{m} Flujo másico de combustible de entrada.

Las eficiencias globales en la actualidad están entre el 26 al 30% para los motores de automóviles a gasolina, entre el 34 al 40% para los motores a diésel y del 40 al 60% para las grandes centrales de generación que utilizan la cogeneración [8].

1.9. Entropía o potencial de pérdida de energía

La segunda ley de la termodinámica define la existencia de una desigualdad que representa las máquinas reales (no reversibles) y en este ámbito se presenta la desigualdad de Clausius, que la integral cerrada de la diferencial de calor (Q) respecto a la temperatura es menor o igual a cero [6].

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (\text{Ec. 18})$$

Donde:

- δQ Diferencial del calor.
- T Temperatura del sistema.

Al término dentro de la integral Clausius lo llamó entropía [6].

$$S = \left(\frac{\delta Q}{T} \right) \text{ [kJ/K]} \quad (\text{Ec. 19})$$

Donde:

- S Entropía.
- δQ Diferencial del calor.
- T Temperatura del sistema.

En conclusión, la entropía es una medida del desorden o desorganización molecular de un sistema y viene a ser un sinónimo de pérdidas o energía no útil o no aprovechable.

1.10. Exergía o potencial de trabajo útil

Por las irreversibilidades que se dan en los procesos termodinámicos la energía total de entrada no puede ser transformada en su totalidad en trabajo útil. La exergía es la magnitud que cuantifica la cantidad de trabajo útil que se puede obtener de una fuente de energía. La exergía es también llamada disponibilidad o energía disponible.

El trabajo realizado en un proceso depende del estado inicial, estado final y trayectoria seguida. Cuando se llega a las condiciones de equilibrio en un proceso se entiende que se alcanzó las condiciones ambientales estándar en presión, temperatura y a este estado se lo llama estado muerto, se lo identifica por un subíndice cero por ejemplo: P_o , T_o , V_o , S_o , h_o . [3]

El valor de las magnitudes del estado muerto es [3]:

- $T_o = 25 \text{ [}^\circ\text{C]} = 77 \text{ [}^\circ\text{F]}$
- $P_o = 1 \text{ [Atm]} = 14,7 \text{ [psia]} = 101.325,00 \text{ [kPa]}$

Un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente o estado muerto.

La exergía no cuantifica la cantidad de trabajo que se obtiene de un proceso sino define el límite superior que el dispositivo puede entregar cumpliendo las leyes de la termodinámica. La energía cinética y potencial son de naturaleza mecánica y por ello no generan irreversibilidades ya que no dependen de la presión ni de la

temperatura; sin embargo, la energía (u) y la entalpia (h) si dependen de la presión y la temperatura.

El trabajo reversible se define como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que se necesita ser proporcionado) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados [3]. Por lo tanto, las irreversibilidades se definen como la diferencia entre el trabajo reversible de salida menos el trabajo útil.

$$I = W_{rev,out} - W_{util,out} \quad (\text{Ec. 20})$$

Donde:

- I Irreversibilidades.
- $W_{rev,out}$ Trabajo reversible de salida.
- $W_{util,out}$ Trabajo útil de salida.

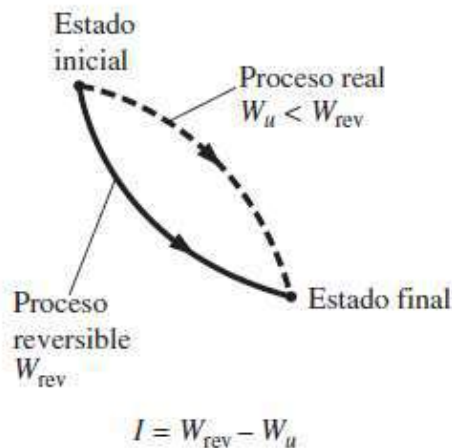


Figura 1.2. Irreversibilidad y trabajo útil.

(Fuente: Cengel, 2007)

La eficiencia según la segunda ley de la termodinámica se expresa como la relación entre la salida de trabajo útil y trabajo máximo posible (reversible); también puede expresarse como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible a las mismas condiciones como se indica en la ecuación (Ec.21) [3].

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{tér}}{\eta_{tér,rev}} \quad (\text{Ec. 21})$$

También se puede escribir la eficiencia en base a las exergías con las siguientes expresiones:

$$\eta_{II} = \frac{Ex\ r}{Ex\ s} = 1 - \frac{Ex\ d}{Ex\ s} \quad (\text{Ec. 22})$$

Donde:

- η_{II} Eficiencia según la segunda ley de la termodinámica.
- $\eta_{tér}$ Eficiencia térmica real.
- $\eta_{tér,rev}$ Eficiencia térmica máxima posible.
- $Ex\ r$ Exergía recuperada.
- $Ex\ s$ Exergía suministrada.
- $Ex\ d$ Exergía destruida.

Para analizar la exergía de un sistema se toma en cuenta la presencia de energía termomecánica puramente y se asume que los cambio en las energía atómicas, eléctricas, electromagnéticas y reacciones químicas no tienen lugar. Se analizan los 2 tipos de sistemas: uno sin transferencia de masa y el otro con transferencia de masa pero en estado estable.

En la exergía de un sistema cerrado se considera que la energía interna está compuesta de energía sensible, latente, química y nuclear. En ausencia de reacciones químicas y nucleares se considera que el sistema posee energía sensible y latente que puede transferirse como calor a las fronteras. La energía cinética y potencial son cero por tratarse de sistemas estacionarios. Por lo tanto, el trabajo útil se lo expresa:

$$\Delta\emptyset = (e_2 - e_1) + P_0 (V_2 - V_1) - T_0 (S_2 - S_1) \quad (\text{Ec. 23})$$

Donde:

- $\Delta\emptyset$ Diferencial de exergía de un sistema cerrado.
- e_2 Energía interna en el punto 2.
- e_1 Energía interna en el punto 1.
- P_0 Presión en el estado muerto 0.
- V_2 Velocidad en el punto 2.
- V_1 Velocidad en el punto 1.
- T_0 Temperatura en el estado muerto 0.
- S_2 Entropía en el punto 2.
- S_1 Entropía en el punto 1.

1.11. Máquinas térmicas

Existen depósitos de energía térmica con capacidad de absorber o suministrar gran cantidad de energía sin sufrir variaciones de temperatura como por ejemplo el agua del mar, el aire de la atmosfera. A las fuentes que suministran energía se las llama fuentes y las que reciben se llaman sumideros [6].

La conversión de trabajo en otras clases de energía es fácil pero la conversión de energía en trabajo resulta ser uno de los retos más complicados de la termodinámica para hacerlo de modo eficiente. Los dispositivos que convierten la energía térmica en trabajo se denominan máquinas térmicas y las propiedades de estas son:

- Reciben calor de una fuente a alta temperatura.
- Parte del calor recibido se transforma en trabajo.
- El residuo de calor es evacuado a un sumidero.
- Operan cumpliendo un ciclo termodinámico.

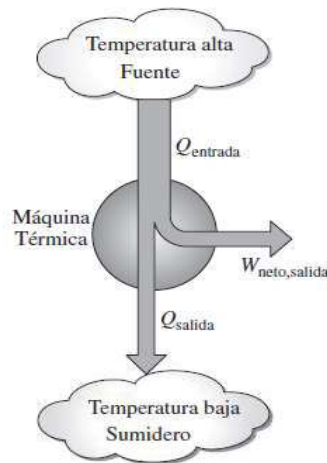


Figura 1.3. Máquina térmica.

(Fuente: Cengel, 2012)

$$W_{\text{net, sal}} = Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sal}} \quad (\text{Ec. 24})$$

Donde:

- $W_{\text{net, sal}}$ Trabajo neto de salida.
- Q_{ent} Calor de entrada al sistema.
- Q_{sal} Calor de salida del sistema.

Las turbinas de vapor se consideran máquinas térmicas, pero también entran en esta clasificación los motores de combustión interna pese a que el calor que generan en la combustión es desechado y reemplazado por una nueva mezcla fresca.

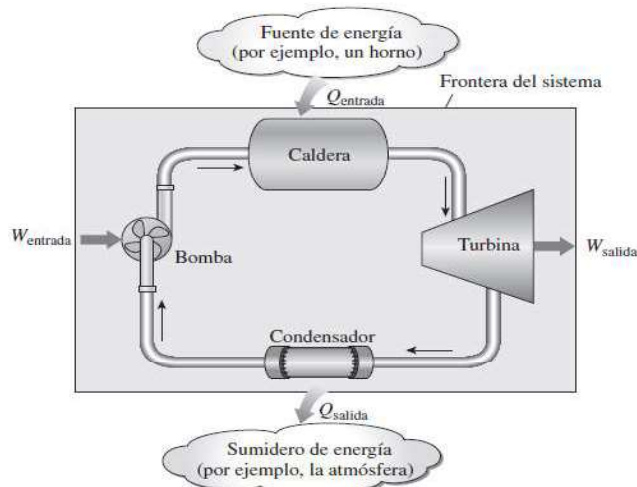


Figura 1.4. Turbina de vapor.

(Fuente: Cengel, 2012)

La fracción de entrada de calor que se convierte en trabajo neto dividido para el total del calor que ingresa al sistema se le llama eficiencia térmica, la ecuación (Ec.25) representa la eficiencia térmica y también muestra equivalencias [6].

$$\eta_{\text{term}} = \frac{W_{\text{net, sal}}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (\text{Ec. 25})$$

Donde:

- η_{term} Eficiencia térmica.
- $W_{\text{net, sal}}$ Potencia neta de salida.
- Q_H Fuente de calor de alta temperatura.
- Q_L Fuente de calor de baja temperatura.
- T_L Temperatura baja de la fuente.
- T_H Temperatura alta de la fuente.

1.11.1. Ciclo de Carnot

En 1824 el ingeniero francés Sadi Carnot propone un ciclo reversible llamado el ciclo de Carnot y su máquina térmica de Carnot se compone de cuatro procesos reversibles: dos adiabáticos y dos isotérmicos llevado en un sistema cerrado o de flujo estacionario [3].

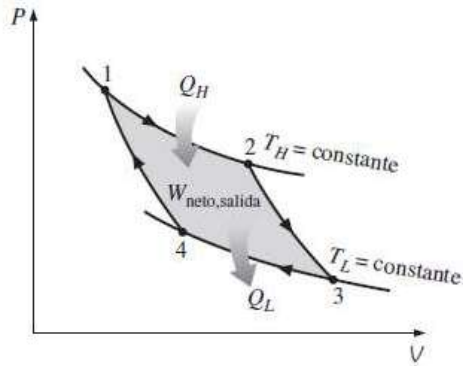


Figura 1.5. Diagrama P-V de un ciclo de Carnot.
(Fuente: Cengel, 2012)

Los cuatro procesos reversibles son:

Expansión isotérmica reversible (proceso 1-2): El cilindro está en contacto con la fuente de temperatura (T_H) y se permite que el gas se expanda realizando trabajo lentamente desplazando el pistón y perdiendo temperatura. La cantidad de calor transferido al gas es (Q_H).

$$P_1 * V_1^k = P_2 * V_2^k \quad (\text{Ec. 26})$$

Donde:

- P_1 Presión en el punto 1.
- V_1 Volumen en el punto 1.
- P_2 Presión en el punto 2.
- V_2 Volumen en el punto 2.
- k Relación de calores específicos igual a 1,4 ver ecuación (Ec. 31)

Expansión adiabática reversible (proceso 2-3): Se retira la fuente de calor (T_H) y se aísla térmicamente por lo que el sistema es adiabático y continúa desplazando el embolo a la posición 3 igualmente perdiendo temperatura.

$$q_{av} = C_v * (T_3 - T_2) \quad (\text{Ec. 27})$$

Donde:

- q_{av} Calor añadido a volumen constante.
- C_v Calor específico a volumen constante.
- T_3 Temperatura de la mezcla en el punto 3.
- T_2 Temperatura de la mezcla en el punto 2.

Compresión isotérmica reversible (proceso 3-4): Al embolo se lo pone en contacto con un sumidero de baja temperatura (T_L), en este instante se realiza un trabajo externo que comprime el embolo provocando un incremento de temperatura, existe una transferencia de calor hacia el sumidero. La cantidad de calor rechazado al sumidero es (Q_L).

Compresión adiabática reversible (proceso 4-1): Al embolo se retira del sumidero de baja temperatura (T_L), se coloca aislamiento térmico y se comprime el gas de manera reversible con un trabajo externo y por tanto el sistema vuelve a el punto de partida 1. La temperatura sube de (T_L) a (T_H) en un proceso adiabático reversible.

La eficiencia de la máquina de Carnot está dada por la ecuación (Ec.25).

1.11.2. Segunda ley de la termodinámica (Kelvin-Planck)

Ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil. La segunda ley de la termodinámica enunciada por Kelvin Planck dice: “Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo” [3].

Las leyes de transferencia de calor indican claramente que el flujo de calor va desde un cuerpo a mayor temperatura al de menor temperatura; sin embargo, los refrigeradores son dispositivos que transportan calor desde un medio frío a un medio de mayor temperatura, pero con la ayuda de un compresor y gas refrigerante que necesitan absorber energía eléctrica para cumplir con esta función.

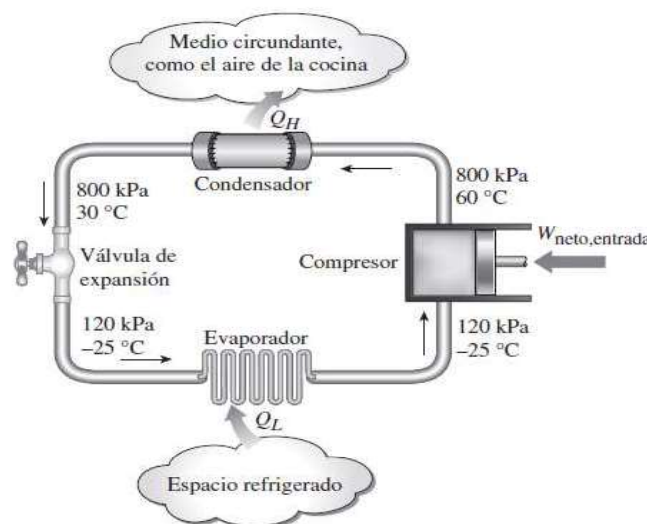


Figura 1.6. Componentes de un sistema de refrigeración.

(Fuente: Cengel, 2012)

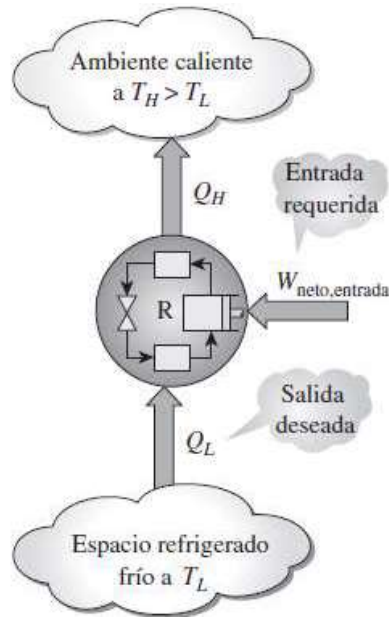


Figura 1.7. Esquema de un refrigerador.

(Fuente: Cengel, 2012)

El coeficiente de desempeño de un refrigerador se define como la salida energética neta deseada dividida para la entrada energética requerida y el objetivo de esta máquina térmica es remover el calor desde el interior (Q_L) hacia el ambiente. Su valor puede ser mayor a 1.

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{net, ent}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \text{ [K]} \quad (\text{Ec. 28})$$

Donde:

- COP_R Coeficiente de desempeño del refrigerador.
- $W_{net, ent}$ Potencia neta de entrada.
- Q_H Fuente de calor de alta temperatura.
- Q_L Fuente de calor de baja temperatura.

1.11.3. Ciclo Otto, Motores de Combustión Interna (MCI)

El ciclo de Otto es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa. Recibe ese nombre en honor a Nikolaus A. Otto, quien en 1876, en Alemania, construyó una exitosa máquina de cuatro tiempos utilizando el ciclo propuesto por el francés Beau de Rochas en 1862 [3].

1.11.3.1. Máquina de cuatro tiempos

En las máquinas de cuatro tiempos el pistón realiza cuatro tiempos completos y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico. Un diagrama esquemático de cada tiempo, así como el diagrama P-V para una máquina real de encendido por chispa de cuatro tiempos [9] se muestra en la figura 1.9.

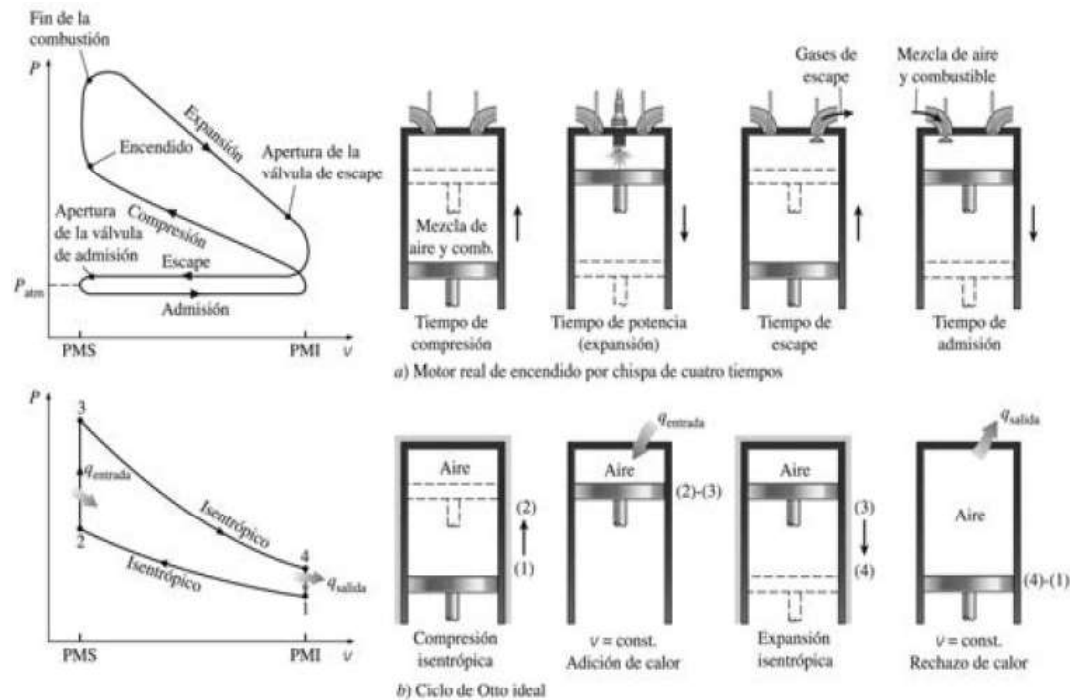


Figura 1.8. Diagrama P-V real y teórico de ciclo Otto.

(Fuente: Cengel, 2012)

A continuación se explica los cuatro tiempos del MCI ciclo Otto.

Compresión: El pistón se encuentra en el punto muerto inferior (PMI) es decir con el máximo desplazamiento hacia abajo y la cámara llena de mezcla de aire/combustible; entonces el cigüeñal acoplado a través del brazo de biela al pistón empuja a este hacia arriba comprimiendo la mezcla y antes de llegar al punto muerto superior (PMS) se da la orden de encendido de la bujía para que se inflame la mezcla comprimida en la cámara de combustión. En el diagrama P-V va desde el estado 1 al estado 2.

Expansión: Cuando el pistón se encuentra en el PMS y con la mezcla inflamada se produce en la cámara de combustión un incremento en la presión y temperatura que provocan el desplazamiento del pistón hacia abajo transmitiendo el movimiento a través del brazo de biela al cigüeñal provocando el giro del mismo. En el diagrama P-V va desde el estado 3 al estado 4.

Escape: Cuando llega el pistón al PMI termina la transmisión de movimiento al cigüeñal, se abre la válvula de escape y por acción del mismo empieza el pistón a subir hacia el PMS empujando los gases producto de la combustión hacia el exterior. En el diagrama P-V va desde el estado 4 al estado 1.

Admisión: Al llegar al PMS termina la evacuación de los gases de escape y se cierra esta válvula al mismo tiempo que se abre la válvula de admisión para permitir el ingreso de mezcla fresca de aire/combustible a la cámara mientras que el pistón sigue viajando al PMI absorbiendo o creando un efecto de succión. Al llegar el pistón al PMI se cierra la válvula de admisión y nuevamente comienza el viaje del pistón al PMS para repetir nuevamente el paso primero de este ciclo. En el diagrama P-V va desde el estado 2 al estado 3.

Para el análisis del ciclo real es necesario acudir al ciclo teórico de Otto que se indica en la figura 1.9, se compone de los siguientes cuatro procesos reversibles:

1. Compresión isentrópica. (1-2)
2. Adición de calor al volumen constante. (2-3).
3. Expansión isentrópica. (3-4).
4. Rechazo de calor a volumen constante (4-1).

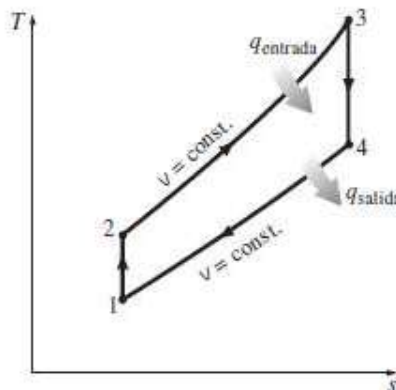


Figura 1.9. Diagrama T-S teórico de ciclo Otto.

(Fuente: Cengel, 2012)

La ecuación que define la eficiencia térmica del ciclo Otto se expresa en función de la relación de compresión (relación de volúmenes) y la relación existente entre calores específicos según la ecuación (Ec. 29) [9].

$$\eta_{ter,OTTO} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (\text{Ec. 29})$$

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (\text{Ec. 30})$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{Ec. 31})$$

Donde:

- $\eta_{ter,OTTO}$ Eficiencia térmica del MCI ciclo Otto.
- r Relación de compresión entre volumen máximo y mínimo.
- V_{max} Volumen máximo de cilindro.
- V_{min} Volumen mínimo de cilindro.
- k Relación entre Calores específicos.
- C_p Calor específico a presión constante.
- C_v Calor específico a volumen constante.

Para un valor de $k = 1,4$ y que corresponde a la relación de calores específicos a temperatura ambiente se tiene una gráfica de las eficiencias del ciclo Otto para diferentes relaciones de compresión [9].

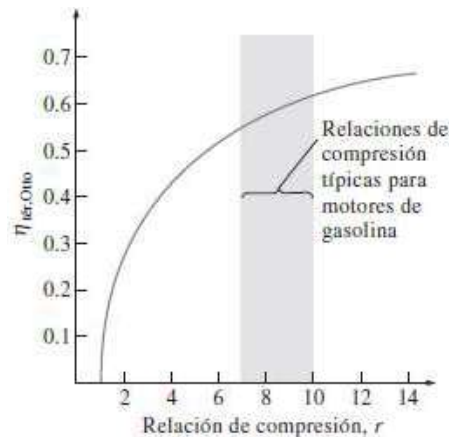


Figura 1.10. Eficiencia ciclo Otto con relación compresión.

(Fuente: Cengel, 2012)

La eficiencia de un ciclo real de Otto será menor que la eficiencia del ciclo teórico debido a la fricción, pérdidas por calentamiento, combustión incompleta, etc.

Adicional también sufre variación la eficiencia del ciclo Otto con la variación de la relación de los calores específicos (k).

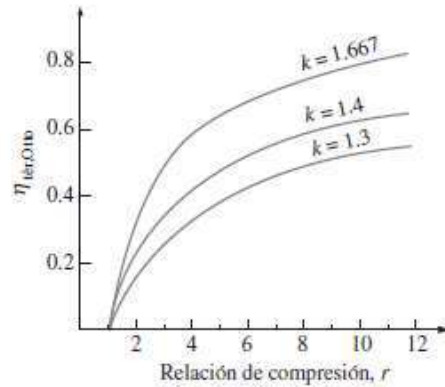


Figura 1.11. Eficiencia ciclo Otto calores específicos.
(Fuente: Cengel, 2012)

1.11.4. Ciclo Rankine

El ciclo de Carnot es el más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites especificados de temperatura. Así, es natural considerar primero a este ciclo como un prospecto de ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Sin embargo, el ciclo de Carnot no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia; se ha considerado al vapor como el fluido de trabajo, ya que su uso predomina en los ciclos de potencia de vapor [3].

Considérese un ciclo de Carnot de flujo estacionario ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura, como se muestra en la figura 12-a). El fluido se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera (proceso 1-2); se expande isoentrópicamente en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se comprime de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1).

Con este ciclo se asocian varias situaciones imprácticas [3]:

1. La transferencia isotérmica de calor hacia o desde un sistema de dos fases no es difícil de alcanzar en la práctica, porque una presión constante en el dispositivo fija automáticamente la temperatura en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden aproximarse bastante a los de las calderas y los condensadores reales. Sin embargo, restringir los procesos de transferencia de calor a sistemas de dos fases limita severamente la temperatura máxima que puede utilizarse en el ciclo (tiene que permanecer debajo del valor del punto crítico, el cual es de 374 °C

para el agua). Restringir la temperatura máxima en el ciclo limita también la eficiencia térmica. Cualquier intento por elevar la temperatura máxima en el ciclo implica la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo en una sola fase, lo que no es fácil de realizar de modo isotérmico [3].

2. El proceso de expansión isentrópica (proceso 2-3) puede aproximarse bastante mediante una turbina bien diseñada. Sin embargo, la calidad del vapor disminuye durante este proceso, como se observa en el diagrama T - s de la figura 12-a). Por lo tanto, la turbina tiene que manejar vapor con baja calidad, es decir, vapor con un alto contenido de humedad. El choque de gotas líquidas sobre los álabes de la turbina produce erosión y es una de las principales fuentes de desgaste. Así, el vapor con calidades menores a 90 por ciento no puede ser tolerado en la operación de centrales eléctricas. Este problema podría eliminarse utilizando un fluido de trabajo con una línea muy inclinada de vapor saturado [3].

3. El proceso de compresión isentrópica (proceso 4-1) implica la compresión de una mezcla de líquido y vapor hasta un líquido saturado. Hay dos dificultades asociadas con este proceso: primero, no es fácil controlar el proceso de condensación de manera tan precisa como para obtener finalmente la calidad deseada en el estado 4; y segundo, no es práctico diseñar un compresor que maneje dos fases.

Algunos de estos problemas pueden eliminarse al ejecutar el ciclo de Carnot de manera diferente, como se muestra en la figura 1.12b). Sin embargo, este ciclo presenta otros problemas, como la compresión isentrópica a presiones extremadamente altas y la transferencia isotérmica de calor a presiones variables. Por lo tanto, se concluye que el ciclo de Carnot no puede lograrse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor [3].

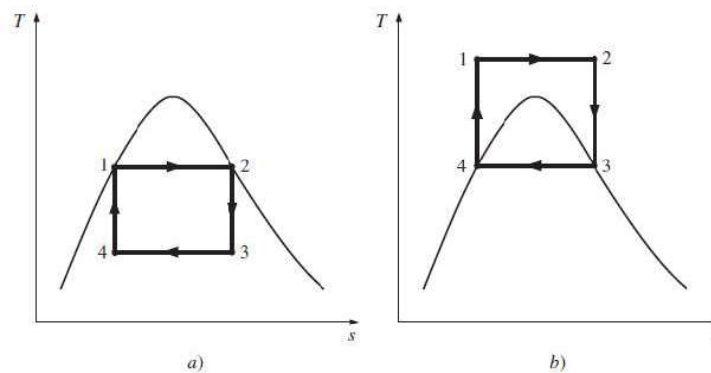


Figura 1.12. Diagrama T - s para dos ciclos de vapor.

(Fuente: Cengel, 2012)

1.11.4.1. Ciclo Rankine: El ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor

Se elimina muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en un diagrama $T-s$ en la figura 1.13. Lo que resulta es el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor, no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos [3]:

1-2 Compresión isentrópica en una bomba

2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera

3-4 Expansión isentrópica en una turbina

4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

El agua entra a la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se condensa isoentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia vertical entre los estados 1 y 2 en el diagrama $T-s$ se exagera de manera considerable para mayor claridad. El agua entra a la caldera como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes, se transfiere al agua esencialmente a presión constante. La caldera, junto con la sección (sobrecalentado) donde el vapor se sobrecalienta, recibe el nombre de generador de vapor [3].

El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina donde se expande isoentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al condensador. En este estado el vapor es por lo general un vapor húmedo con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, el cual es básicamente un gran intercambiador de calor, rechazando el calor hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor sale del condensador como líquido saturado y entra a la bomba, completando el ciclo. En áreas donde el agua es muy valiosa, las centrales eléctricas son enfriadas con aire en lugar de agua. Este método de enfriamiento, que también se emplea en motores de automóvil, es conocido como enfriamiento seco. Varias centrales eléctricas en el mundo, incluidas algunas en Estados Unidos, utilizan enfriamiento seco para conservar el agua. El área bajo la curva del proceso en un diagrama $T-s$ representa la

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

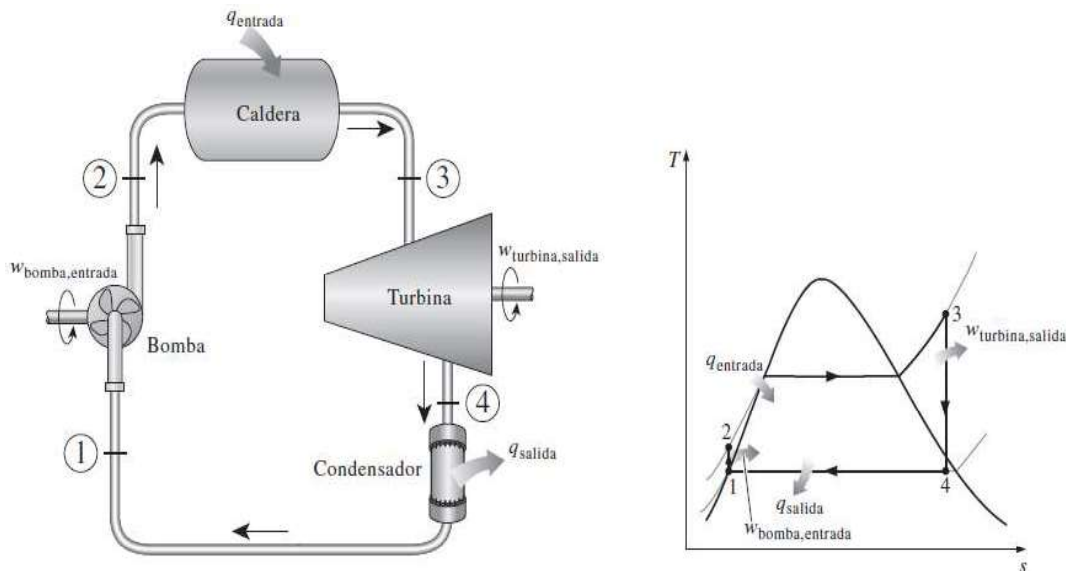


Figura 1.13. El ciclo Rankine ideal simple.
(Fuente: Cengel, 2012)

1.11.4.2. Analisis de energia del ciclo Rankine ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos 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 [3]:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e \quad (\text{Ec. 32})$$

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

$$\text{Bomba } (q = 0): \quad W_{bomba,entrada} = h_2 - h_1 \quad (\text{Ec. 33})$$

ó

$$W_{bomba,entrada} = V(P_2 - P_1) \quad (\text{Ec. 34})$$

Donde:

$$h_1 = h_{f a P_1} \text{ y } V \cong V_1 = V_{f a P_1}$$

$$\text{Caldera } (W = 0): \quad q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad (\text{Ec. 35})$$

$$\text{Turbina } (q = 0): \quad W_{turbina,salida} = h_3 - h_4 \quad (\text{Ec. 36})$$

$$\text{Condensador } (W = 0): \quad W_{salida} = h_4 - h_1 \quad (\text{Ec. 37})$$

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

$$\eta_{tér} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad (\text{Ec. 38})$$

Donde:

$$W_{neto} = q_{entrada} - q_{salida} = W_{turbina,salida} - W_{bomba,entrada} \quad (\text{Ec. 39})$$

Según, la eficiencia de conversión de las centrales eléctricas estadounidenses se expresa a menudo en términos de la tasa térmica, que es la cantidad en [Btu] de calor suministrada para generar 1 [kWh] de electricidad. Cuanto menor es la tasa térmica, más grande será la eficiencia. Si se considera que 1 [kWh] = 3 412 [Btu], y sin tomar en cuenta las pérdidas asociadas con la conversión de potencia en el eje a potencia eléctrica, la relación entre la tasa térmica y la eficiencia térmica puede expresarse como [3]:

$$\eta_{ter} = \frac{3412 \left(\frac{BTU}{kWh} \right)}{\text{Tasa térmica} \left(\frac{BTU}{kWh} \right)} \quad (\text{Ec. 40})$$

Por ejemplo, una tasa térmica de 11363 [BTU/kWh] es equivalente a una eficiencia térmica de 30 por ciento. La eficiencia térmica también puede interpretarse como la relación entre el área encerrada por el ciclo en un diagrama $T-s$ y el área bajo el proceso de adición de calor.

1.12. Combustible y combustión

Un combustible es cualquier material que puede quemarse y por tanto liberar energía. El combustible que se usa para este trabajo de titulación es el gas asociado que viene acompañando al petróleo durante los procesos extractivos y está compuesto por hidrógeno más carbono y por ello recibe el nombre de hidrocarburo.

Para el caso del bloque 15 de Petroamazonas EP en su mayoría el gas es procesado: secado, comprimido, filtrado y almacenado para ser utilizado en generación eléctrica como combustible para los motores a gas Waukesha y Jenbacher en un volumen aproximado de 1600 [MSCF] por día y el restante de gas no utilizable para generación se envía a quemar en teas.

El gas asociado que se utiliza como combustible está compuesto por algunos componentes hidrocarburos gaseosos tales como: metano (CH_4), etano (C_2H_6), propano (C_3H_8), butano (C_4H_{10}), pentano (C_5H_{12}) y otros en fracciones menores, para referencia ver la tabla 2.5. El componente metano (CH_4) presenta buenas propiedades como combustible para los motores de combustión interna por sus características detonantes; sin embargo, el resto de hidrocarburos gaseosos en fracciones molares menores ayudan a incrementar el poder calorífico total de la mezcla.

Por otro lado la reacción química es un proceso durante el cual se oxida un combustible y libera gran cantidad de energía y se llama combustión. La composición del aire es: 20.9% de oxígeno, 78.03 % de nitrógeno, 0.94% de argón, 0.03% CO_2 y la pequeña fracción de otros; por lo que, en una mol de aire que ingresa a la cámara de combustión existe oxígeno y nitrógeno. Se considera para el análisis que el nitrógeno, argón y otros no reaccionan [8]:



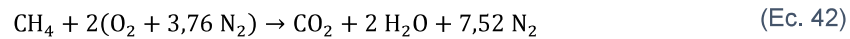
Donde:

- kmol O_2 Kilomol de una molécula diatómica de oxígeno.
- kmol N_2 Kilomol de una molécula diatómica de nitrógeno.
- kmol aire Kilomol de una molécula de aire.

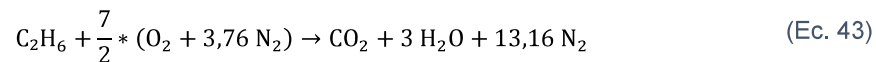
En la combustión los componentes que están presentes antes de la reacción se llaman reactivos; mientras que, los componentes que se crean después se llaman productos.

Cuando la mezcla comprimida de gas/aire que ingresa a la cámara de combustión se inflama idealmente todos los hidrocarburos reaccionan con el oxígeno cumpliendo cada una su reacción química, en adelante se muestran las ecuaciones de las reacciones químicas para cada hidrocarburo [8].

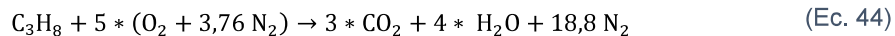
Reacción química del metano [9]:



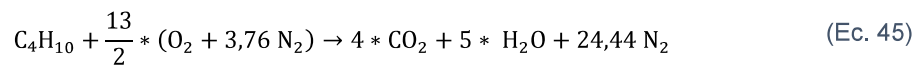
Reacción química del etano [9]:



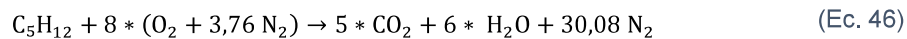
Reacción química del propano [9]:



Reacción química del butano [9]:



Reacción química del pentano [9]:



Las reacciones químicas se clasifican en endotérmicas y exotérmicas.

Reacción exotérmica: Es aquella reacción química donde se libera calor, esto significa que la energía de las moléculas de los productos es menor que la energía de las moléculas de los reactivos y por tanto la entalpia es negativa.

Reacción endotérmica: Es aquella reacción química donde se absorbe calor, esto significa que la energía de las moléculas de los productos es mayor que la energía de las moléculas de los reactivos y por tanto la entalpia es positiva.

1.13. Generación de aire frío por absorción

El ciclo de absorción no es un descubrimiento reciente. Sus antecedentes pueden situarse en 1755, cuando el escocés William Cullen consiguió obtener una pequeña cantidad de hielo en una campana donde mantenía una presión reducida. Poco después, en 1777, otro escocés, Gerald Nairne, introducía ácido sulfúrico en la campana de Cullen, de manera que el vapor de agua fuera absorbido por éste, dejando espacio para permitir una mayor evaporación de agua. Algo más tarde, en 1810, John Leslie coloca dentro de la campana bajo vacío un recipiente con el agua a evaporar y en el fondo otro recipiente con el ácido sulfúrico, logrando una producción de 3 [kg] de hielo por hora. Pero es finalmente el francés Ferdinand Carré, quién construye y comercializa en 1890 la primera máquina de absorción, destinada principalmente a la fabricación de hielo, utilizando amoníaco como refrigerante y agua como absorbente. Hasta los años sesenta del pasado siglo XX, ésta técnica se desarrolló especialmente en los Estados Unidos, pero posteriormente ha evolucionado particularmente en el Japón [10].

El ciclo termodinámico de enfriamiento por absorción al igual que de compresión, se basa en la necesidad de obtener calor para el fluido refrigerante cuando cambia de estado líquido a vapor al pasar de alta presión a otra más baja. En los equipos de refrigeración, el fluido en estado líquido se encuentra a más alta presión en el condensador y al pasar por la válvula de estrangulación baja la presión y se dirige al evaporador donde obtiene de su entorno el calor necesario para poder evaporarse. Este refrigerante en estado de vapor se devuelve a alta presión al condensador donde se elimina el calor que ha obtenido volviendo al estado líquido para empezar de nuevo el ciclo. Con ello se logra sacar el calor de un espacio mediante el evaporador y disiparlo al exterior usando el condensador [3].

Mientras que en el ciclo de compresión, la circulación del fluido y el efecto de la presión se obtiene con un compresor mecánico, en el ciclo de absorción ello se logra aportando calor al generador donde el refrigerante está mezclado con otro fluido denominado absorbente cuya función es absorber el vapor en la zona de baja presión para poder devolverlo en forma líquida al generador. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es de amoníaco-agua, donde el amoníaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción usan bromuro de litio (LiBr) y agua (H_2O), en los que el

agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, donde la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua [3].

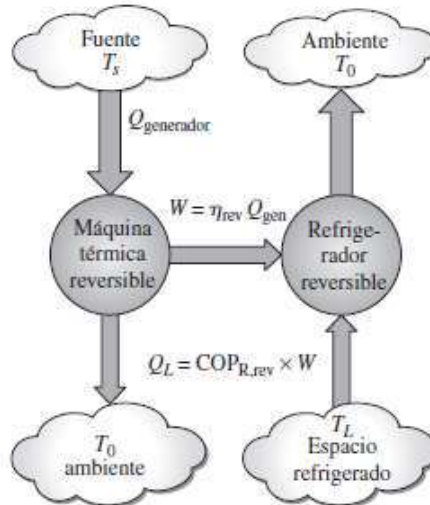


Figura 1.14. COP de máquina de absorción.

(Fuente: Cengel, 2012)

La eficiencia de una máquina refrigeradora que trabaja por ciclo de absorción se indica en la ecuación (Ec.47):

$$\text{COP}_{\text{rev/max, abs}} = \eta_{\text{ter,rev}} * \text{COP}_{\text{R,rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) * \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (\text{Ec. 47})$$

Donde:

- $\text{COP}_{\text{rev/max, abs}}$ Coeficiente rendimiento máximo de refrigeración por absorción.
- $\eta_{\text{ter,rev}}$ Eficiencia térmica para refrigeración.
- $\text{COP}_{\text{R,rev}}$ Coeficiente rendimiento de refrigeración reversible.
- T_0 Temperatura absoluta del medio ambiente.
- T_L Temperatura del espacio a refrigerar.
- T_s Temperatura de la fuente de calor.

Por lo general, la eficiencia real de una máquina de absorción suele ser menor a uno. Estas unidades tienen un mejor desempeño para temperaturas de fuentes calientes de mayor temperatura.

1.13.1. Descripción del ciclo de absorción

Para explicar el funcionamiento de una máquina de absorción se asume que utiliza una solución de agua y bromuro de litio (LiBr); el agua hace la función de refrigerante y el bromuro de litio será el agente absorbente. El LiBr es una sal de características similares al cloruro de sodio o sal común (NaCl) soluble con el agua, adicional se conoce que a una presión menor de 0,9 [kPa] (presión muy baja respecto a la atmosférica el agua se evapora a una temperatura promedio de 3 [°C] [10].

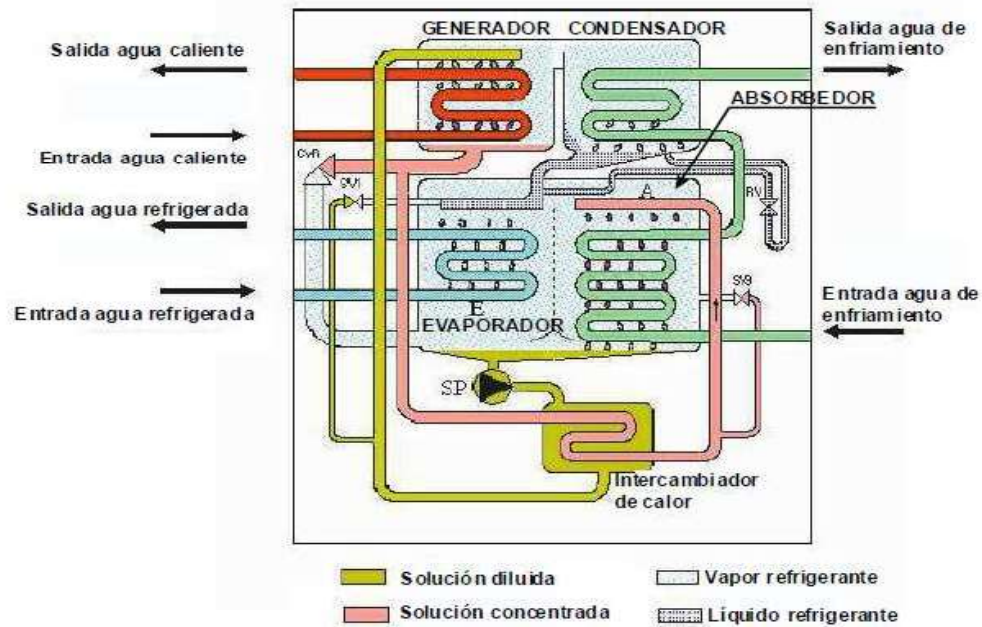


Figura 1.15. Diagrama esquemático máquina de absorción.

(Fuente: Yazaki, 2012)

Refiriéndose a la figura 1.15 se explica el funcionamiento de un equipo de absorción; en el generador (intercambiador de calor) por un lado ingresa agua caliente a 88 [°C] y por el otro lado una solución acuosa que contiene 52% de bromuro de litio, el agua sale del generador después de transferir calor al fluido a 83 [°C] siendo la presión interior de 8 [kPa], por el aporte de calor que recibe el generador el agua entra en ebullición y dicho fluido viaja al condensador aumentando la concentración de la solución restante a 56% de bromuro de litio que viaja a la parte inferior, hasta tanto en el condensador el vapor de agua es enfriado a 36 [°C] debido al efecto de la torre de enfriamiento y que ingresa a la máquina a una temperatura de 29,5 [°C] condensando el vapor y convirtiéndolo en agua [10].

El agua ingresa al evaporador que esta a una presión absoluta de 0,9 [kPa]; por lo que, se evapora absorbiendo el calor necesario en el área a refrigerar a través de un circuito de agua fría a una temperatura de 7[°C] y luego retorna absorbiendo calor del medio a una temperatura de 12[°C]. Al mismo tiempo, la solución concentrada al 56% de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua del mismo absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua. Ello permite eliminar el vapor de agua a medida que se produce y continua manteniendo la presión de 0,9 [kPa] en el espacio compartido por el evaporador y absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador. Por último, la solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor, vuelve al generador para reiniciar el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo [10].

A continuación se muestra en la figura 1.16 el comportamiento de la capacidad frigorífica en función de las temperaturas de la fuente de calor y de la torre de enfriamiento.

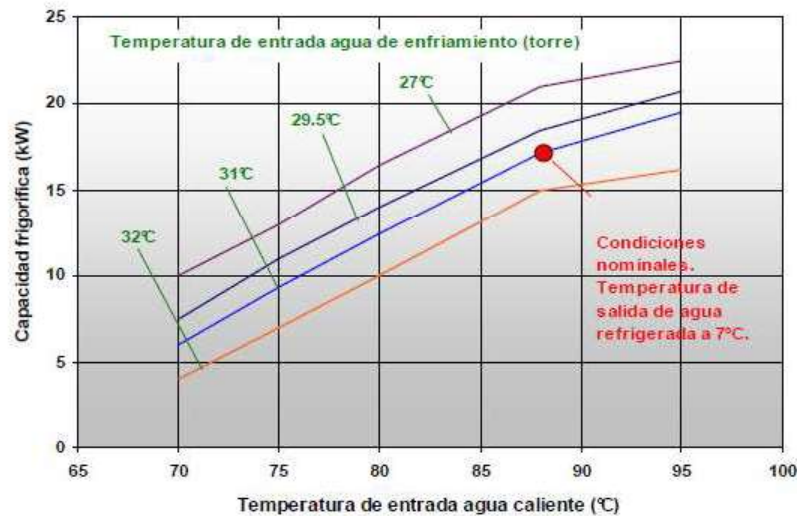


Figura 1.16. Capacidad frigorífica en función de la fuente de calor y torre.

(Fuente: Yazaki, 2012)

Este proyecto de titulación tiene por objeto aprovechar el calor que se desecha durante el funcionamiento del MCI a gas ciclo Otto, desde este punto de vista se planifica la utilización de este calor para producir la refrigeración por absorción como un método para mejorar la eficiencia en el consumo de combustible gas debido a la alta demanda de aire frío para climatizar en climas tropicales.

1.14. Conceptos fundamentales: Cogeneración y Trigeneración

En la búsqueda de soluciones energéticas más sostenibles y productivas, la sociedad se está volcando hacia los sistemas de cogeneración, llamados también sistemas combinados de calor y energía (CHP), que producen simultáneamente energía eléctrica y térmica a partir de una fuente única de combustible. La cogeneración no impulsa solamente la eficiencia y la reducción de costos, además ayuda a cumplir con las normativas estrictas sobre emisiones y en algunos países se pueden obtener incluso beneficios como por ejemplo “bonos verdes”, los cuales se pueden vender o usar para compensar sus emisiones y contribuir al mismo tiempo a un mundo más limpio y ecológico. La cogeneración trata del aprovechamiento del calor generado como subproducto en los equipos de generación de electricidad (motores, calderas, turbinas), para su uso en los procesos de la planta, generando ahorros en el combustible requerido. Adicionalmente también es posible generar frío a partir del calor producido llamado trigeneración. Las soluciones de cogeneración utilizan un sistema de recuperación de calor que capta el calor residual producido, y con la trigeneración se usa enfriadoras por absorción para la refrigeración. Con ambas tecnologías se puede llegar a conseguir un ahorro energético superior al 35% [1].

La cogeneración y trigeneración son tecnologías alcanzables y atractivas en lo que respecta a eficiencia energética, con posibilidad incluso de suministro de energía eléctrica. La eficiencia energética es un importante y creciente contribuyente a la mitigación del cambio climático y al mismo tiempo aporta a la reducción del costo energético y da pie para la innovación tecnológica [11].

1.14.1. Objetivo de la cogeneración

Lo que se tiene claro a la hora de producir energía sea de la fuente que sea, es que se debe hacerlo de forma eficiente. De esa forma se aprovecha pocos recursos y se puede generar energía de calidad. Un sistema de alta eficiencia que se emplea hoy día para la generación de energía es la cogeneración. Se puede emplear los combustibles fósiles (petróleo, carbón, gas natural, etc) para producir energía eléctrica de muchas maneras, el problema de usarlos es la contaminación que producen en el planeta y que son recursos agotables en el tiempo. También se puede producir energía a través de las fuentes renovables (solar, eólica, geotérmica, hidráulica, etc) y de esa forma no se deteriora el medioambiente y son fuentes inagotables [12].

1.14.2. Principio de cogeneración

La cogeneración es la producción conjunta de electricidad y energía térmica útil, partiendo de un único combustible. Esta generación simultánea de calor y electricidad permite un mejor aprovechamiento de la energía primaria [1].

Los sistemas de cogeneración presentan rendimientos globales del orden del 75-90% lo que implica que el aprovechamiento simultáneo de electricidad y calor favorece la obtención de elevados índices de ahorro energético. El gas natural es la energía primaria más utilizada para el funcionamiento de las centrales de cogeneración las cuales funcionan con turbinas o motores a gas. También se utilizan fuentes de energía renovables y residuos como biomasa [1].

La cogeneración se realiza en lugares cercanos al punto de consumo evitando los cambios de tensión de la electricidad, transportes a larga distancia y un mejor aprovechamiento de la energía en sitio; de la forma convencional haría falta de una central eléctrica para la producción de electricidad, redes de distribución y una caldera convencional para la generación de calor. En las redes eléctricas convencionales se estima que se pueden llegar a perder entre un 25 y un 30% de la electricidad generada durante su transporte [13].

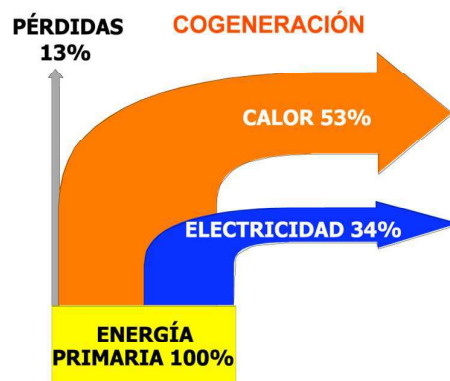


Figura 1.17. Aprovechamiento de la energía primaria.

(Fuente: <http://www.absorsistem.com/tecnologia/cogeneracion>, 2012)

En la producción convencional de electricidad el aprovechamiento de la energía química del combustible es solamente del 25% al 40% (eficiencia térmica) ya que el resto se disipa en forma de calor. Incluso en las centrales térmicas se puede generar energía eléctrica de nuevo mediante el uso del vapor a presión [1].

La cogeneración aporta en parte a la sostenibilidad ambiental, aunque no usa fuentes renovables de energía ayuda a utilizar menos combustible para el proceso, por lo que se gastan menores cantidades de materia prima. También eso hace disminuir los costos de producción y ello conlleva a un aumento de la competitividad para los productores. Al producirse la energía en lugares cercanos al consumo, también se ahorra en materias primas y en espacio a la hora de fabricar las infraestructuras para su transporte.

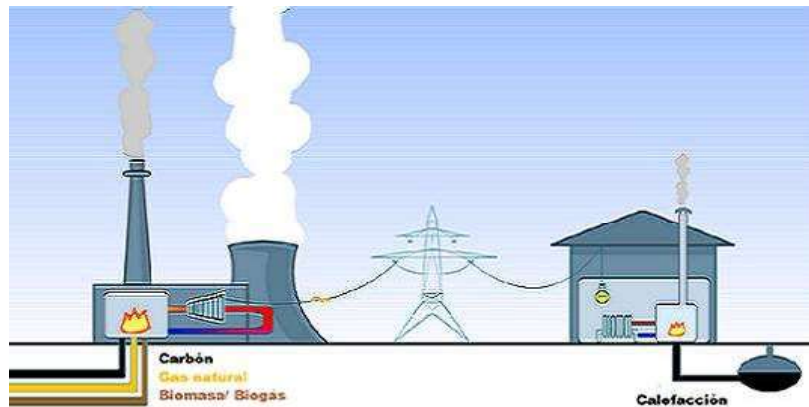


Figura 1.18. Combustibles usados en cogeneración con turbina de vapor/gas.

(Fuente: <http://www.absorsistem.com/tecnologia/cogeneracion>, 2012)

Para realizar proyectos de cogeneración primero se debe calcular las necesidades de calor y frío con la finalidad de determinar el tipo de máquinas y tamaños necesarios, se debe realizar un análisis futuro sobre las posibilidades de crecimiento buscando la rentabilidad económicamente a largo plazo [11].

1.14.3. Ventajas de la cogeneración

1.14.3.1. Ahorro de combustible

Los sistemas de cogeneración pueden obtener casi tres veces más de energía útil de una determinada cantidad de combustible en comparación con las plantas térmicas de carbón, que apenas logran convertir aproximadamente el 27% de la energía del combustible en electricidad. Las plantas de cogeneración en sitio, que utilizan gas natural o combustibles gaseosos alternativos, junto con el sistema de recuperación de calor asociado, pueden proporcionar hasta el 90% de eficiencia, aumentando al máximo el retorno de la inversión de los operadores energéticos [12].

1.14.3.2. Menos CO₂ y NO_x

Cuando se consume combustible en una planta de cogeneración, este combustible produce casi un 80% menos de dióxido de carbono (CO₂) por unidad de energía en

comparación con una planta térmica de carbón. Esta reducción se comprende por las bajas emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) y casi nada de material particulado (MP) de los grupos electrógenos de gas. Y gracias a que estos grupos generadores funcionan con gas natural y combustibles gaseosos alternativos, desplazan además a los combustibles con mayor contenido de carbono. De cada una de estas maneras, las soluciones de cogeneración mejoran la sostenibilidad y ayudan a asegurar el cumplimiento con las normas internacionales sobre emisiones [12].

1.14.3.3. Ahorro en los costos

Al usar la energía eléctrica y térmica, la cogeneración puede producir hasta 35% de ahorro energético dependiendo de la aplicación y de la relación entre el costo local del gas y la electricidad. Los usuarios además pueden quedar en condiciones de ahorrar aún más si solicitan a sus gobiernos las rebajas o incentivos que se otorgan por reducir las emisiones, tales como los bonos "verdes", que se pueden vender a cambio de un reembolso económico [14].

1.14.3.4. Mayor fiabilidad además de posibles ingresos

Las plantas de cogeneración aisladas de red elevan el control que los usuarios tienen sobre su energía, lo que proporciona una fiabilidad absoluta y les protege contra el aumento de los costos de la energía. El excedente energético además puede venderse a la red o a otros usuarios a cambio de un ingreso adicional. Por otro lado, los grupos electrógenos de gas funcionan con gas natural de gaseoducto de máxima fiabilidad, o con combustibles gaseosos producidos a partir de residuos, lo que aumenta aún más esta fiabilidad [14].

1.14.3.5. Responsabilidad social

Al adoptar la cogeneración, los operadores energéticos pueden demostrar su responsabilidad medioambiental, que es crucial a la hora de proyectar una imagen positiva entre las comunidades empresariales y de consumidores del mundo [14].

1.14.4. Proceso de trigeneración

Con la trigeneración, los enfriadores por absorción se vinculan con el proceso de cogeneración. Estas enfriadoras aprovechan los flujos de energía térmica generados por los sistemas de recuperación de calor para producir agua fría, la que luego se utiliza para el enfriamiento de varios procesos industriales, aire acondicionado y/o refrigeración [14].

1.14.5. Principio de la trigeneración

Un sistema de trigeneración se consigue al acoplar un sistema de cogeneración por motor térmico o por turbina, junto con una máquina de absorción destinada a refrigerar agua utilizando la energía térmica contenida en el agua de enfriamiento y/o los gases de escape del elemento motriz del alternador eléctrico. Las plantas de trigeneración, debido a su alto rendimiento, posibilitan una gran reducción de los costos energéticos de los procesos productivos allí donde se requieren importantes cantidades de calor en forma de vapor o agua caliente, frío o energía eléctrica [13].

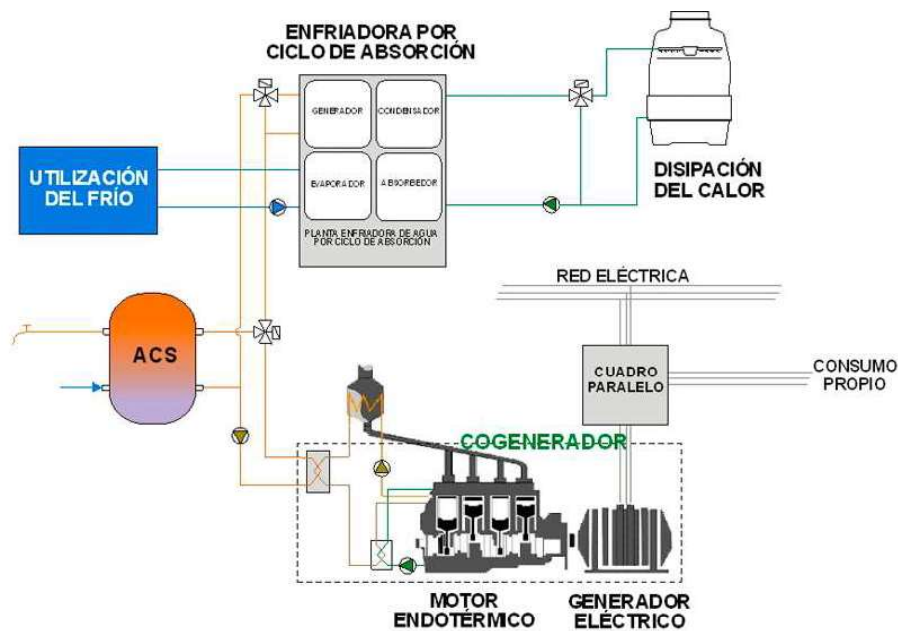


Figura 1.19. Sistema de trigeneración.

(Fuente: <http://www.absorsistem.com/tecnologia/cogeneracion>, 2012)

Los sistemas de trigeneración permiten su viabilidad técnica y económica en centros no consumidores de calor pero sí de frío, generalmente relacionados con procesos industriales. Asimismo, la planta de trigeneración permite la utilización en el sector terciario (hoteles, hospitales, centros comerciales, etc.) del calor para calefacción en verano y frío para climatización en invierno mejorando la operación de una planta de cogeneración [13].

1.14.5.1. Tipos de trigeneración

La instalación de una máquina de absorción permite disponer de una curva de demanda térmica más homogénea a lo largo del año, permitiendo aumentar el tamaño y

funcionamiento de la instalación de cogeneración. En los proyectos de trigeneración, el calor necesario para activar el ciclo de refrigeración por absorción puede clasificarse en [13].

1. Simple efecto:

i. Agua caliente procedente de:

- Enfriamiento del motor de cogeneración.
- Intercambio con gases de escape de la turbina o del motor de cogeneración.

ii. Vapor a baja presión, producido con:

- Intercambio con los gases de escape de la turbina o del motor de cogeneración.

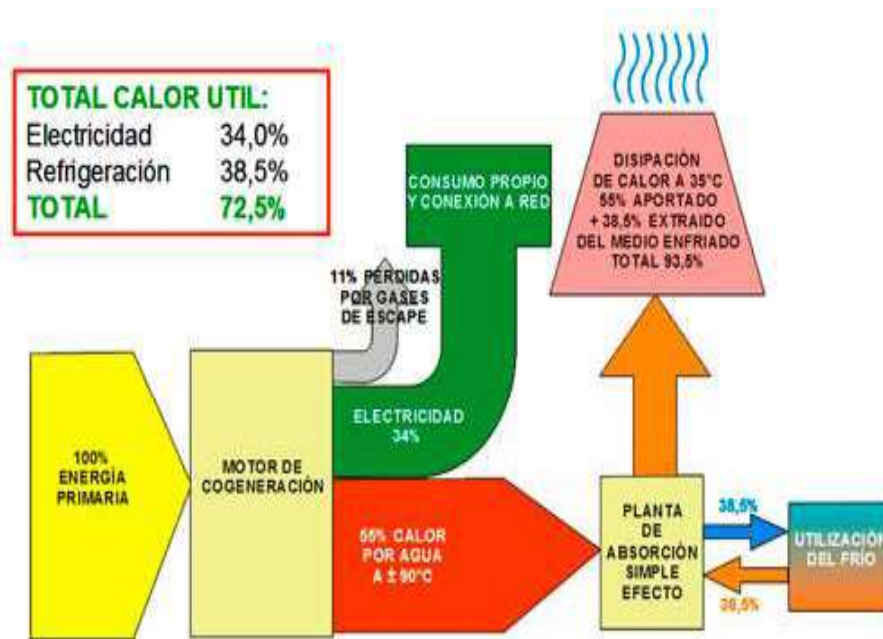


Figura 1.20. Trigeneración con enfriadora de agua caliente de simple efecto.

(Fuente: <http://www.absorsistem.com/tecnologia/cogeneracion>, 2012)

2. Doble efecto:

i. Gases de escape procedentes de:

- Directamente de motores térmicos o turbinas.

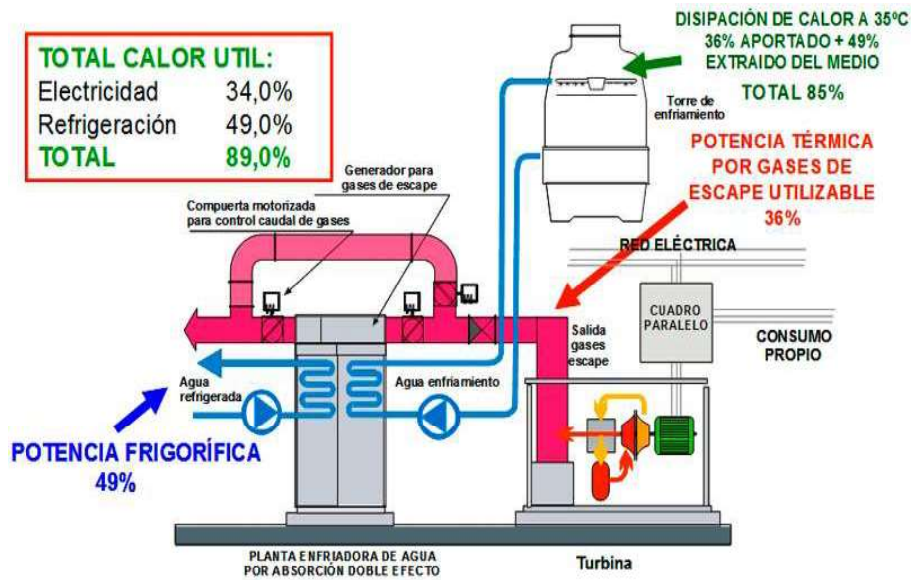


Figura 1.21. Trigeneración con enfriadora de gases de escape de doble efecto.

(Fuente: <http://www.absorsistem.com/tecnologia/cogeneracion>, 2012)

3. Sistema dual (doble más simple efecto):

i. Gases de escape y agua caliente procedentes de:

- La combustión de motores endotérmicos y de su circuito hidráulico de enfriamiento de camisas, culatas y aceite.

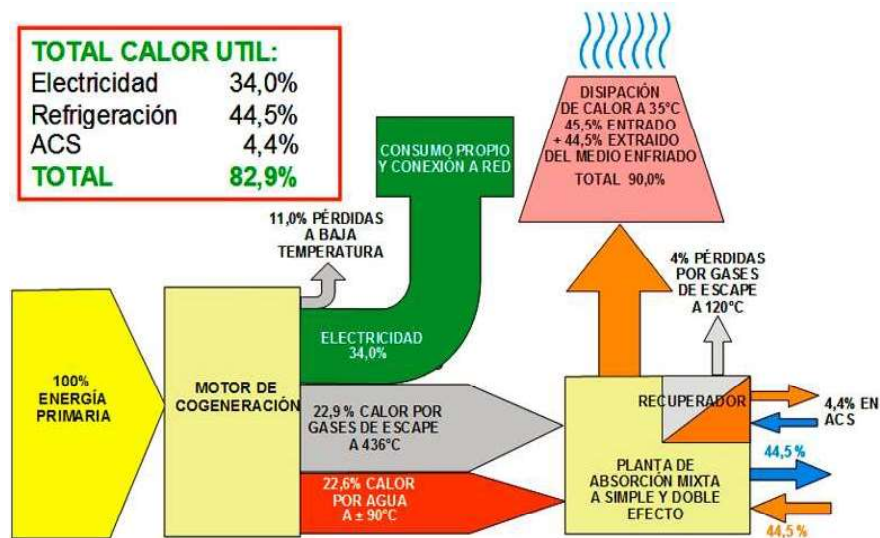


Figura 1.22. Trigeneración con enfriadora dual (gases escape + agua caliente).

(Fuente: <http://www.absorsistem.com/tecnologia/cogeneracion>, 2012)

1.15. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí en algunos casos. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos industriales, químicos y de la producción de energía en las plantas grandes.

En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender la convección de cada fluido y conducción a través de las paredes que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total (U) que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado del intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura en ese sitio, está varía a lo largo de todo el intercambiador [7].

1.15.1. Tipos de intercambiadores de calor

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de accesorios y configuraciones del equipo para dicha transferencia. El intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades dentro de las restricciones específicas ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor.

Intercambiadores de calor por su operación

De acuerdo con la operación que deseamos realizar, podemos encontrar diversas direcciones relativas que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. Cuando los fluidos del intercambiador intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiples pasos. Si el fluido sólo intercambia calor en una sola vez, se denomina intercambiador de calor de paso simple [15].

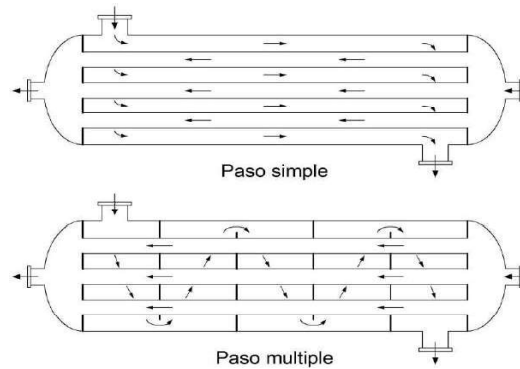


Figura 1.23. Intercambiadores de calor de paso simple y múltiple.

(Fuente: Kern, 1999)

Intercambiadores de calor por la forma de construcción

Si bien los intercambiadores de calor se presentan en una variedad de formas y tamaños, la construcción de los intercambiadores está incluida en alguna de las dos siguientes categorías: intercambiador de tubos - coraza y de placas [7].

1.15.2. Intercambiadores de calor de flujo cruzado

Un tipo de intercambiador de calor, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, es el **compacto**. La razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen se llama densidad de área β . Un intercambiador de calor con $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (o $200 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) se clasifica como compacto. Ejemplos de intercambiadores de calor compactos son los radiadores de automóviles ($\beta \approx 1\,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), los intercambiadores de calor de cerámica de vidrio de las turbinas de gas ($\beta \approx 6\,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), el regenerador del motor Stirling ($\beta \approx 15\,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$) y el pulmón humano ($\beta \approx 20\,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Los intercambiadores compactos permiten lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso y el volumen de esos aparatos (figura 1.24) [7].

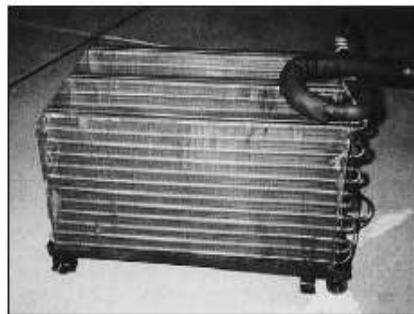


Figura 1.24. Intercambiador compacto, gas hacia líquido, en un sistema residencial.

(Fuente: Cengel, 2012)

La gran área superficial en los intercambiadores compactos se obtiene sujetando placas delgadas o aletas corrugadas con poco espacio entre sí a las paredes que separan los dos fluidos. Los intercambiadores compactos son de uso común en la transferencia de calor de gas hacia gas y de gas hacia líquido (o líquido hacia gas), para contrarrestar el bajo coeficiente de transferencia de calor asociado con el flujo de gases mediante una mayor área superficial. Por ejemplo, en el radiador de un automóvil, del tipo compacto de agua hacia aire, no causa sorpresa que las aletas se encuentren sujetas en el lado del aire de la superficie del tubo [7].

En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí y a esa configuración de flujo se le conoce como **flujo cruzado**, el cual todavía se clasifica más como flujo no mezclado o mezclado, dependiendo de su configuración (figura 1.25). En (a), se dice que el flujo cruzado es no mezclado en virtud de que las aletas de placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciado particular entre ellas e impiden su movimiento en la dirección transversal (es decir, paralelo a los tubos). Se dice que el flujo cruzado que se ilustra en (b) es mezclado, dado que el fluido ahora tiene libertad para moverse en la dirección transversal. En un radiador de automóvil los dos fluidos son no mezclados. La presencia de la mezcla en el fluido puede tener un efecto significativo sobre las características de transferencia de calor del intercambiador [7].

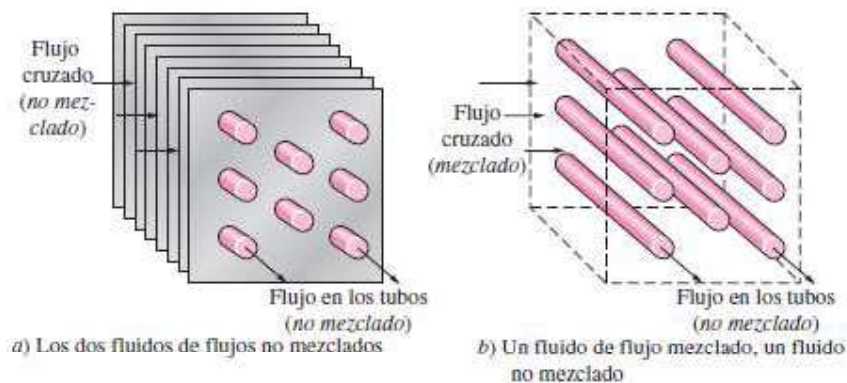


Figura 1.25. Configuraciones de flujo de intercambiadores de flujo cruzado.

(Fuente: Cengel, 2012)

1.15.2.1. Intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado

La relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} sólo se limita a los intercambiadores de flujo paralelo o a contraflujo. Se desarrollan relaciones similares

para los intercambiadores de flujo cruzado, pero las expresiones resultantes son demasiado complicadas debido a las complejas condiciones de flujo. En esos casos resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo, como [7]:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad (\text{Ec. 48})$$

En donde F es el **factor de corrección**, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de fluido caliente y frío. La $\Delta T_{ml,CF}$ es la diferencia media logarítmica de temperatura para el caso del intercambiador a contraflujo, con las mismas temperaturas de entrada y de salida, y se determina:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{Ec. 49})$$

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (\text{Ec. 50})$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (\text{Ec. 51})$$

Para un intercambiador de flujo cruzado, el factor de corrección es menor que la unidad; es decir, $F \leq 1$. El valor límite de $F = 1$ corresponde al intercambiador a contraflujo. Por tanto, el factor de corrección F para un intercambiador de calor es una medida de la desviación de la ΔT_{ml} con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo.

En la figura 1.26 se da el factor de corrección (F) para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y en función de las razones P y R entre dos temperaturas, definida como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{Ec. 52})$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{Ec. 53})$$

En donde los subíndices 1 y 2 se refieren a la *entrada* y la *salida*, respectivamente. La determinación del factor de corrección F requiere que se disponga de las temperaturas de entrada y de salida, tanto para el fluido frío como para el caliente.

Advierta también que el valor de P va desde 0 hasta 1. Por otra parte, el de R va desde 0 hasta infinito, $R = 0$ corresponde al cambio de fase (condensación o ebullición) del lado del casco y $R \rightarrow \infty$ al cambio de fase del lado del tubo. El factor de corrección es $F = 1$ para estos dos casos límites. Por lo tanto, el factor de corrección para un condensador o una caldera es $F = 1$, sin importar la configuración del intercambiador de calor [7].

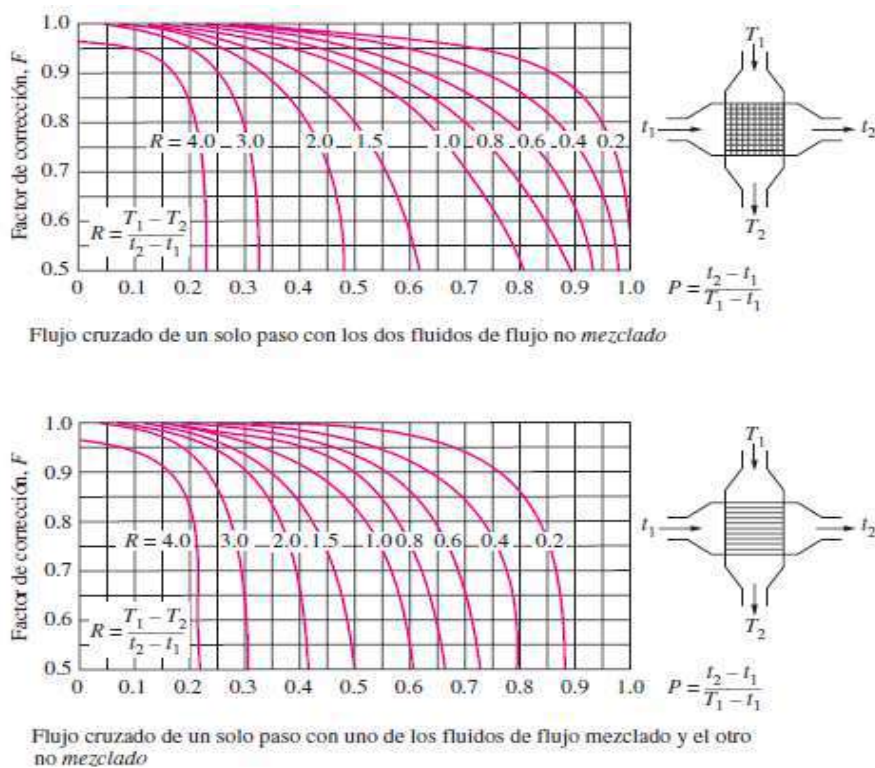


Figura 1.26. Factor de corrección F en intercambiadores de calor de flujo cruzado.

(Fuente: Cengel, 2012)

1.16. Calderas de recuperación de calor

1.16.1. Definición y clasificación

Una caldera es un aparato a presión, donde el calor proveniente de un combustible o de otra fuente de energía se transforma en energía térmica utilizable, a través de un fluido transportador de calor, en fase líquida o vapor [16].

1.16.2. Partes fundamentales de una caldera

- Cámara de combustión u hogar, donde se realiza la combustión.
- Cuerpos de intercambio, donde se transfiere el calor entre los gases calientes y el fluido de trabajo.
- Quemadores.
- Envolvente o carcasa, aísla el cuerpo intercambiador del exterior.
- Conjunto de elementos auxiliares y de control de la caldera.

Las calderas pueden ir dotadas de los siguientes componentes externos o no al cuerpo de la misma:

- Economizador: Intercambiador de calor que precalienta el agua de entrada a la caldera, tomando calor de los humos o gases de escape.
- Recuperadores o regeneradores de calor: Intercambiadores de calor, que precalientan el aire de entrada a la cámara de combustión a partir de los gases de escape.

Las calderas o generadores de vapor que producen vapor sobrecalentado, (utilizado en la mayoría de las turbinas de vapor) llevan incorporadas a la misma un sobrecalentador, o intercambiador de calor que genera el vapor sobrecalentado a partir del vapor saturado producido en el vaporizador de la caldera, este sobrecalentamiento se aplica para evitar la condensación del vapor evitando así la presencia de gotas de agua en el interior de la turbina, hecho que puede ser muy perjudicial para los alabes [16].

1.16.3. Clasificación de las calderas

Las calderas pueden clasificarse atendiendo a distintos conceptos:

Por la fuente de energía utilizada:

- Calderas de combustión: en las que el calor proviene directamente de la combustión de un combustible.
- Calderas de recuperación: en las que el calor procede de un fluido a alta temperatura (gases calientes).
- Calderas mixtas: en el caso de estar situadas en el escape de turbinas de gas, algunas calderas suelen incorporar también un quemador, con lo que son simultáneamente de recuperación y combustión [16].

Por el fluido caloportador:

- Calderas de agua caliente.
- Calderas de agua sobrecalentada.
- Calderas de fluidos térmicos.
- Calderas o generadores de aire caliente.
- Calderas de vapor.

Dentro de los generadores de vapor se distinguen:

- Calderas de vapor saturado.
- Calderas de vapor sobrecalentado.

Por el tipo de tiro:

- Tiro natural (hogar en depresión).
- Tiro forzado (cámara de combustión presurizada).

Por el tipo de circulación:

- Circulación natural
- Circulación forzada

Por su disposición:

- Horizontales. La dirección del flujo de gases es horizontal y los haces tubulares se disponen transversalmente, es decir, son verticales.
- Verticales. La dirección del flujo de gases es vertical, mientras que los haces tubulares se disponen transversalmente, es decir, son horizontales o inclinados [16].

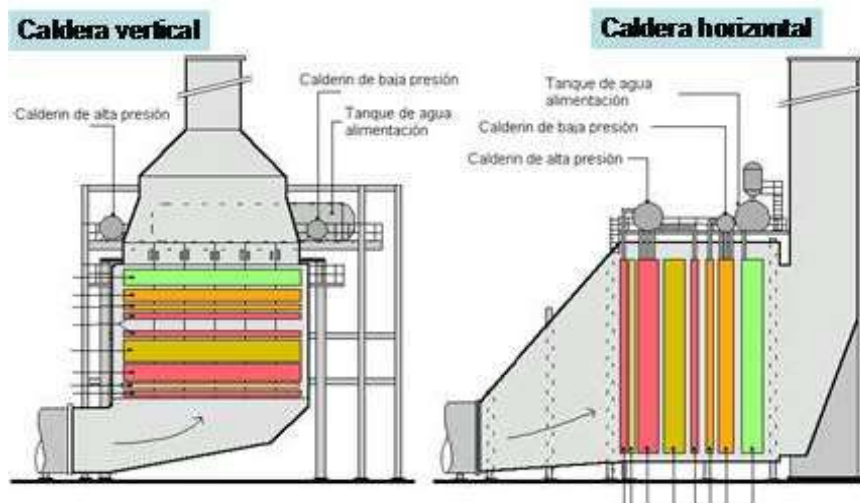


Figura 1.27. Disposición de calderas acuotubulares.

(Fuente: Cengel, 2012)

Por el tipo de funcionamiento:

- Piro tubulares: el agua envuelve el hogar. Los gases calientes circulan por el interior de tubos, que están inmersos en el agua.
- Acuotubulares: el agua /vapor pasa por el interior de los tubos y los gases de combustión por fuera de los mismos.

1.16.4. Parámetros característicos de las calderas o generadores de vapor

Los parámetros más importantes que definen las características de un generador de vapor son los siguientes:

Presión efectiva:

En la práctica se suelen clasificar en:

- Baja presión $p < 20 \frac{kg}{cm^2}$
- Media presión entre $20 \frac{kg}{cm^2}$ y $64 \frac{kg}{cm^2}$
- Alta presión $p > 64 \frac{kg}{cm^2}$

Capacidad

Se mide por el caudal de vapor (T/h) producido a una presión y temperatura determinadas, para una temperatura dada del agua de alimentación de la caldera. A veces se indica por la potencia térmica aprovechada o del combustible.

Superficie de calefacción

Es la superficie a través de la cual tienen lugar los procesos de transmisión de calor (gases calientes- agua/vapor) y se dividen en:

- Superficie de transmisión directa: en ella es dominante la transmisión de calor por radiación.
- Superficie de transmisión indirecta: en ella es dominante la transmisión de calor por convección.

La superficie de calefacción está limitada en cuanto a sus dimensiones por los siguientes factores: Los gases de combustión no deben enfriarse por debajo de su punto de rocío para evitar la formación de ácidos (en combustibles con contenido de azufre

significativo, como carbón o fuel esta temperatura está en el rango de 140-150°C, mientras que en las calderas de gas natural esta temperatura es de 50-60 [°C]) [16].

Producción específica de vapor

Es la relación entre la producción de vapor y la superficie de calefacción.

Índice de vaporización

Es la masa de vapor producida por unidad de masa de combustible utilizado para su producción. El índice de vaporización es el inverso del consumo específico de combustible, definido como la masa de combustible que utiliza la caldera para producir una unidad de masa de vapor en las condiciones nominales de trabajo como son: presión y temperatura del vapor determinadas y temperatura del agua de alimentación [16].

1.16.5. Calderas Piro-tubulares

En las calderas piro-tubulares o funitubulares, los gases de la combustión circulan por el interior de unos tubos sumergidos en el fluido de trabajo. Todo el conjunto, agua y tubos, se encuentra rodeado por una carcasa exterior. Los gases calientes, al circular por los tubos, ceden parte de su calor sensible, que se transmite a través del tubo, pasando al agua, la cual se calienta, al tiempo que la parte del agua más próxima a los tubos se vaporiza. La configuración de estas calderas impone limitaciones en su diseño y utilización [13].

La presión de trabajo de las calderas piro-tubulares no excede normalmente de (25-30 bares), ya que presiones más altas obligarían a espesores de la carcasa demasiado grandes, y esto a tensiones mecánicas insostenibles durante el calentamiento y enfriamiento. Este tipo de calderas puede llegar a producir unas 40 T/h de vapor.

A lo largo del tiempo se han construido diferentes modelos de calderas piro-tubulares, variando la forma del hogar, la posición horizontal, vertical o inclinada de los tubos y el número de pasos de los gases por el interior de los tubos sumergidos.

Estas calderas compactas son más baratas en costo que las acuotubulares para producciones de vapor de hasta 25 T/h, y bajas presiones. En condiciones óptimas y a la máxima carga, pueden alcanzar un rendimiento de hasta el 90% o más, en el caso de calderas de combustión [13].

Este tipo de calderas presentan las siguientes ventajas:

- Capacidad de soportar fluctuaciones de cargas bruscas y grandes, produciéndose sólo ligeras variaciones en la presión debido a la gran cantidad de agua almacenada.

- Bajo costo inicial
- Bajo costo de mantenimiento
- Simplicidad de instalación que sólo exige la cimentación y el Inter conexas de la caldera a las redes de agua, vapor y combustible, ya instaladas previamente, de la fábrica [13].

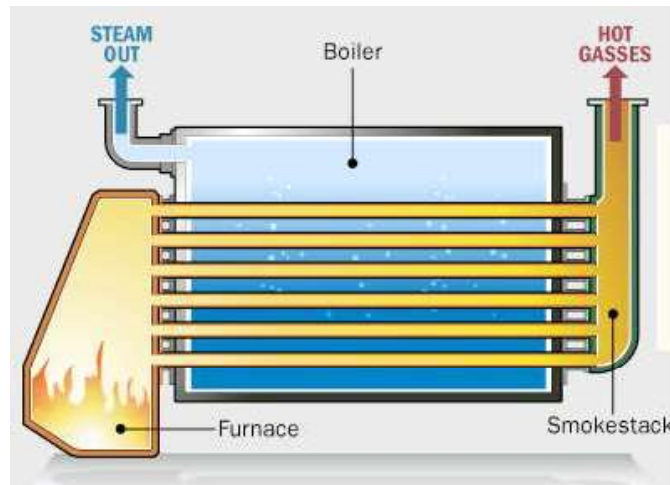


Figura 1.28. Calderas Pirotubulares.

(Fuente: Cengel, 2012)

1.16.5.1. Partes principales de una caldera Pirotubular

- **El hogar**

En una caldera pirotubular el hogar es la parte más importante de todas las partes sometidas a presión de una caldera, por lo que es de vital importancia que esté bien diseñada para que la combustión sea completa. En las calderas pirotubulares con producciones superiores a 3 T/h y presiones superiores a 8 kg/cm² es recomendable utilizar hogares ondulados. Así mismo, en calderas con producciones superiores a 20 T/h y presiones superiores a 15 kg/cm² se deberán utilizar dos hogares ondulados [13].

- **Caja de fuego**

Es el recinto donde los gases procedentes de la combustión en el hogar realizan el giro de sentido antes de entrar en los haces tubulares. Esta caja de fuego en las calderas modernas está totalmente refrigerada.

Se denomina haz tubular al conjunto de tubos por donde circulan los gases procedentes de la combustión, a través de los cuales transmiten el calor al agua que los está envolviendo y los conducen hasta el exterior de la caldera por la chimenea [13].

- **Envolvente**

Se trata del cilindro exterior de caldera y sus dos placas (delantera y trasera), alojándose en su interior el hogar, los haces tubulares, así como las cámaras de agua y de vapor.

1.16.6. Calderas Acuotubulares

Las calderas acuotubulares constituyen el tipo de calderas de vapor de uso más frecuente y tiene como característica distintiva, que el agua ocupa el interior de los tubos de intercambio y los gases circulan por su parte exterior.

Cubren rangos de aplicación inalcanzables por las calderas piro-tubulares. El pequeño diámetro de los elementos que constituyen en la caldera acuotubular permite la operación a condiciones prácticamente ilimitadas.

Este tipo de calderas se caracteriza por ser construidas totalmente en talleres y enviadas en varias partes en función de tamaño como un bloque al lugar de utilización. En principio pueden suministrarse para quemar combustibles sólidos, líquidos o gaseosos, variando las características del hogar y de los equipos de combustión. Se diferencian dos tipos: compactas y no compactas [13].

- Compactas

Son calderas de hasta 30 T/h de capacidad de vaporización o más. Están recubiertas de unas paredes de membrana. El tiro forzado y los quemadores van incluidos en la caldera.

Las calderas compactas pequeñas se utilizan por lo siguiente:

- Para una rápida instalación
- Se dispone de poco espacio
- Cuando es necesario el traslado de la caldera a otra localización

Las calderas compactas de hogar grandes

Son calderas de hasta 200 T/h de capacidad de vaporización, recubiertas de paredes de membrana [13].

- No compactas

Estas calderas son montadas en obra y comprenden una parte de tubos y calderines con sus conexiones y otra parte de mampostería en ladrillo refractario o, paredes metálicas recubiertas por el interior de aislante refractario.

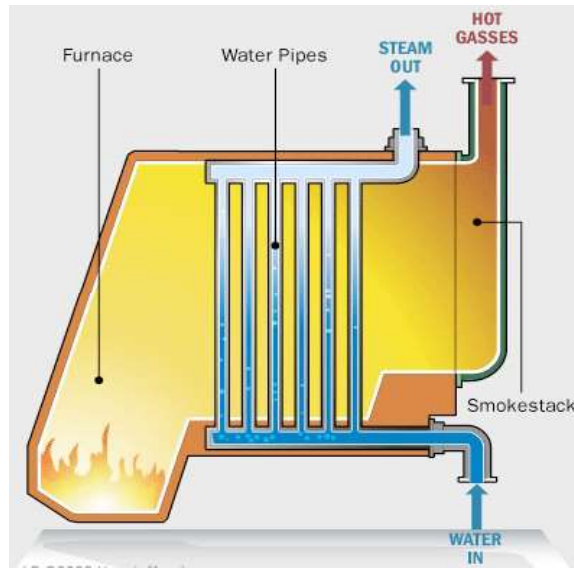


Figura 1.29. Calderas Acuotubulares.

(Fuente: Cengel, 2012)

1.17. Datos técnicos de los motores Waukesha VHP L7042 GSI

En la figura 1.30 se observa el grupo motor-generator Waukesha con sus componentes externos como son: panel de monitoreo, generador eléctrico, motor de combustión interna, circuitos de enfriamiento, tubería de gases de escape y aero enfriador.



Figura 1.30. Vista de un motor Waukesha.

(Fuente: Petroamazonas EP, 2017)

1.17.1. Especificaciones técnicas

Número de cilindros: 12 en configuración V.

Desplazamiento del pistón: 7040 cu.in (115 l).

Diámetro y carrera: 9.375 "x 8.5" (238 x 216 mm).

Relación de compresión: 8:1.

Capacidad del sistema de agua de chaqueta: 100 galones. (379 L).

Capacidad de aceite lubricante: 190 galones (719 L).

Sistema de arranque: 125 - 150 [psi] aire comprimido.

Peso bruto: 21.000 lb. (9525 kg).

1.17.2. Características de combustión del motor Waukesha

El motor Waukesha de modelo VHP L7042 GSI está diseñado para trabajar con una mezcla aire/combustible exacta de manera que su combustión sea estequiométrica; es decir que, la mezcla se quema en su totalidad dentro los cilindros y no haya residuos de aire ni combustible en los gases de escape.

En la figura 1.31 está la clasificación de los motores Waukesha según la relación de mezcla aire/combustible y se observa que el modelo de motor en estudio se encuentra en el rango de motores estequiométricos.

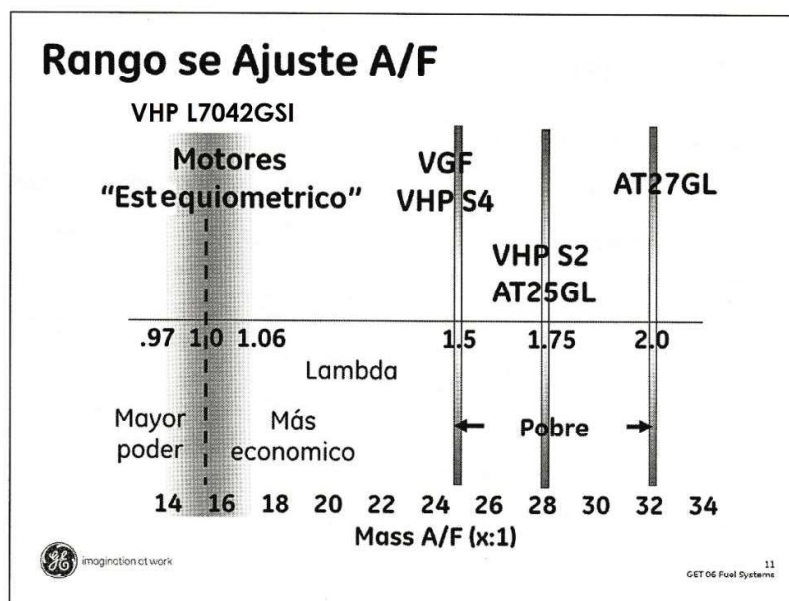


Figura 1.31. Clasificación de motores Waukesha según la relación aire/combustible.

(Fuente: Curso GET motores Waukesha GE, 2011)

1.17.3. Balance térmico del motor Waukesha

Los datos mostrados de balance de energía en la tabla 1.1 han sido determinados para condiciones estándar [17]:

- Combustible: Gas con poder calorífico mínimo (LHV) de 900 [BTU/ft³].
- Temperatura: 77 [° F], 25 [° C].
- Presión barométrica: 29,53 [plg Hg] / [100 kPa] a nivel del mar.
- Humedad relativa: del 30% (presión de vapor de agua 0,3 pulgadas Hg / 1[kPa]).

Tabla 1.1. Balance térmico del motor Waukesha L7042GSI VHP.

Model	C.R.	Bore & Stroke in. (mm)	Displ. cu. in. (litres)	Brake Horsepower (kWb Output) 130°F (54°C) I.C. Water Temperature								
				1200 RPM		1000 RPM		900 RPM		800 RPM		
				C	I	C	I	C	I	C	I	
L7042GSI	8:1	9.375" x 8.5" (238 x 216)	7040 (115)	1480	1834	1233	1528	1110	1376	987	1223	
				(1104)	(1368)	(920)	(1139)	(828)	(1026)	(736)	(912)	
				1200 rpm		1000 rpm						
				C	I	C	I					
Power bhp (kWb)				1480 (1104)	1834 (1368)	1233 (919)	1528 (1139)					
BSFC (LHV) Btu/bhp-hr (kJ/kWh)				7696 (10774)	7457 (10550)	7458 (10553)	7225 (10222)					
Fuel Consumption Btu/hr x 1000 (kW)				11390 (3304)	13677 (4009)	9196 (2694)	11040 (3234)					
Emissions	NOx g/bhp-hr (mg/nm ³ @ 5% O ₂)				13.00 (4815)	13.00 (4815)	13.00 (4815)	13.00 (4815)				
	CO g/bhp-hr (mg/nm ³ @ 5% O ₂)				9.00 (3333)	9.00 (3333)	9.00 (3333)	9.00 (3333)				
	THC g/bhp-hr (mg/nm ³ @ 5% O ₂)				2.00 (741)	2.00 (741)	2.00 (741)	2.00 (741)				
	NMHC g/bhp-hr (mg/nm ³ @ 5% O ₂)				0.30 (111)	0.30 (111)	0.30 (111)	0.30 (111)				
Heat Balance	Heat to Jacket Water Btu/hr x 1000 (kW)				3526 (1033)	4125 (1209)	2908 (852)	3380 (991)				
	Heat to Lube Oil Btu/hr x 1000 (kW)				352 (103)	382 (112)	310 (91)	338 (99)				
	Heat to Intercooler Btu/hr x 1000 (kW)				228 (67)	403 (118)	118 (35)	212 (62)				
	Heat to Radiation Btu/hr x 1000 (kW)				662 (194)	681 (200)	584 (171)	611 (179)				
	Total Exhaust Heat Btu/hr x 1000 (kW)				3281 (962)	3705 (1086)	2482 (728)	2880 (844)				
Intake/Exhaust System	Induction Air Flow scfm (Nm ³ /hr)				2275 (3496)	2650 (3993)	1836 (2822)	2140 (3224)				
	Exhaust Flow lb/hr (kg/hr)				10124 (4592)	12070 (5475)	8173 (3707)	9745 (4421)				
	Exhaust Temperature °F (°C)				1126 (608)	1145 (618)	1056 (569)	1096 (591)				

(Fuente: Data sheet heating VHPL7042GSI-7011_1010, 2010)

2. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE COGENERACION Y TRIGENERACION

2.1. Cálculo y análisis de energía térmica en los motores Waukesha

En la tabla 1.1 se mostró el balance térmico para el motor Waukesha VHP L7042 GSI a condiciones estándar de temperatura, presión atmosférica y combustible. Las condiciones reales de funcionamiento del motor presentan una distribución térmica diferente especialmente por el combustible gas asociado de petróleo usado y por la potencia eléctrica de trabajo en régimen continuo de 800 [kW]; por ello es necesario determinar la energía térmica en los fluidos del motor que tienen potencial de aprovechamiento para la cogeneración/trigeneración que son los gases de escape, agua de enfriamiento de intercooler y el agua de enfriamiento de camisas.

2.1.1. Mediciones y cálculos para determinar la energía térmica en el agua de enfriamiento de camisas

Para cuantificar esta energía térmica se revisa la curva de la bomba de agua del circuito principal del motor Waukesha para referencia de los valores a medir y calcular, en la figura 2.1 se muestra la curva de la bomba y se señala con línea roja los valores de operación actual [18].

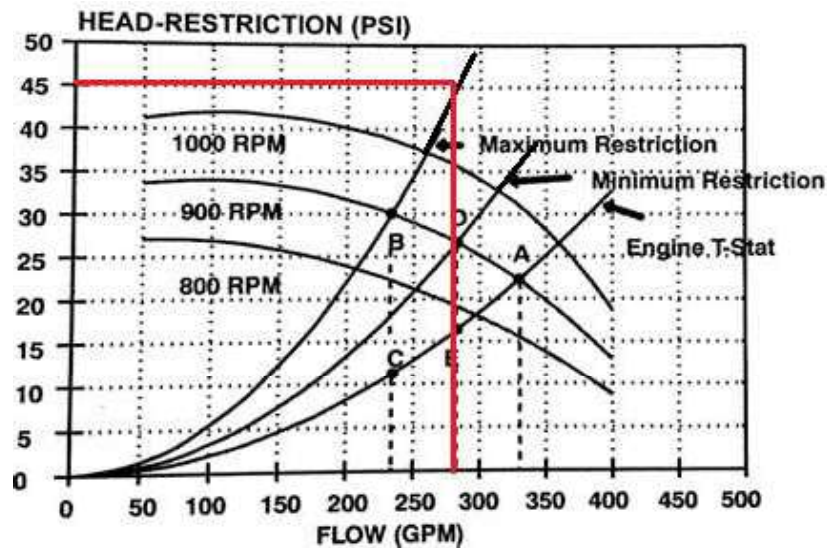


Figura 2.1. Curva de bomba de agua motor Waukesha 7042.

(Fuente: Waukesha systems installation, 10th edition)

Se instala un medidor ultrasónico de caudal en la tubería de 6 [plg] que conecta al radiador horizontal para determinar el flujo de agua del motor hacia el mismo para transferencia del calor producido en las cámaras de combustión hacia el medio ambiente.

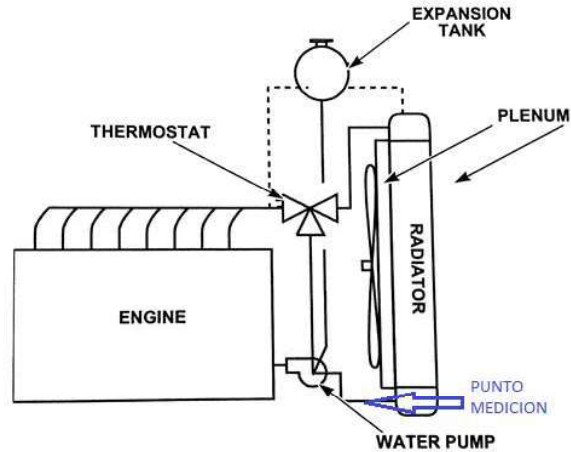


Figura 2.2. Punto de mediciones de flujo agua hacia el radiador.

(Fuente: Waukesha systems installation, 10th edition)

Se realiza un registro completo durante 24 horas de funcionamiento con una carga de trabajo de 800[kW], los valores medidos se presentan en la tabla 2.1.

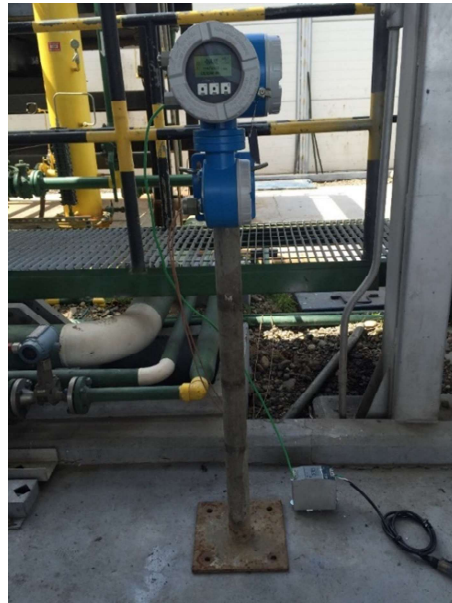


Figura 2.3. Medidor ultrasónico de flujo.

(Fuente: Propia, 2017)

Tabla 2.1. Valores registrados de flujo agua al radiador.

Hora	Flujo [GPM]
01H00	197
03H00	198
05H00	197
07H00	240
09H00	265
11H00	278
13H00	280
15H00	280
17H00	275
19H00	235
21H00	198
23H00	198

(Fuente: Propia, 2017)

Como se aprecia en la tabla 2.1 el flujo de agua varia en el tiempo mostrando picos altos a las horas donde la temperatura ambiente es alta y valores bajos por las noches cuando baja la temperatura del ambiente. Existe una caja de termostatos que controla el flujo de agua del motor hacia el radiador o recircula para regular la temperatura interna del motor. Para el cálculo de la energía térmica contenida en el agua de refrigeración se usa el máximo flujo de agua que tiene un promedio de 280 [gpm].

Los valores medidos de flujo volumétrico están en [gpm] pero de interés para los cálculos es el flujo másico por lo que se usa el valor de la densidad del agua del anexo I para calcular el flujo másico utilizando la ecuación (Ec.1).

$$\dot{m} = \rho * \dot{V}$$

Donde:

- $\rho = 974,7 \text{ [kg/m}^3\text{] a } 75 \text{ [}^\circ\text{C]}$. (Ver anexo I, temp. promedio del refrigerante)

$$\dot{m} = 974,7 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 280 \left[\frac{\text{gln}}{\text{min}} \right] * \left[\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right] * \left[\frac{1 \text{ m}^3}{264,17 \text{ gln}} \right]$$

$$\dot{m} = 17,22 \text{ [kg/s]}$$

Para la medición de temperaturas de agua de enfriamiento de camisas se instalan dos termocuplas tipo K en la entrada y la salida del radiador, mediante el calibrador de procesos Fluke 754 se realiza las mediciones y cuyos resultados se indican en la tabla 2.2, para referencia se muestra la figura 2.4.

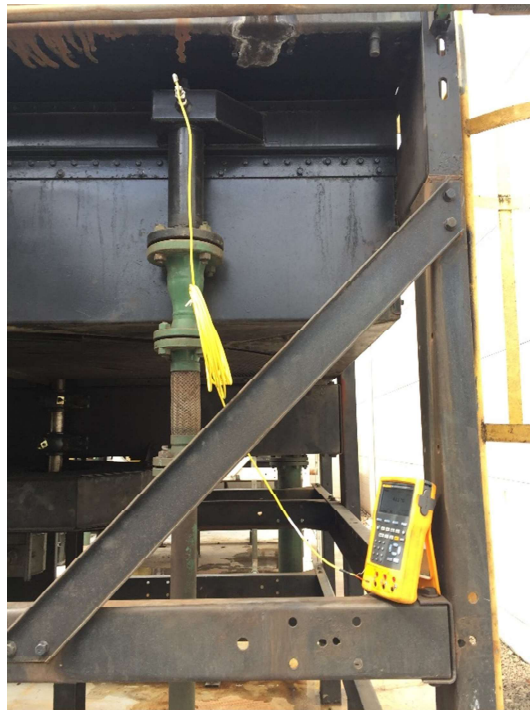


Figura 2.4. Mediciones de temperatura de agua de camisas.

(Fuente: Instalaciones de radiadores CPF B15, 2017)

Tabla 2.2. Valores de temperatura de agua registrados en el radiador.

Hora	Temperatura Entrada [°C]	Temperatura Salida [°C]	ΔT [°C]
00H00	80,3	67,3	13,0
04H00	79,7	67,4	12,3
08H00	81,4	69,2	12,2
12H00	82,0	70,0	12,0
16H00	82,4	70,2	12,2
20H00	80,6	67,6	13,0
promedio	81,07	68,62	12,45

(Fuente: Propia, 2017)

Para encontrar el flujo de calor o potencia térmica se usa la ecuación (Ec.5) de enfriamiento de Newton para un fluido en movimiento con la diferencia promedio de temperatura de 12,45 [°C].

Siendo:

- $C_p = 4,196 \text{ [kJ/kg } ^\circ\text{C]} \text{ a } 75 \text{ [} ^\circ\text{C]}.$ (Ver anexo I, temp. promedio refrigerante)

$$\dot{Q}_c = \dot{m} * C_p * \Delta T$$

$$\dot{Q}_c = 17,22 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] * 4,196 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right] * 12,45 \text{ [} ^\circ\text{C]}$$

$$\dot{Q}_c = 899,6 \text{ [kJ/s]} = 899,6 \text{ [kWt]}$$

2.1.2. Mediciones y cálculos para determinar la energía térmica en el circuito secundario de refrigeración

Para cuantificar la energía térmica se instala un medidor ultrasónico de caudal para determinar el flujo de agua hacia el radiador horizontal transfiriendo el calor del intercambiador de aceite y aire de admisión al medio ambiente. El montaje de los sensores se los realiza en la tubería de 2 [plg] que conecta al radiador horizontal. En la siguiente figura se observa el circuito secundario de refrigeración.

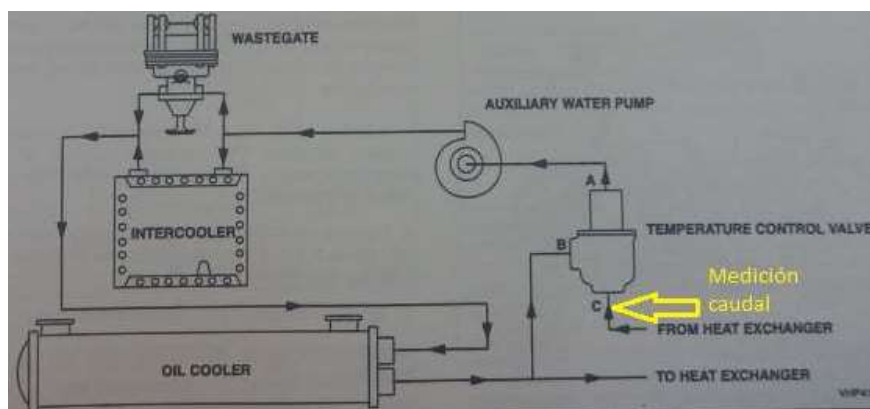


Figura 2.5. Mediciones de flujo agua radiador.

(Fuente: Waukesha systems installation, 10th edition)

Los valores registrados de flujo se muestran en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Valores registrados de flujo de agua al radiador del circuito secundario.

Hora	Flujo [gpm]
01H00	57
03H00	56
05H00	56
07H00	55
09H00	56
11H00	59
13H00	62
15H00	62
17H00	62
19H00	60
21H00	58
23H00	57

(Fuente: Propia, 2017)

Los valores medidos de flujo volumétrico están en [gpm] pero de nuestro interés es el flujo másico por lo que usamos el valor de densidad del agua para el cálculo.

$$\dot{m} = \rho * \dot{V}$$

Siendo:

- $\rho = 991,6 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ a $40 \text{ [}^\circ\text{C]}$. (Ver anexo I, temperatura promedio del circuito secundario)

Para los cálculos se utiliza el valor máximo de flujo de 62 [gpm] de la tabla 2.2.

$$\dot{m} = 991,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 62 \left[\frac{\text{gln}}{\text{min}} \right] * \left[\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right] * \left[\frac{1 \text{ m}^3}{264,17 \text{ gln}} \right]$$

$$\dot{m} = 3,87 \text{ [kg/s]}$$

De forma similar para la medición de temperaturas de agua se instala dos termocuplas tipo K en la entrada y la salida del radiador, se realiza las mediciones y los resultados se indican en la tabla 2.4.

Tabla 2.4. Valores de temperatura de agua registrados en el radiador secundario.

Hora	Temperatura Entrada [°C]	Temperatura Salida [°C]	ΔT [°C]
00H00	42,1	33,3	8,8
04H00	41,3	32,5	8,8
08H00	42,0	33,3	8,7
12H00	44,6	36,1	8,5
16H00	45,5	36,6	8,9
20H00	42,3	33,7	8,6
promedio	42,97	34,25	8,72

(Fuente: Propia, 2017)

Para los cálculos de la energía térmica se usa el máximo diferencial de temperatura de 8,9[°C].

Siendo

- $C_p = 4,18$ [kJ / kg.°C] a 40 [°C]. (Ver anexo I, temperatura promedio del circuito secundario)

$$\dot{Q}_s = \dot{m} * C_p * \Delta T$$

$$\dot{Q}_s = 3,87 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] * 4,18 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] * 8,9 [^\circ\text{C}]$$

$$\dot{Q}_s = 144,0 \text{ [kJ/s]} = 144,0 \text{ [kW]}$$

2.1.3. Mediciones y cálculos para determinar la energía térmica en los gases de escape

Para la determinación del flujo de calor contenido en los gases de escape se utilizan los fluidos de ingreso al motor para la combustión; es decir, la suma del aire de admisión más el combustible gas asociado.

2.1.3.1. Mediciones y cálculos de flujo de gas para la combustión

Para cuantificar el consumo de gas en cada motor se tienen instalados medidores de flujo de gas tipo venturi marca Rosemount de donde se obtuvo la medida del consumo de gas a 800 [kW] de potencia eléctrica y que servirán para los cálculos posteriores. El valor promedio medido de consumo de gas a la potencia eléctrica indicada es de 268,57 [mscf] por día, en la figura 2.6 se muestra el instrumento

utilizado. Para la medición de ingreso de aire al motor se toma en cuenta que la combustión del motor es estequiométrica como se explicó en la sección 1.17.2.

Consumo de gas al 80% de carga = 268,57 [mscf].



Figura 2.6. Medidor de flujo de gas.

(Fuente: Instalaciones de radiadores CPF B15, 2017)

Debido a que el gas asociado de petróleo tiene varios hidrocarburos es necesario conocer la composición para el estudio, en la tabla 2.5 se muestra los resultados de la cromatografía de gas realizado en el laboratorio de Petroamazonas B15 en el que se detalla sus componentes en fracciones molares.

Tabla 2.5. Cromatografía de gas Petroamazonas Bloque 15.

SAMPLE FROM	ENTRADA GENERACIÓN CPF
PRESSURE (psi)	80
TEMPERATURE (°F)	78
DATE	8-Mar-15
PRODUCER SAND:	
PARAMETER	FRACTION % Molar
NITROGEN	4.80
METHANE	49.57
CARBON DIOXIDE	23.70
ETHANE	6.37
WATER	0.04
PROPANE	9.05
i-BUTANE	1.93
n-BUTANE	2.91
i-PENTANE	0.98
n-PENTANE+	0.54
n-HEXANE +	0.13
n-HEPTANE+	0.01

GAS PROPERTIES @ 14.7 psig & 60° F		
Gross Heating Value	1,065.9	BTU / ft ³
Net Heating Value	970.9	BTU / ft ³
Molecular Weight	29.7	lb/lb-mol
Compressibility Factor	0.9945	
Density	0.0786	lb / ft ³
S.G.	1.0294	
Density	1.2598	Kg / m ³

GAS PROPERTIES @ 80 psig & 78° F		
Compressibility Factor	0.9854	
Density	0.2621	lb / ft ³
S.G.	1.0389	
Density	4.2016	Kg / m ³

Fuente: Laboratorio Químico PAM, 2015

2.1.3.1.1. Corrección de la presión atmosférica

Se realiza la corrección de presión ya que el bloque 15 de Petroamazonas está a 400 [msnm] y la temperatura promedio es de 25 [°C] usando la ecuación (Ec.13). La presión a 0 [msnm] es 14,7 [psia] y con este valor se calcula la presión corregida.

$$P_i = P_o * e^{-h/8000}$$

$$P_i = 14,7 * e^{-400/8000}$$

$$P_i = 13,98 \text{ [psia]} = 0,95 \text{ [atm]}$$

2.1.3.1.2. Cálculo de la densidad del metano (CH₄)

Para encontrar el flujo másico del gas se necesita conocer la densidad de este; es necesario calcular la densidad de cada componente molar.

Con el peso molecular (PM) del metano de 16 [g/mol] se calcula la densidad de este en base a ecuación (Ec.2).

$$\frac{m}{V} = \frac{P * PM}{R * T} = \rho_{CH_4}$$

$$\rho_{CH_4} = \frac{0,95 \text{ [atm]} * 16 \frac{\text{g}}{\text{mol}}}{0,08206 \left[\frac{\text{atm} * \text{lt}}{\text{mol} * ^\circ\text{K}} \right] * 298,15 \text{ [}^\circ\text{K}]} * \left[\frac{1 \text{ kg}}{1000\text{g}} \right] * \left[\frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \right]$$

$$\rho_{CH_4} = 0,6213 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

2.1.3.1.3. Cálculo de la densidad del etano (C₂H₆)

Con el peso molecular (PM) del etano de 30 [g/mol] se calcula la densidad de este con la ecuación (Ec.2).

$$\frac{m}{V} = \frac{P * PM}{R * T} = \rho_{C_2H_6}$$

$$\rho_{C_2H_6} = \frac{0,95[\text{atm}] * 30 \frac{\text{g}}{\text{mol}}}{0,08206 \left[\frac{\text{atm} * \text{lt}}{\text{mol} * ^\circ\text{K}} \right] * 298,15[^\circ\text{K}]} * \left[\frac{1 \text{ kg}}{1000\text{g}} \right] * \left[\frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \right]$$

$$\rho_{C_2H_6} = 1,1657 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

2.1.3.1.4. Cálculo de la densidad del propano (C₃H₈)

Con el peso molecular (PM) del etano de 44 [g/mol] se calcula la densidad de este con la ecuación (Ec.2).

$$\frac{m}{V} = \frac{P * PM}{R * T} = \rho_{C_3H_8}$$

$$\rho_{C_3H_8} = \frac{0,95[\text{atm}] * 44 \frac{\text{g}}{\text{mol}}}{0,08206 \left[\frac{\text{atm} * \text{lt}}{\text{mol} * ^\circ\text{K}} \right] * 298,15[^\circ\text{K}]} * \left[\frac{1 \text{ kg}}{1000\text{g}} \right] * \left[\frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \right]$$

$$\rho_{C_3H_8} = 1,71 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

2.1.3.1.5. Cálculo de la densidad del butano (C₄H₁₀)

Con el peso molecular (PM) del etano de 58 [g/mol] se calcula la densidad de este con la ecuación (Ec.2).

$$\frac{m}{V} = \frac{P * PM}{R * T} = \rho_{C_4H_{10}}$$

$$\rho_{C_4H_{10}} = \frac{0,95[\text{atm}] * 58 \frac{\text{g}}{\text{mol}}}{0,08206 \left[\frac{\text{atm} * \text{lt}}{\text{mol} * ^\circ\text{K}} \right] * 298,15[^\circ\text{K}]} * \left[\frac{1 \text{ kg}}{1000\text{g}} \right] * \left[\frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \right]$$

$$\rho_{C_4H_{10}} = 2,25 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

2.1.3.1.6. Cálculo de la densidad del pentano (C₅H₁₂)

Con el peso molecular (PM) del etano de 72 [g/mol] se calcula la densidad de este con la ecuación (Ec.2).

$$\frac{m}{V} = \frac{P * PM}{R * T} = \rho_{C_5H_{12}}$$

$$\rho_{C_5H_{12}} = \frac{0,95[\text{atm}] * 72\left[\frac{\text{g}}{\text{mol}}\right]}{0,08206\left[\frac{\text{atm} * \text{lt}}{\text{mol} * ^\circ\text{K}}\right] * 298,15[^\circ\text{K}]} * \left[\frac{1 \text{ kg}}{1000\text{g}}\right] * \left[\frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3}\right]$$

$$\rho_{C_5H_{12}} = 2,8 [\text{kg/m}^3]$$

2.1.3.1.7. Cálculo de la densidad total del gas asociado

Se calcula la densidad del gas combustible en base a la ecuación de los gases ideales (Ec.2) con los pesos moleculares de cada componente y su respectiva fracción molar, se incluyen los componentes CO₂ y N₂ que están en la cromatografía.

$$\rho_{\text{gas}} = \frac{P * PM}{R * T}$$

$$\rho_{\text{gas}} =$$

$$\frac{0,95 [\text{atm}] * (16 * 0,496 + 30 * 0,064 + 44 * 0,091 + 58 * 0,048 + 72 * 0,015 + 44 * 0,237 + 28 * 0,048) \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}}\right]}{0,082 \left[\frac{\text{atm} * \text{l}}{\text{mol} * ^\circ\text{K}}\right] * 298,15 [^\circ\text{K}]}$$

$$\rho_{\text{gas}} = 1,146[\text{kg/m}^3]$$

Con la densidad del gas y el flujo volumétrico se calcula la masa del gas combustible.

$$\dot{m}_{\text{gas}} = \rho_{\text{gas}} * \dot{V}_g$$

$$\dot{V} = 268 \frac{\text{ft}^3}{\text{dia}} * \frac{0,0283 \text{ m}^3}{1 \text{ ft}^3} * \frac{1 \text{ dia}}{24 \text{ h}} = 316,86 [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\dot{m}_{\text{gas}} = 1,146 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] * 316,86\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$$

$$\dot{m}_{\text{gas}} = 363,13 [\text{kg/h}]$$

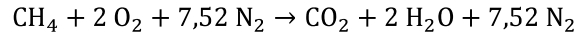
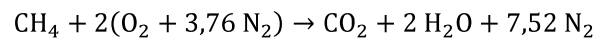
2.1.3.2. Cálculo de flujo de aire de admisión para la combustión

Cada componente molar del gas combustible al reaccionar con el oxígeno del aire se inflama produciendo la combustión. Para determinar la cantidad de oxígeno se requiere las ecuaciones químicas balanceadas [9].

Para la medición de ingreso de aire al motor se toma en cuenta que la combustión del motor es estequiométrica como se explicó en la sección 1.17.2.

2.1.3.2.1. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con metano

La reacción química del metano (Ec.42) es:



$$\dot{V}_{\text{CH}_4} = \dot{V}_g * \% \text{ molar}_{\text{CH}_4} = 316,86 [\text{m}^3/\text{h}] * 0,496 = 157,16 [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\dot{m}_{\text{CH}_4} = \rho_{\text{gas}} * \dot{V}_{\text{CH}_4} = 0,621 [\text{kg}/\text{m}^3] * 157,16 [\text{m}^3/\text{h}] = 97,64 [\text{kg}/\text{h}]$$

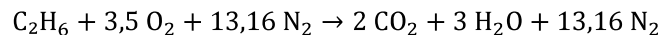
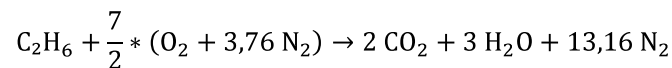
$$\dot{m}_{\text{CH}_4 \text{ molecular}} = \dot{m}_{\text{CH}_4} / PM = 97,64 [\text{kg}/\text{h}] / 16 [\text{kg}/\text{kmol}] = 6,10 [\text{kmol}/\text{h}]$$

$$\dot{m}_{\text{O}_2 \text{ molecular}} = \dot{m}_{\text{CH}_4 \text{ molecular}} * \frac{2 [\text{kmol O}_2]}{1 [\text{kmol CH}_4]} = 6,10 \left[\frac{\text{kmol CH}_4}{\text{h}} \right] * \frac{2 [\text{kmol O}_2]}{1 [\text{kmol CH}_4]}$$

$$\dot{m}_{\text{O}_2 \text{ CH}_4} = 12,2 [\text{kmol}]$$

2.1.3.2.2. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con etano

La reacción química del etano (Ec. 43) es:



$$\dot{V}_{\text{C}_2\text{H}_6} = \dot{V}_{\text{gas}} * \% \text{ molar}_{\text{C}_2\text{H}_6} = 316,86 [\text{m}^3/\text{h}] * 0,0637 = 20,184 [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\dot{m}_{\text{C}_2\text{H}_6} = \rho_{\text{gas}} * \dot{V}_{\text{C}_2\text{H}_6} = 1,166 [\text{kg}/\text{m}^3] * 20,184 [\text{m}^3/\text{h}] = 23,53 [\text{kg}/\text{h}]$$

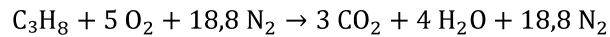
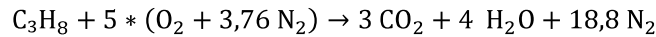
$$\dot{m}_{\text{C}_2\text{H}_6 \text{ molecular}} = \dot{m}_{\text{C}_2\text{H}_6} / \text{PM} = 23,53 \text{ [kg/h]} / 30 \text{ [kg/kmol]} = 0,784 \text{ [kmol/h]}$$

$$\dot{m}_{\text{O}_2 \text{ molecular}} = \dot{m}_{\text{C}_2\text{H}_6 \text{ molecular}} * \frac{3,5 \text{ [kmol O}_2\text{]}}{1 \text{ [kmol C}_2\text{H}_6\text{]}} = 0,784 \left[\frac{\text{kmol C}_2\text{H}_6}{\text{h}} \right] * \frac{3,5 \text{ [kmol O}_2\text{]}}{1 \text{ [kmol C}_2\text{H}_6\text{]}}$$

$$\dot{m}_{\text{O}_2 \text{ C}_2\text{H}_6} = 2,744 \text{ [kmol]}$$

2.1.3.2.3. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con propano

La reacción química del propano (Ec. 44) es:



$$\dot{V}_{\text{C}_3\text{H}_8} = \dot{V}_{\text{gas}} * \% \text{ molar}_{\text{C}_3\text{H}_8} = 316,86 \text{ [m}^3\text{/h]} * 0,0905 = 28,675 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8} = \rho_{\text{gas}} * \dot{V}_{\text{C}_3\text{H}_8} = 1,71 \text{ [kg/m}^3\text{]} * 28,675 \text{ [m}^3\text{/h]} = 49,035 \text{ [kg/h]}$$

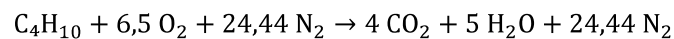
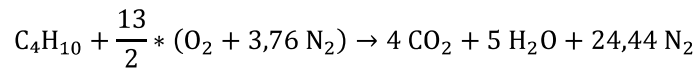
$$\dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8 \text{ molecular}} = \dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8} / \text{PM} = 49,035 \text{ [kg/h]} / 44 \text{ [kg/kmol]} = 1,11 \text{ [kmol/h]}$$

$$\dot{m}_{\text{O}_2 \text{ molecular}} = \dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8 \text{ molecular}} * \frac{5 \text{ [kmol O}_2\text{]}}{1 \text{ [kmol C}_3\text{H}_8\text{]}} = 1,11 \left[\frac{\text{kmol C}_3\text{H}_8}{\text{h}} \right] * \frac{5 \text{ [kmol O}_2\text{]}}{1 \text{ [kmol C}_3\text{H}_8\text{]}}$$

$$\dot{m}_{\text{O}_2 \text{ C}_3\text{H}_8} = 5,55 \text{ [kmol]}$$

2.1.3.2.4. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con butano

La reacción química del butano (Ec. 45) es:



$$\dot{V}_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \dot{V}_{\text{gas}} * \% \text{ molar}_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 316,86 \text{ [m}^3\text{/h]} * 0,0484 = 15,33 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\dot{m}_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \rho_{\text{gas}} * \dot{V}_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 2,25 \text{ [kg/m}^3\text{]} * 15,33 \text{ [m}^3\text{/h]} = 34,50 \text{ [kg/h]}$$

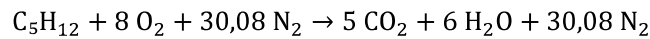
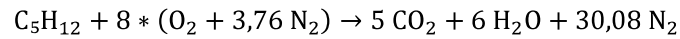
$$\dot{m}_{C_4H_{10} \text{ molecular}} = \dot{m}_{C_4H_{10}}/PM = 34,05 \text{ [kg/h]}/58 \text{ [kg/kmol]} = 0,595 \text{ [kmol/h]}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ molecular}} = \dot{m}_{C_4H_{10}} * \frac{6,5 \text{ [kmol } O_2\text{]}}{1 \text{ [kmol } C_4H_{10}\text{]}} = 0,595 \left[\frac{\text{kmol } C_4H_{10}}{h} \right] * \frac{6,5 \text{ [kmol } O_2\text{]}}{1 \text{ [kmol } C_4H_{10}\text{]}}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ } C_4H_{10}} = 3,848 \text{ [kmol]}$$

2.1.3.2.5. Cálculo del flujo másico de aire para reaccionar con pentano

La reacción química del pentano (Ec. 46) es:



$$\dot{V}_{C_5H_{12}} = \dot{V}_{\text{gas}} * \% \text{ molar}_{C_5H_{12}} = 316,86 \text{ [m}^3\text{/h]} * 0,0152 = 4,82 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\dot{m}_{C_5H_{12}} = \rho_{\text{gas}} * \dot{V}_{C_5H_{12}} = 2,8 \text{ [kg/m}^3\text{]} * 4,82 \text{ [m}^3\text{/h]} = 13,48 \text{ [kg/h]}$$

$$\dot{m}_{C_4H_{10} \text{ molecular}} = \dot{m}_{C_5H_{12}}/PM = 13,48 \text{ [kg/h]}/72 \text{ [kg/kmol]} = 0,187 \text{ [kmol/h]}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ molecular}} = \dot{m}_{C_5H_{12}} * \frac{8 \text{ [kmol } O_2\text{]}}{1 \text{ [kmol } C_5H_{12}\text{]}} = 0,187 \left[\frac{\text{kmol } C_5H_{12}}{h} \right] * \frac{8 \text{ [kmol } O_2\text{]}}{1 \text{ [kmol } C_5H_{12}\text{]}}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ } C_5H_{12}} = 1,496 \text{ [kmol]}$$

El flujo másico de oxígeno es la suma de las masas de oxígeno parciales calculadas por cada componente.

$$\dot{m}_{\text{oxígeno}} = \dot{m}_{O_2 \text{ } CH_4} + \dot{m}_{O_2 \text{ } C_2H_6} + \dot{m}_{O_2 \text{ } C_3H_8} + \dot{m}_{O_2 \text{ } C_4H_{10}} + \dot{m}_{O_2 \text{ } C_5H_{12}}$$

$$\dot{m}_{\text{oxígeno}} = 12,2 + 2,744 + 5,55 + 3,848 + 1,496 = 25,838 \text{ [k mol } O_2\text{]}$$

La cantidad de nitrógeno que ingresa al motor es:

$$\dot{m}_{\text{Nitrogeno}} = \dot{m}_{\text{oxígeno}} * \frac{3,76 \text{ [kmol } N_2\text{]}}{1 \text{ [kmol } O_2\text{]}}$$

$$25,838 \left[\frac{\text{kmol } O_2}{h} \right] * \frac{3,76 [\text{kmol } O_2]}{1 [\text{kmol } O_2]} = 97,15 [\text{kmol } N_2]$$

La cantidad de aire de admisión que ingresa al motor es:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{oxigeno}} + \dot{m}_{\text{nitrogeno}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 25,838 \frac{[\text{kmol}]}{[h]} * \frac{32[\text{kg}]}{[\text{kmol}]} + 97,15 \frac{[\text{kmol}]}{[h]} * \frac{28[\text{kg}]}{[\text{kmol}]}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 3547,02 [\text{kg}/h]$$

Por lo tanto, la cantidad de la mezcla gas/aire que ingresa a las cámaras de combustión es la suma del combustible más el aire de admisión.

$$\dot{m}_{\text{mezcla}} = \dot{m}_{\text{aire}} + \dot{m}_{\text{gas}}$$

$$\dot{m}_m = (3547,016 + 363,13) [\text{kg}/h]$$

$$\dot{m}_m = 3910,14 [\text{kg}/h] = 1,0861 [\text{kg}/s]$$

El motor tiene instalado sensores de temperatura a la salida de gases de escape después de los turbo cargadores, se registran las temperaturas medidas en la tabla 2.6.



Figura 2.7. Mediciones de temperatura salida de gases escape.

(Fuente: Instalaciones de radiadores CPF B15, 2017)

Tabla 2.6. Valores de temperatura en los gases de escape.

Hora	Temp. [°C]
00H00	505
04H00	504
08H00	510
12H00	525
16H00	550
20H00	515

(Fuente: Propia, 2017)

Por último, para calcular la energía térmica de los gases de escape se usó la ecuación (Ec.6), para ello es necesario saber la temperatura de los mismos. Se usa una temperatura promedio de los gases de escape de 500 [°C] para los cálculos con referencia a la temperatura ambiente. El valor del poder calorífico (Cp) es el promedio entre las dos temperaturas indicadas (Anexo II).

Cp = 1,05 [kJ/kg. K] a 262,5 [°C].

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_m * Cp * \Delta T$$

$$\dot{Q}_g = 3910,14 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * \frac{[1\text{h}]}{[3600\text{ s}]} * 1,05 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}} \right] * (500 - 25) [^\circ\text{C}]$$

$$\dot{Q}_g = 541,72 \text{ [kJ/s]} = 541,72 \text{ [kW]}$$

2.1.4. Cálculo de la energía del gas asociado y eficiencia del motor

Mediante las mediciones de consumo de gas mostradas en la sección 2.1.3.1 se tiene un valor de 268,57 [mscf], el poder calorífico inferior (LHV) está indicado en la cromatografía de gases que se muestra en la tabla. 2.5, la potencia eléctrica efectiva es de 800 [kW] en bornes de generador; con los valores indicados se calcula la energía del gas combustible que ingresa al motor en 24 horas cuando trabaja al 80% de carga.

$$E_{\text{gas}} = \text{LHV} * V_{\text{gas}} \tag{Ec. 54}$$

Donde:

- E_{gas} Energía del gas combustible.
- LHV Poder calorífico inferior del gas.
- V_{gas} Volumen de entrada de gas

$$E_{\text{gas}} = 970,9 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3} \right] * 268570 [\text{ft}^3] * 0,00029307107 \left[\frac{\text{kWh}}{\text{BTU}} \right]$$

$$E_{\text{gas}} = 76419,6 [\text{kWh}]$$

$$P_{\text{gas}} = \frac{E_{\text{gas}}}{24 \text{ h}}$$

$$P_{\text{gas}} = \frac{76419,6 [\text{kWh}]}{24 [\text{h}]}$$

$$P_{\text{gas}} = 3184,15 [\text{kW}]$$

La eficiencia del motor Waukesha a gas ciclo Otto es:

$$\eta = \frac{P_{\text{el\u00e9ctrica}}}{P_{\text{gas}}}$$

$$\eta = \frac{800 [\text{kW}]}{3184,15 [\text{kW}]}$$

$$\eta = 25,12 \%$$

En la tabla 2.7 se muestra el balance t\u00e9rmico calculado del motor Waukesha al 80% de carga. Se cuantifica el resto de las p\u00e9rdidas por radiaci\u00f3n, acoplamiento del generador y fricci\u00f3n mediante la diferencia de la potencia del combustible con las energ\u00edas obtenidas anteriormente.

Tabla 2.7. Balance t\u00e9rmico de motor Waukesha VHP L7042GSI.

PORCENTAJE DE CARGA 80%	Flujo m\u00e1sico m [kg/s]	Balance de calor Q[kW]	Porcentaje [%]
CONSUMO COMBUSTIBLE GAS LHV=970,9 [BTU/ft ³]		3184,15	
POTENCIA ELECTRICA GENERADA		800,00	25,12%
AGUA ENFRIAMIENTO CAMISAS	18,39	899,60	28,25%
AGUA ENFRIAMIENTO INTERCAMBIADORES AIRE + ACEITE	3,87	144,00	4,52%
GASES DE ESCAPE	1,08	541,72	17,01%
RADIACION + OTRAS P\u00c9RDIDAS		798,83	25,09%
		TOTAL	100,00%

(Fuente: Propia, 2017)

Para ilustración gráfica se muestra el diagrama de Sankey para el motor Waukesha analizado donde se aprecia la distribución térmica.

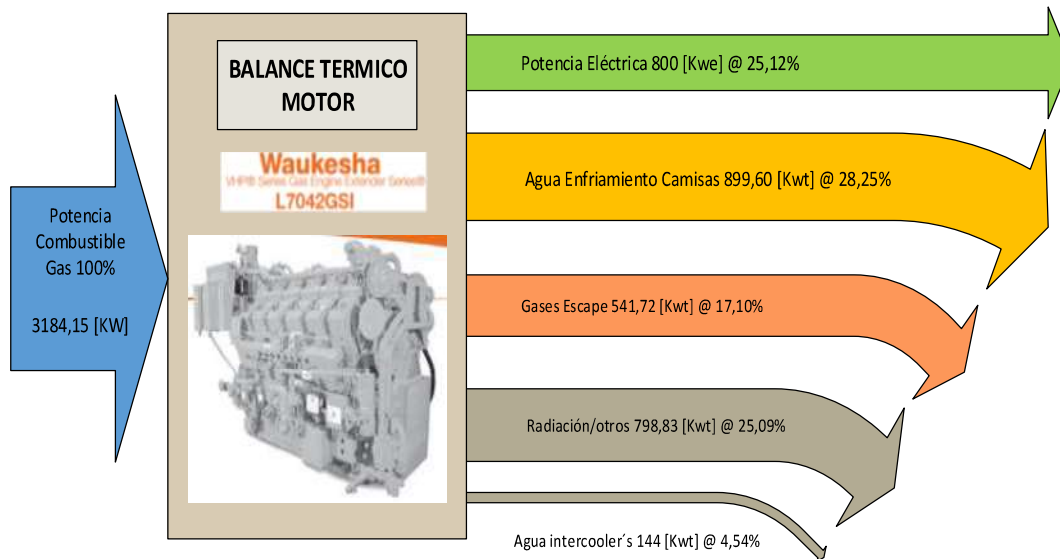


Figura 2.8. Balance térmico de motor Waukesha VHP L7042 GSI.

(Fuente: Propia, 2017)

2.1.5. Cálculo de la exergía del motor Waukesha

En este tema se establecen tres enfoques para el cálculo exergético:

- El primero enfoque mediante un ciclo Otto ideal.
- El segundo enfoque considerando los datos de placa de eficiencia del motor
- El tercero enfoque mediante la eficiencia real calculada en la sección 2.1.4.

Hay que anotar que en la idealización mediante un ciclo Otto el rendimiento térmico solamente está en función de la relación de presiones y de la constante K del aire, justamente porque es idealizado. En el primer enfoque se establecen unos límites de temperatura que se consideran fijos para los enfoques segundo y tercero en el ciclo referencial de Carnot. El segundo enfoque referido al fabricante no considera las condiciones reales de trabajo del motor en cuanto a altitud, combustible, estado de carga, etc.; y el tercer enfoque permite identificar el rendimiento de segunda ley del motor real que indica en otras palabras la proporción utilizada de la exergía entre los límites calculados de funcionamiento del motor. Para los tres enfoques se considera la misma referencia en cuanto al ciclo de Carnot aplicado entre los límites de temperatura encontrados en el primer enfoque.

Primer enfoque: Aplicando el concepto de exergía al motor Waukesha se realiza el cálculo del límite máximo de trabajo que se puede obtener del gas combustible que ingresa, con este objeto se revisa el ciclo de Carnot y el ciclo Otto para realizar una comparación entre ellos.

El trabajo neto realizado en el ciclo Otto es igual a la diferencia entre el calor añadido y el calor rechazado, su representación gráfica es el área sombreada de color verde indicado en el diagrama temperatura- entropía (T-S) del ciclo Carnot + Otto de la figura 2.9.

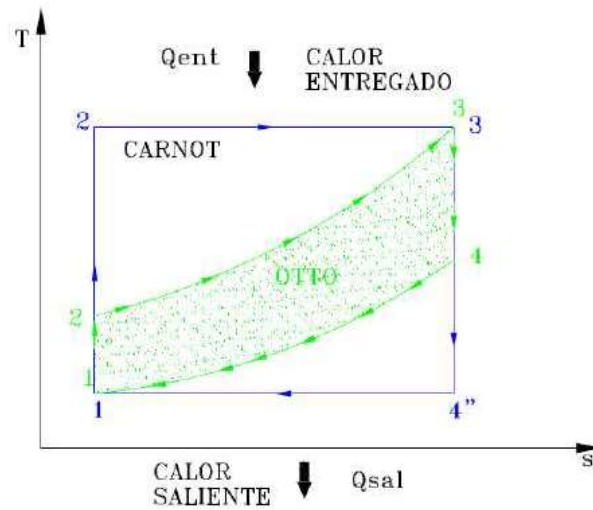


Figura 2.9. Diagrama T-S de ciclo de Carnot y Otto.

(Fuente: Propia)

Para calcular la eficiencia del ciclo Otto a las condiciones reales de trabajo se asume las siguientes condiciones y con ellas se encuentra las propiedades físicas en los diferentes procesos:

- Ciclo Otto ideal.
- Aire estándar: gas ideal, no existe combustión, la admisión y escape son procesos de rechazo de calor.
- Utilización de método aproximado para el cálculo.
- C_p , C_v , k son valores constantes.

Proceso 1-2: (Compresión isentrópica)

En la figura 2.10 se muestra la presión y la temperatura de la admisión al motor Waukesha a la carga de trabajo de 800 [kWe].

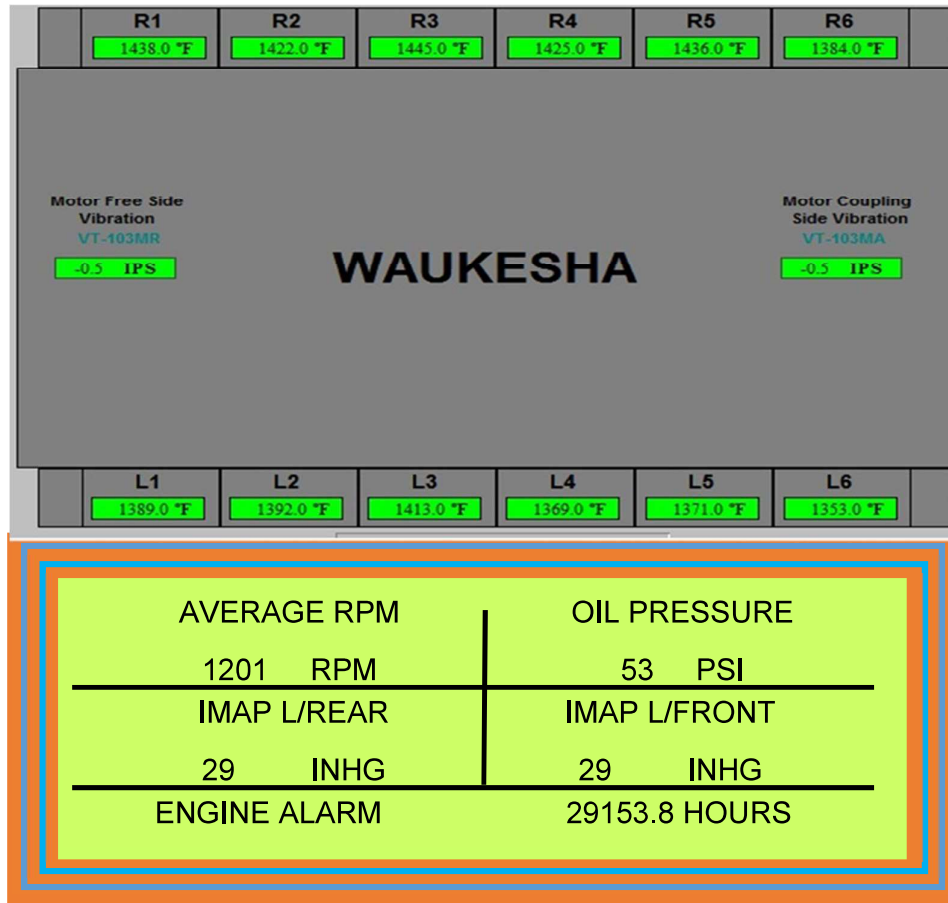


Figura 2.10. Temperatura de salida de gases y presión de admisión.

(Fuente: Petroamazonas B15, 2017)

Las propiedades físicas medidas con las cuales se realiza los cálculos en el punto 1 son las siguientes:

$$P_1 = 29 \text{ [in Hg]} = 98,21 \text{ [kPa]}$$

$$T_1 = 115 \text{ [°F]} = 319,26 \text{ [K]}$$

Despejando de la ecuación de los gases ideales (Ec. 2) el volumen se tiene:

$$v_1 = \frac{R * T_1}{P_1} = \frac{0,287 \text{ [kJ/K * kg]} * 319,26 \text{ [K]}}{98,21 \text{ [kPa]}}$$

$$v_1 = 0,933 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

Usando la ecuación (Ec.26) de un proceso isentrópico y con el radio de compresión de 8:1 indicado en la sección 1.11.1 se calcula la presión 2.

$$P_2 = P_1 * r^k$$

$$P_2 = 98,21 \text{ [kPa]} * 8^{1,4}$$

$$P_2 = 1805,01 \text{ [kPa]}$$

Con el radio de compresión se calcula el volumen 2.

$$v_2 = \frac{v_1}{r} = \frac{0,933}{8}$$

$$v_2 = 0,116 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

Con la ecuación de los gases ideales (Ec.2) se calcula la temperatura 2.

$$T_2 = \frac{P_2 * v_2}{R} = \frac{1805,01 \text{ [kPa]} * 0,116 \text{ [m}^3\text{/kg]}}{0,287 \text{ [kJ/K * kg]}}$$

$$T_2 = 733,32 \text{ [K]}$$

Proceso 3-4: (Expansión isentrópica)

Este proceso se realiza a volumen constante y con la utilización de la ecuación (Ec.26) se calcula la presión en el punto 4. En base a la temperatura de salida de los gases de escape en el punto 4 y que se muestra en la figura 2.10 se calcula los estados en el punto 4. Se toma las siguientes consideraciones:

$$v_1 = v_4 = 0,933 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$v_2 = v_3 = 0,116 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$T_4 = 1400 \text{ [}^\circ\text{F]} = 1033,15 \text{ [K]}$$

$$P_4 = \frac{R * T_4}{v_4} = \frac{0,287 \text{ [kJ/K * kg]} * 1033,15 \text{ [K]}}{0,933 \text{ [m}^3\text{/kg]}}$$

$$P_4 = 317,80 \text{ [kPa]}$$

$$P_3 = P_4 * r^k = 317,80 \text{ [kPa]} * 8^{1,4}$$

$$P_3 = 5840,90 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = \frac{P_3 * v_3}{R} = \frac{5840,90 \text{ [kPa]} * 0,116 \text{ [m}^3\text{/kg]}}{0,287 \text{ [kJ/K * kg]}}$$

$$T_3 = 2372,10 \text{ [K]}$$

Se utiliza la ecuación (Ec.27) para el cálculo de la adición de calor a volumen constante.

$$q_{añ} = C_v * (T_3 - T_2) = 0,718 \text{ [kJ/K * kg]} * (2372,10 - 733,32) \text{ [K]}$$

$$q_{añ} = 1176,64 \text{ [kJ/kg]}$$

De forma similar y con las temperaturas del proceso 4-1 se calcula el rechazo de calor a volumen constante.

$$q_{rv} = C_v * (T_4 - T_1) = 0,718 \text{ [kJ/K * kg]} * (1033,15 - 319,26) \text{ [K]}$$

$$q_{rv} = 512,57 \text{ [kJ/kg]}$$

Con el calor añadido y rechazado se calcula el trabajo neto del ciclo Otto para las condiciones de trabajo indicadas usando la ecuación (Ec.24).

$$W_{neto\ o} = q_{añ} - q_{rv} = 1176,64 - 512,57 \text{ [kJ/kg]}$$

$$W_{neto\ o} = 664,07 \text{ [kJ/kg]}$$

Por lo tanto, la eficiencia del ciclo Otto teórica a las condiciones actuales de trabajo es:

$$\eta_t = \frac{W_{nt}}{q_{añ}} = \frac{664,07 \text{ [kJ/kg]}}{1176,64 \text{ [kJ/kg]}}$$

$$\eta_t = 56,53\%$$

Para comparar la eficiencia teórica del ciclo en base a la potencia de trabajo de 800 [kWe] y el flujo másico de la mezcla en la admisión de 1,086 [Kg/s] encontrados en la sección 2.1.3 se calcula el trabajo neto.

$$W_{nt} = \frac{P_e}{\dot{m}_m} = \frac{800 \text{ [kW]}}{1,086 \text{ [kg/s]}}$$

$$W_{nt} = 736,65 \text{ [kJ/kg]}$$

La eficiencia del ciclo de Carnot a las condiciones de temperatura de trabajo con la ecuación (Ec.25).

- $T_L = 319,26 \text{ [K]}$
- $T_H = 2372,10 \text{ [K]}$

$$\eta_{t\ cc} = 1 - \frac{319,26 \text{ [K]}}{2372,10 \text{ [K]}}$$

$$\eta_{t\ cc} = 86,54 \%$$

El calor añadido del ciclo de Carnot sería:

$$q_{añ_carnot} = C_v * (T_H - T_L) = 0,718 \text{ [kJ/K * kg]} * (2372,10 - 319,26) \text{ [K]}$$

$$q_{añ_carnot} = 1473,93 \text{ [kJ/kg]}$$

Por lo tanto, el trabajo neto del ciclo de Carnot a las condiciones actuales de trabajo es:

$$W_{nt_carnot} = \eta_t * q_{añ_carnot} = 0,8654 * 1473,93 \text{ [kJ/kg]}$$

$$W_{nt_carnot} = 1275,53 \text{ [kJ/kg]}$$

Aplicando la eficiencia según la segunda ley de la termodinámica de la ecuación (Ec.21) se calcula su valor.

$$\eta_{II} = \frac{56,53}{86,54} = 65,32 \%$$

Para expresar la exergía del ciclo Otto teórico se usa la ecuación (Ec.22).

$$\text{Exergía recuperada ciclo Otto ideal} = 65,32 \% * \text{Exergía suministrada}$$

Segundo enfoque: El fabricante del motor a gas Waukesha VHP L7042 GSI presenta datos técnicos nominales del motor (tabla 1.1) y con ellos se calcula la eficiencia térmica a condiciones estándar usando la ecuación (Ec.23).

$$\eta_{t \text{ otto fabricante}} = \frac{1104 \text{ [kW]}}{3304 \text{ [kW]}} = 33,41 \%$$

Por lo tanto, el trabajo según el fabricante a las condiciones actuales de trabajo es:

$$W_{nt_fabricante} = \eta_t * q_{añ} = 0,3341 * 1473,93 \text{ [kJ/kg]}$$

$$W_{nt_fabricante} = 492,44 \text{ [kJ/kg]}$$

Aplicando la eficiencia según la segunda ley de la termodinámica de la ecuación (Ec.21) se calcula su valor para las condiciones indicadas por el fabricante.

$$\eta_{II} = \frac{33,41}{86,54} = 38,60 \%$$

Para expresar la exergía del ciclo Otto según el fabricante se usa la ecuación (Ec.22).

$$\text{Exergía recuperada ciclo Otto fabricante} = 38,60 \% * \text{Exergía suministrada}$$

Tercer enfoque: Por último, con la eficiencia térmica calculada a las condiciones reales del trabajo del bloque 15 de Petroamazonas encontradas en la sección 2.1.4 se calcula el trabajo neto a las condiciones reales de trabajo:

$$W_{nt_real} = \eta_t * q_{añ} = 0,2512 * 1473,93 \text{ [kJ/kg]}$$

$$W_{nt_real} = 37,25 \text{ [kJ/kg]}$$

Y aplicando la eficiencia de segunda ley de la termodinámica de la ecuación (Ec.21) se calcula su valor para las condiciones actuales.

$$\eta_{II} = \frac{25,12}{86,54} = 29,02 \%$$

Con la ecuación (Ec.22) se expresa la exergía del ciclo Otto a las condiciones reales de trabajo del bloque 15 de Petroamazonas, el resultado es.

$$\text{Exergía recup. ciclo Otto condiciones reales trabajo} = 29,02 \% * \text{Exergía suministrada}$$

Tabla 2.8. Tabla de resumen de exergía de cada enfoque del motor Waukesha.

ENFOQUE	TRABAJO NETO POR ENFOQUE [kJ/kg]	TRABAJO NETO / CARNOT [kJ/kg]	EXERGIA DESTRUIDA [kJ/kg]
Enfoque Ciclo Otto	1275,53	1473,93	198,4
Enfoque Dato Fábrica	492,44		981,49
Enfoque trabajo real	370,25		1103,68

(Fuente: Propia, 2017)

Con las energías térmicas residuales encontradas y disponibles a las condiciones reales de trabajo del motor Waukesha a continuación se plantean las alternativas para el aprovechamiento.

2.2. Propuesta de aprovechamiento de la energía térmica del agua de enfriamiento de camisas

La ubicación geográfica de las facilidades de Petroamazonas (PAM) del bloque 15 están en la región oriental del Ecuador provincia de Sucumbíos con un clima tropical a temperaturas desde los 20 [°C] hasta picos máximos de 35 [°C]; por lo que, el consumo de energía eléctrica para climatizar áreas de trabajo, cuartos de control y oficinas es alto usando en su totalidad equipos de aire acondicionado por compresión.

En los resultados calculados del balance térmico en la sección 2.1 a las condiciones reales de trabajo del motor Waukesha y para el caso específico del agua de enfriamiento de camisas la potencia térmica es 899,60 [kW] como se muestra en la tabla 2.7 y la temperatura promedio es 81,07 [°C] como se indica en la tabla 2.2; esta energía térmica disponible es de baja entalpia limitando su aprovechamiento en procesos de cogeneración.

Para la generación de frío por absorción los equipos requieren de una fuente de calor (energía térmica) como se indica en la sección 1.13. A continuación se realizará el análisis de las propiedades de la energía térmica contenida en el agua de enfriamiento de camisas para ser usada como fuente de calor en el proceso de absorción con el objetivo de obtener aire frío para climatizar las áreas que lo requieran.

2.2.1. Situación actual

El bloque 15 de Petroamazonas es un campo de producción de petróleo que está compuesto por varias plataformas con pozos de producción de petróleo que se direccionan mediante oleoductos al CPF (Centro de facilidades de producción). De forma contraria en CPF están las centrales de generación a gas o crudo y cuya energía se distribuye mediante cables enterrados a las plataformas de producción.

Adicional al área industrial del CPF también se tiene áreas para el alojamiento del personal que trabaja en el campo y contiene: habitaciones para descanso, comedor, cocina, lavanderías, áreas de recreación y áreas administrativas. En una parte del

campamento para el descanso del personal se tienen habitaciones distribuidas en 8 bloques de 14 habitaciones cada uno. Para referencia se muestra la figura 2.11.



Figura 2.11. Bloque de campamentos bloque 15.

(Fuente: Instalaciones de Petroamazonas, 2017)

Por otro lado, la energía térmica del agua de enfriamiento de camisas tiene potencial de uso para aplicaciones de cogeneración o trigeneración por sus características de temperatura y de flujo másico; pero al momento esta energía es disipada al medio ambiente en un intercambiador de calor refrigerante-aire (Aero enfriador horizontal) que tiene 6 motores eléctricos de potencia nominal 15 [Hp].



Figura 2.12. Aero enfriador para disipación de calor de agua de camisas.

(Fuente: Instalaciones de Petroamazonas, 2017)

2.2.2. Carga térmica actual de una habitación tipo

En la figura 2.13 se muestra un layout del CPF donde se visualiza el área de producción, la planta de generación Waukesha y el campamento con su distribución de habitaciones

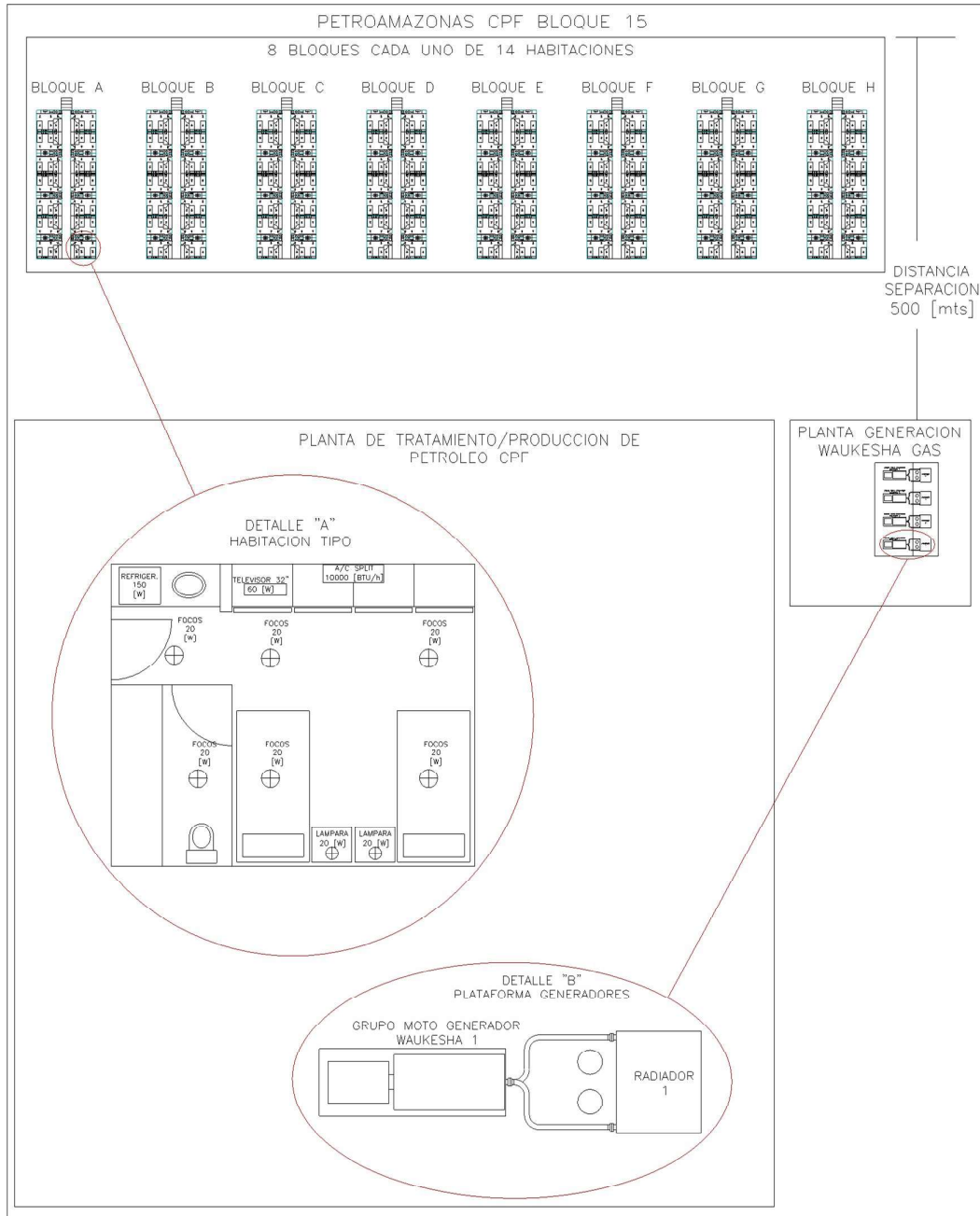


Figura 2.13. Layout del CPF bloque 15 de PAM (situación actual).

(Fuente: Propia, 2017)

Cada habitación tiene un volumen aproximado de 52,8 [m³] y están equipadas con aire acondicionado (A/C) por compresión tipo Split (10.000 [BTU/h] / 2,926 [kWt] de energía

térmica nominal) para climatización y su consumo nominal eléctrico es de 1,0 [kWe]. Todas las habitaciones son idénticas diseñadas para alojar a 2 personas y la carga térmica total de los equipos eléctricos es de 640 [Wt], los equipos eléctricos son:

- 1 Televisor de 32"/LCD P=60[W]
- 1 Refrigerador 18[ft³] P=150 [W]
- 6 focos ahorradores P=120 [W] (total)
- 2 Dicroicos P=80[W] (total)
- 1 Evaporador de A/C P=100[W]
- 2 Cargadores p radio P=40[W]
- 2 personas en reposo P=90[W]

En la figura 2.14 se muestra el aire acondicionado instalado en cada habitación.



Figura 2.14. Equipos aire acondicionado tipo Split instalados.

(Fuente: Instalaciones de Petroamazonas, 2017)

Con el objetivo de cuantificar la potencia térmica empleada para climatizar la habitación en un día se instala un analizador de redes eléctricas para medir el consumo de energía del aire acondicionado de una habitación. La potencia registrada en las 24 horas es intermitente de 0 a aproximadamente 1,0 [kWe] como se indica en la figura 2.15.

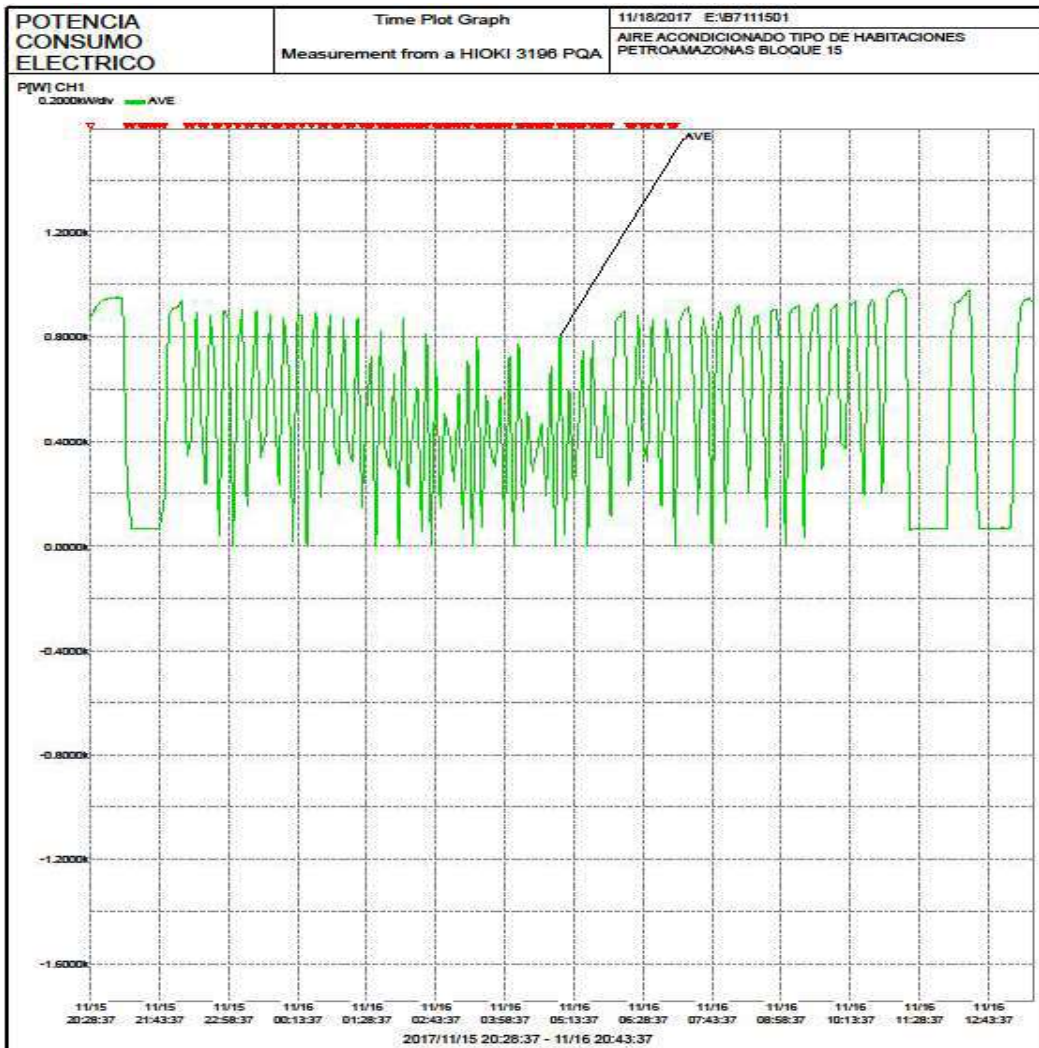


Figura 2.15. Consumo de potencia eléctrica del A/C split 10.000 [BTU/h].

(Fuente: Analizador energía Hioki, 2017)

En la figura 2.16 se muestra los resultados de la demanda de potencia integrados en intervalos de tiempo obtenidos del análisis de energía eléctrica en las 24 horas. La máxima demanda de potencia registrada es de 0,929 [kWe], la demanda promedio de potencia durante este intervalo de tiempo es de 0,5446 [kWe]; por lo que, el factor de carga del A/C es del 58,6%.

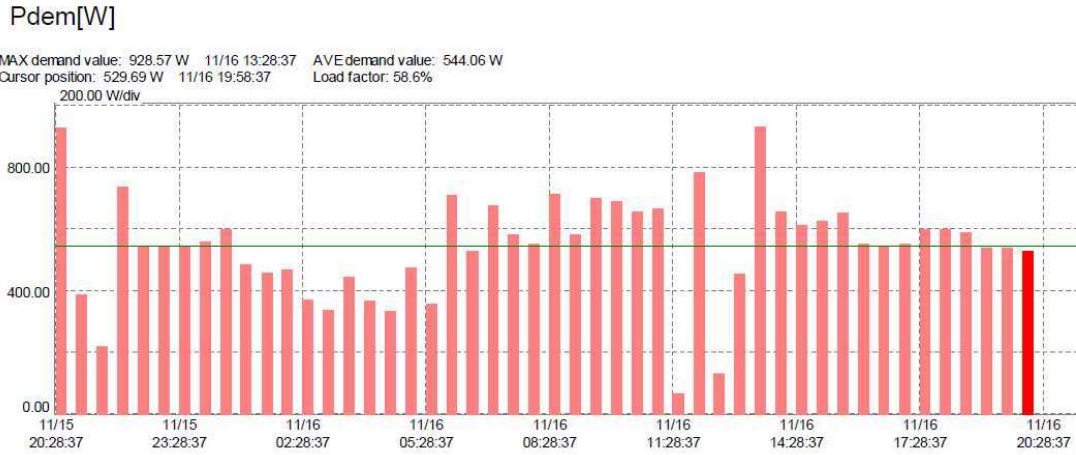


Figura 2.16. Demanda de potencia eléctrica del A/C split 10.000 [BTU/h].

(Fuente: Analizador energía Hioki, 2017)

En la figura 2.17 se muestra la energía eléctrica consumida por el aire acondicionado de 10.000 [BTU/h] durante las 24 horas de funcionamiento, su valor es de 13,057 [kWh].

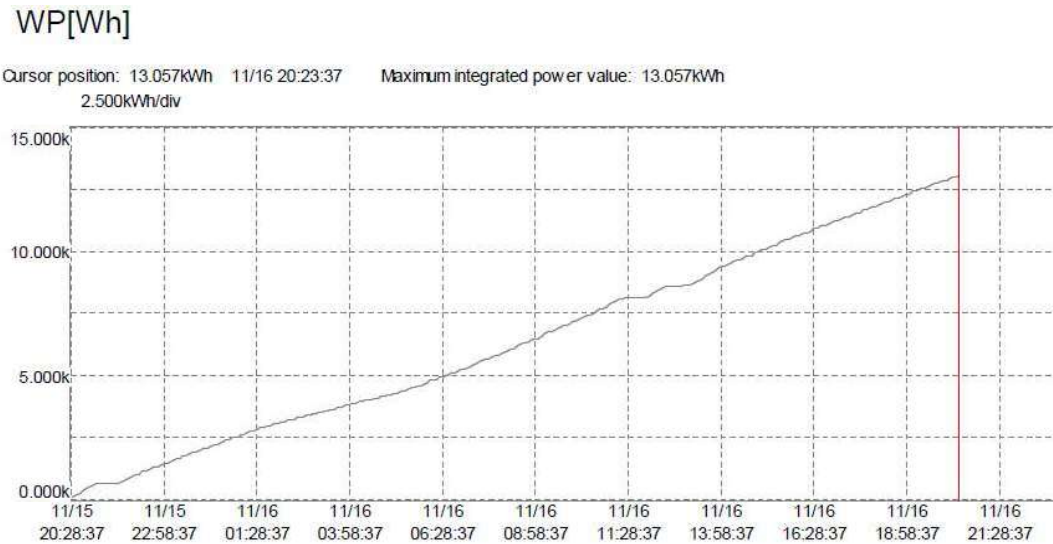


Figura 2.17. Consumo de energía eléctrica del A/C split 10.000 [BTU/h] en 24h.

(Fuente: Analizador energía Hioki, 2017)

Por lo tanto, la potencia térmica utilizada es la fracción correspondiente de la potencia térmica nominal multiplicada por el factor de carga.

$$P_{tt\ a/c} = \% \text{ carga} * P_{tn\ a/c} \quad (\text{Ec. 55})$$

Donde:

- $P_{tt\ a/c}$ Potencia térmica de A/C de 10.000 [BTU/h].
- % carga Porcentaje de carga a las condiciones reales de trabajo.
- $P_{tn\ a/c}$ Potencia térmica nominal de A/C de 10.000 [BTU/h].

$$P_{tt\ a/c} = 0,586 * 10.000 [BTU/h]$$

$$P_{tt\ a/c} = 5.860 [BTU/h] = 1,72 [kWt]$$

En las condicionales actuales la potencia térmica consumida de 1,72 [kWt] se utiliza para climatizar una habitación tipo de 52,8 [m³] con sus respectivas cargas térmicas.

Por lo tanto, la potencia térmica total requerida para los 8 bloques que contienen cada uno 14 habitaciones es:

$$P_{tbh\ a/c} = P_{tt\ a/c} * \#_{hab} \quad (\text{Ec. 56})$$

Donde:

- $P_{tbh\ a/c}$ Potencia térmica total de los bloques de habitaciones.
- $P_{tt\ a/c}$ Potencia total térmica de una habitación.
- $\#_{hab}$ Número de habitaciones.

$$P_{tbh\ a/c} = 1,72 [kWt] * (8 * 14)$$

$$P_{tb\ a/c} = 192,64 [kWt]$$

2.2.3. Propuesta de sustitución de A/C por compresión a centrales de absorción en las habitaciones

Se ha investigado sobre equipos para climatización (aire acondicionado) que brinden la opción de funcionamiento con fuentes alternativas o energías térmicas de los motores de combustión interna y se usan sistemas de refrigeración por absorción a nivel mundial ya que se acoplan de manera eficiente a las energías térmicas residuales de los motores de combustión interna [2].

De acuerdo con el fundamento teórico explicado en la sección 1.13 sobre generación de frío por absorción los equipos trabajan con tres fluidos externos que son los siguientes:

- Circuito para refrigeración.
- Circuito para disipación de calor.
- Circuito de la fuente de calor.

En base a la ubicación actual de las instalaciones del CPF indicadas en el layout de la figura 2.13 se visualizan: la ubicación física de las habitaciones que necesitan potencia térmica para climatizar y la plataforma de generación compuesta por 4 moto generadores Waukesha en donde existe potencia térmica disponible.

Bajo lo expuesto anteriormente, se propone el uso de la energía térmica disponible en el agua para enfriamiento de camisas de los motores Waukesha como fuente de calor para el funcionamiento de dos equipos de refrigeración por absorción con el objetivo de reemplazar los A/C actuales por compresión que consumen electricidad en cada habitación del campamento. Para referencia ver figura 2.18.

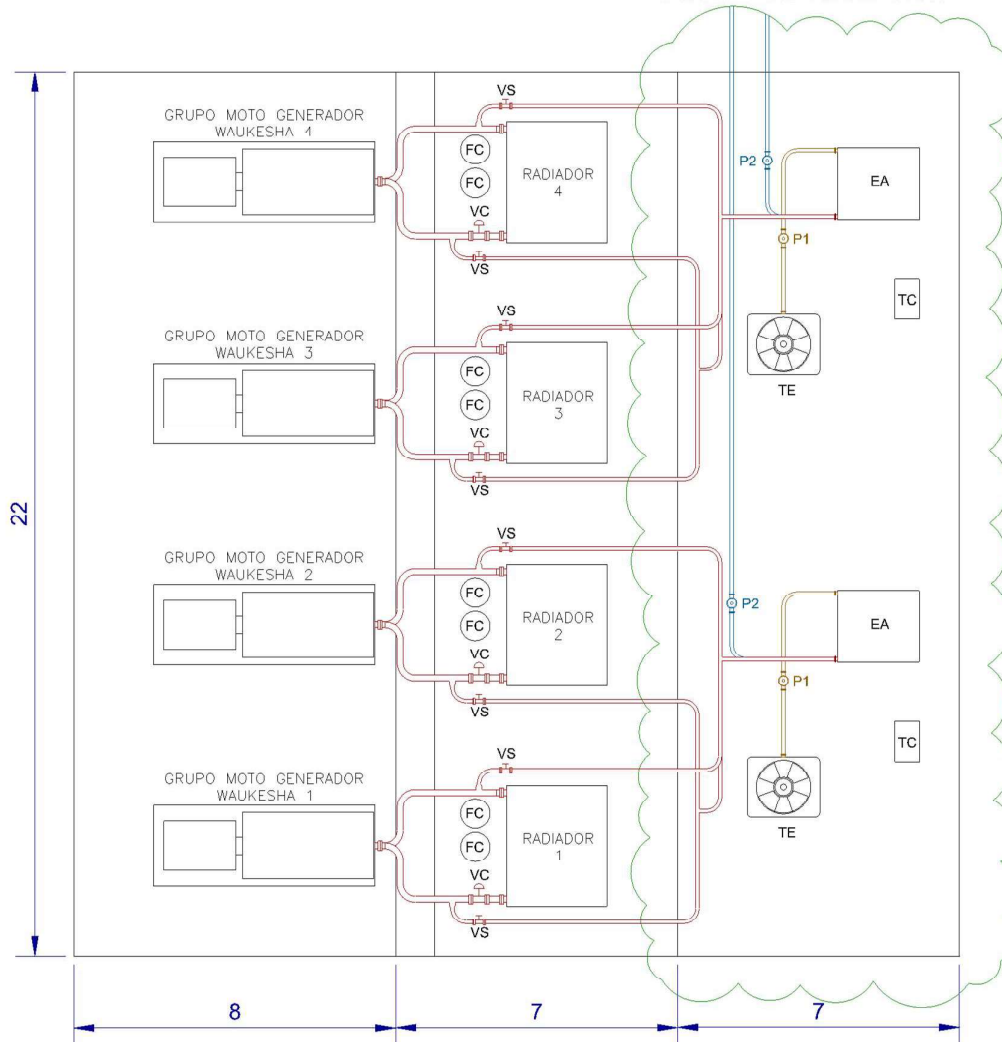
Por motivos de disponibilidad de los moto generadores debido a los mantenimientos programados y correctivos inclusive para periodos más largos de indisponibilidad durante la ejecución de mantenimientos mayores (top & major overhauls) se propone el uso de la energía térmica disponible en el agua de camisas de uno de los dos motores mediante la manipulación de las válvulas para direccionar el fluido caliente hacia el generador del equipo de absorción; por lo expuesto, es recomendable que se instale la planta de absorción cercana a los circuitos de enfriamiento de los motores.

El agua refrigerada producida en una de las plantas de absorción será conducida a través de un sistema de tuberías aisladas térmicamente para llegar a las unidades de transferencia de calor (fan coil's) que se instalarán en cada habitación de los 4 bloques de dormitorios (bloques A, B, C y D) reemplazando los A/C tipo Split; mientras que, la otra planta de absorción cubrirá la demanda de los 4 bloques de habitaciones restantes (bloques E, F, G y H). Para la recirculación del fluido en este circuito de refrigeración se instalará una bomba. La distancia aproximada entre las plantas de absorción y las habitaciones es de 500 [mts].

Por último, para el circuito de disipación de calor de cada equipo de absorción se utilizará una torre de enfriamiento con sus respectivos sistemas de tuberías y bomba para circulación de agua y que se instalará en el mismo skid de la planta de absorción.

PLANTA DE GENERADORES WAUKESHA

AREA PROPUESTA PARA INSTALAR
PLANTA DE ABSORCIÓN



NOMENCLATURA

- EA Equipo de absorción.
- TC Tablero eléctrico de control.
- TE Torre de enfriamiento.
- P1 Bomba agua enfriamiento.
- P2 Borriba agua refrigerada.
- VC Válvula globo de control.
- VS Válvula compuerta para corte.
- FC Filtros coalescentes de gas.

Figura 2.18. Propuesta para ubicación de los equipos para planta de absorción.

(Fuente: Propia, 2017)

En la figura 2.19 se muestra el diagrama de funcionamiento de un equipo de absorción que se propone instalar y a continuación se irá explicando el dimensionamiento de cada uno de sus componentes.

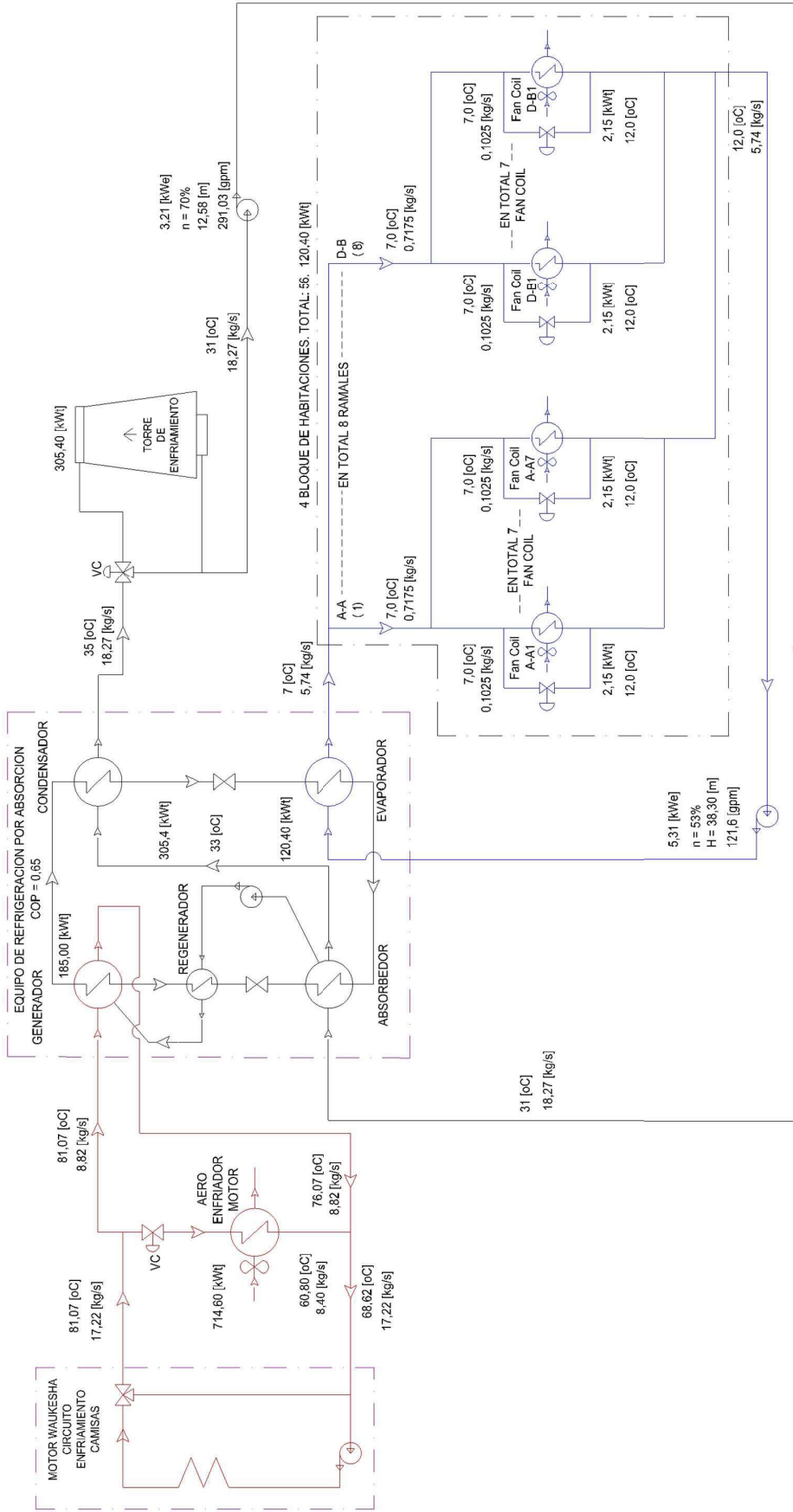


Figura 2.19. Diagrama de funcionamiento de los equipos de absorción.

(Fuente: Propia, 2017)

2.2.3.1. Demanda térmica requerida para un equipo de absorción

En la sección 2.2.2 se determinó la carga térmica actual por habitación y por motivos de seguridad se multiplica por un factor del 25% adicional para cubrir pérdidas térmicas y ampliaciones futuras; por lo que, la demanda térmica por habitación para el diseño será de 2,15 [kWt] dando un total de 240,8 [kWt]. En la sección 2.2.3 se proyectó el uso de 2 equipos de absorción para cubrir la demanda térmica de los 8 bloques de habitaciones (en total de 112 habitaciones), un equipo de absorción cubrirá la demanda térmica de 4 bloques de habitaciones (subtotal de 56 habitaciones) a climatizar; por lo que, la demanda térmica requerida para un equipo de absorción es de 120,40 [kWt].

$$P_{tea\ a/c} = P_{tt\ a/c} * f_c * \#_{hab}$$

Donde:

- $P_{tea\ a/c}$ Potencia térmica de un equipo de absorción.
- $P_{tt\ a/c}$ Potencia térmica de una habitación.
- f_c Factor de corrección (25%).
- $\#_{hab}$ Número de habitaciones a climatizar.

$$P_{tbh\ a/c} = 1,72[kWt] * 1,25 * 56$$

$$P_{tbh\ a/c} = 120,40 [kWt]$$

2.2.3.2 Dimensionamiento del circuito de refrigeración

El circuito de refrigeración tiene la función de climatizar las habitaciones inyectando aire frío por medio de un intercambiador de calor agua-aire de flujo cruzado (llamado fan coil). Al intercambiador de calor indicado le llega agua fría a temperatura de 7 [°C] producida en el evaporador del equipo de absorción. Después del intercambio de calor en la habitación la temperatura de retorno del agua es de 12 [°C].

Como se indica en la sección 2.2.2 el volumen (A_n) de cada habitación es de 52,8 [m³] y según la norma ASHRAE 62.1-2007 sobre el número de renovaciones (CA) por habitación para instalaciones domiciliarias es de 6,0. Con estos valores se calcula el flujo de aire requerido (CFM).

$$CFM = CA * \frac{A_n}{60}$$

$$CFM = 6 * \frac{52,8}{60} [m^3]$$

$$CFM = 4,40 [m^3/min]$$

Existen disponibles comercialmente unidades fan coil prefabricadas y de acuerdo con las necesidades requeridas se elige el tamaño adecuado de la unidad para cada habitación. En base a la potencia térmica requerida de 2,15 [kWt] y el flujo de aire para renovaciones requerido de 4,40 [m^3/min] se selecciona una unidad fan coil de las siguientes características:

- Flujo aire 5,77 [m^3/min]
- Potencia térmica 2,26 [kWt]
- Temperatura entrada de agua 7,0 [°C]
- Temperatura salida de agua 12,5 [°C]
- Potencia eléctrica 0,037 [kWe]
- Flujo de agua para enfriamiento 0,1 [lt/s] / 1,6[gpm]
- Caída de presión 13,69 [kPa]

Como se indicó en la sección 2.2.3.1 la demanda térmica para un equipo de absorción es de 120,40 [kWt] y con esto se cubrirá la demanda térmica de 56 habitaciones (4 bloques); es decir, el circuito de agua fría deberá llegar a 56 unidades fan coil que se instalarán en cada habitación. Por lo indicado las características del circuito de refrigeración son [19]:

- Potencia térmica total 120,40 [kWt]
- Temperatura entrada de agua 7,0 [°C]
- Temperatura salida de agua 12,0 [°C]
- Potencia eléctrica total 2,07 [kWe]
- Flujo másico agua total refrigerada 5,74 [kg/s]; (si $\rho=999,7[kg/m^3]$ a 10 [°C])

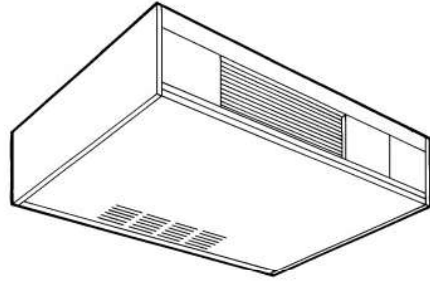


Figura 2.20. Intercambiador de calor de flujo cruzado aire-agua (fan coil).

(Fuente: Unitrane UNI-PRC001L-EN, 2015)

Como los bloques de habitaciones son existentes se propone realizar un diseño hidráulico específico que se acople a las instalaciones que están funcionando.

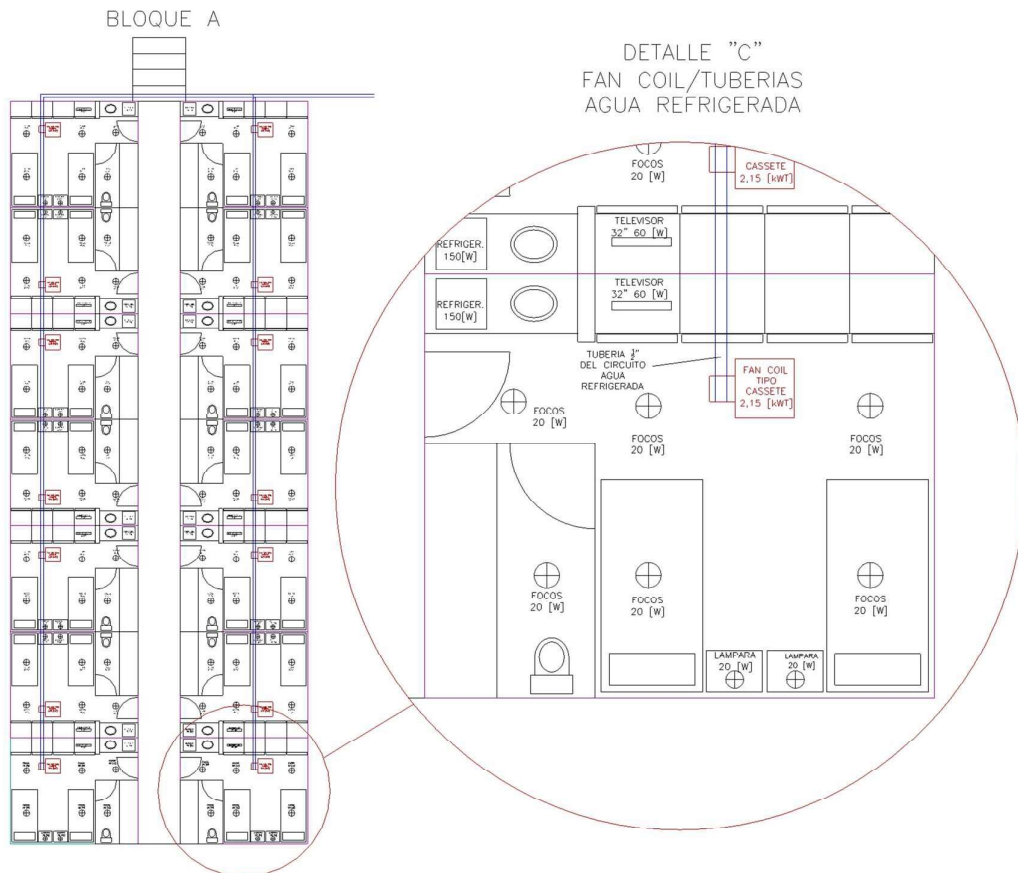


Figura 2.21. Disposición de habitaciones en un bloque/detalle fan coil.

(Fuente: Propia, 2017)

En la figura 2.21 se muestra la distribución de las 14 habitaciones en 2 hileras de 7 a cada lado con un corredor central para el ingreso de estas, adicional se muestra el

detalle de la instalación de la unidad fan coil en el techo de las habitaciones y su respectiva conexión de tubería de agua refrigerada que irán por el techo de las 2 hileras de habitaciones.

En la figura 2.22 está el diagrama hidráulico a implementar para el circuito de refrigeración en uno de los equipos de absorción en donde se muestran los diferentes componentes de este circuito, los flujos másicos que circularán en cada uno de los ramales, las longitudes/diámetros de las tuberías, las caídas de presión de los componentes principales, los accesorios necesarios para la implementación y por último las características de la bomba necesaria para garantizar el flujo masico requerido para la climatización de las habitaciones. Más adelante se detalla los cálculos correspondientes de este diseño.

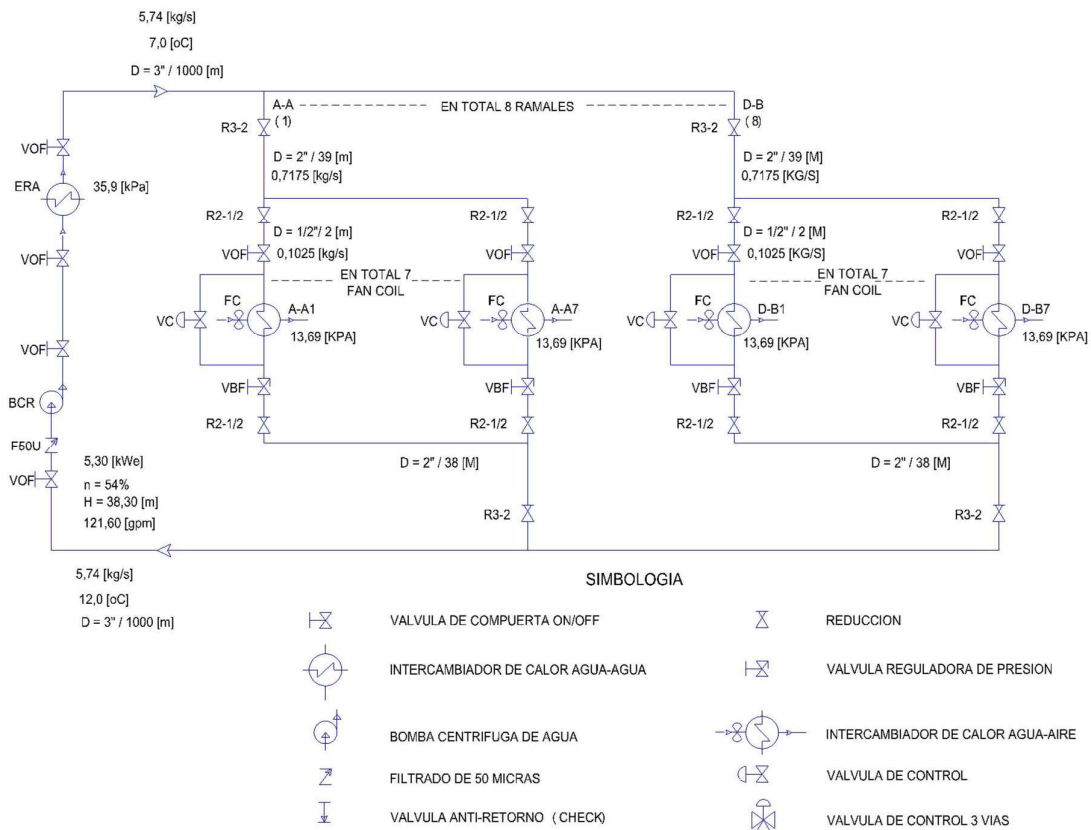


Figura 2.22. Diagrama hidráulico del circuito de refrigeración.

(Fuente: Propia, 2017)

Para iniciar con el diseño hidráulico en primer lugar se realiza el cálculo de la caída de presión en el ramal de un fan coil debido a los elementos a instalar y accesorios que se requieren para conectar esta unidad al circuito de agua refrigerada, la tubería a utilizar

es de $\frac{1}{2}$ ". En primer lugar, se determina la velocidad en la tubería en función del diámetro de la tubería y del caudal del fluido.

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_1}{\frac{\pi * D^2}{4}} \quad (\text{Ec. 57})$$

Donde:

- v_1 Velocidad del fluido en la tubería.
- Q_1 Caudal necesario en la unidad fan coil.
- A_1 Área transversal de la tubería.
- D Diámetro de tubería en (m).

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{1,025 \times 10^{-4} \text{ [m}^3/\text{s]}}{\frac{\pi * (0,0158 \text{ m})^2}{4}}$$

$$v_1 = 0,52 \text{ [m/s]}$$

Con la velocidad se calcula el número de Reynolds para determinar si el flujo es laminar o turbulento.

$$N_R = \frac{v * D * \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 58})$$

Donde:

- N_R Número de Reynolds.
- v Velocidad del fluido en la tubería.
- D Diámetro de tubería en (m).
- ρ Densidad del agua 999,7 [kg/m³]. (a 10 [°C]).
- μ Viscosidad dinámica agua líquida 1,307x10⁻³ [kg/m*s]. (10 [°C]).

$$N_R = \frac{0,52 \text{ [m/s]} * 0,0158 \text{ [m]} * 999,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}}{1,307 \times 10^{-3} \text{ [kg/m * s]}}$$

$$N_R = 6284,27 \text{ (flujo turbulento)}$$

Al encontrar el número de Reynolds mayor a 4000 se determina que el fluido tiene un comportamiento turbulento y por tanto la fórmula para el cálculo del factor de fricción es el siguiente:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * (D/\epsilon)} + \frac{5,74}{N_R^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (\text{Ec. 59})$$

Donde:

- f Factor de fricción de la tubería.
- D Diámetro de tubería en (m).
- ϵ Rugosidad absoluta de tubería PVC. 0,0000015 [m].
- N_R Número de Reynolds.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * (0,0158 [m]/0,0000015 [m])} + \frac{5,74}{6284,27^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,0355$$

Con el factor de fricción se calcula las pérdidas en la tubería y accesorios con la siguiente expresión:

$$H_T = H_L + H_{ACC} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} + \sum_{i=1}^n K_{ACC} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (\text{Ec. 60})$$

Donde:

- H_T Pérdidas totales.
- H_L Pérdidas en la tubería.
- H_{ACC} Pérdidas en los accesorios.
- f Factor de fricción de la tubería.
- D Diámetro de tubería en [m].
- L Longitud de la tubería en [m].
- v Velocidad del fluido en la tubería.
- g Aceleración de la gravedad. 9,81 [m/s²].
- K_{ACC} Coeficiente de resistencia de los accesorios.

$$H_T = \frac{v^2}{2 * g} * \left[\left(f * \frac{L}{D} \right) + (K_{red} + K_{aum} + 4 * K_{codo} + K_{VOF}) \right]$$

$$H_T = \frac{0,52^2}{2 * 9,81} * \left[\left(0,00355 * \frac{2}{0,0158} \right) + (0,80 + 0,45 + (4 * 0,81) + 0,22) \right]$$

$$H_T = 0,13 [m]$$

Con las pérdidas totales obtenidas se calcula la caída de presión en el circuito de los intercambiadores (fan coil).

$$\Delta P = \rho * g * H_T \quad (\text{Ec. 61})$$

Donde:

- ΔP Caída de presión.
- ρ Densidad del agua 999,7 [kg/m³]. (a 10 [°C]).
- g Aceleración de la gravedad. 9,81 [m/s²].
- H_T Pérdidas totales.

$$\Delta P = 999,7 [kg/m^3] * 9,81 [m/s^2] * 0,13 [m]$$

$$\Delta P = 1,25 [kPa]$$

A la caída de presión encontrada en la tubería y accesorios se añade las caídas en: fan coil y válvula de regulación de presión.

$$\Delta P_{CFC} = \Delta P + (\Delta P_{FC} = \Delta P_{VC}) + \Delta P_{VBF}$$

Donde:

- ΔP_{CFC} Caída de presión total en el circuito fan coil.
- ΔP Caída de presión en tuberías y accesorios.
- $\Delta P_{FC} = \Delta P_{VC}$ Caída de presión en unidad fan coil.
- ΔP_{VBF} Caída de presión en válvula ecualización presión.

$$\Delta P_{CFC} = 1,25 + 13,69 + 5,23 [kPa]$$

$$\Delta P_{CFC} = 20,17 [kPa]$$

Cabe indicar que la caída de presión en la unidad fan coil es la misma que la válvula de control.

Los 7 intercambiadores de calor (fan coil) forman un sistema en paralelo que tiene las siguientes características:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{FCi} * 7 = 0,101 * 7 = 0,71 [kg/s]$$

$$\Delta P_{CFC} = \Delta P_{CFC1} = \Delta P_{CFC2} = 20,17 [kPa]$$

$$P_{tT} = P_t * 7 = 2,26 * 7 = 15,82 [kWt]$$

De manera similar se calcula la caída de presión en la tubería de 2" que se instalarán sobre los techos de las 7 habitaciones y los resultados obtenidos son los siguientes:

$$v_{2"} = 0,30 [m/s]$$

$$N_R = 12666,44 \text{ (flujo turbulento)}$$

$$f = 0,029$$

$$\Delta P_{2"} = 1,96 [kPa]$$

Por lo tanto, la caída de presión total es la suma de las dos anteriores.

$$\Delta P_{RB} = \Delta P_{2"} + \Delta P_{CFC} = 1,96 + 20,17$$

$$\Delta P_{RB} = 22,13 [kPa]$$

Para los 4 bloques de habitaciones se proyecta tener 8 ramales para alimentar los intercambiadores de calor (fan coil) y tienen las siguientes características:

$$\dot{m}_{TR} = \dot{M}_T * 8 = 0,71 * 8 = 5,68 [kg/s]$$

$$\Delta P_{RB1} = \Delta P_{RB2} = \Delta P_{RB} = 22,13 [kPa]$$

$$P_{tT} = P_{tT} * 8 = 15,82 * 8 = 126,56 [kWt]$$

Donde:

- \dot{m}_{TR} Flujo másico total de ramales.
- ΔP_{RB} Caída de presión en ramales (1.....8).
- P_{tT} Potencia térmica total.

Por último, se calcula la caída de presión en el circuito principal de 3" para el dimensionamiento de la bomba para la recirculación del fluido refrigerante, los resultados obtenidos son:

$$v_3'' = 1,08 \text{ [m/s]}$$

$$N_R = 67407,47 \text{ (flujo turbulento)}$$

$$f = 0,0195$$

$$H_3'' = H_{L3''} + H_{ACC}$$

$$H_3'' = 31,58 \text{ [m]}$$

$$\Delta P_{3''} = H_3'' * \rho * g = 311,82 \text{ [kPa]}$$

$$\Delta P_{T3''} = \Delta P_{3''} + \Delta P_{filtro} + \Delta P_{EEA}$$

$$\Delta P_{T3''} = 375,30 \text{ [kPa]}$$

$$H_{T3''} = 38,30 \text{ [m]}$$

Con el valor total de las pérdidas en el circuito de refrigeración y el valor del caudal requerido se encuentra la potencia que se requiere en la bomba a instalar.

$$P_b = H_{T3''} * \rho * g * \dot{Q} = H_{T3''} * \rho * g * \frac{\dot{m}_{TR}}{\rho} \quad (\text{Ec. 62})$$

Donde:

- P_b Potencia requerida de la bomba.
- $H_{T3''}$ Pérdidas totales en el circuito de refrigeración.
- ρ Densidad del fluido agua.
- g Aceleración de la gravedad.
- \dot{Q} Caudal requerido en el circuito de refrigeración.
- \dot{m}_{TR} Flujo másico de fluido.

$$P_b = 38,3 \text{ [m]} * 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]} * 5,74 \text{ [kg/s]}$$

$$P_b = 2156,65 \text{ [W]} = 2,16 \text{ [kW]} = 2,90 \text{ [Hp]}$$

En base a las características de un equipo de absorción se realiza ajustes al diseño, las características nominales del equipo de absorción son:

$$P_{nt} = 176 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{nt} = 27,5 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$H_{T3''} = 38,30 \text{ [m]}$$

$$m_{nt} = 7,64 [kg/s]$$

$$P_{bnt} = 38,3 [m] * 9,81[m/s^2] * 7,64 [kg/s]$$

$$P_{bnt} = 2,87 [kW]$$

Al revisar la curva de la bomba con características de presión y caudal requerido se tiene una eficiencia del 54% como se indica en la figura 2.23.

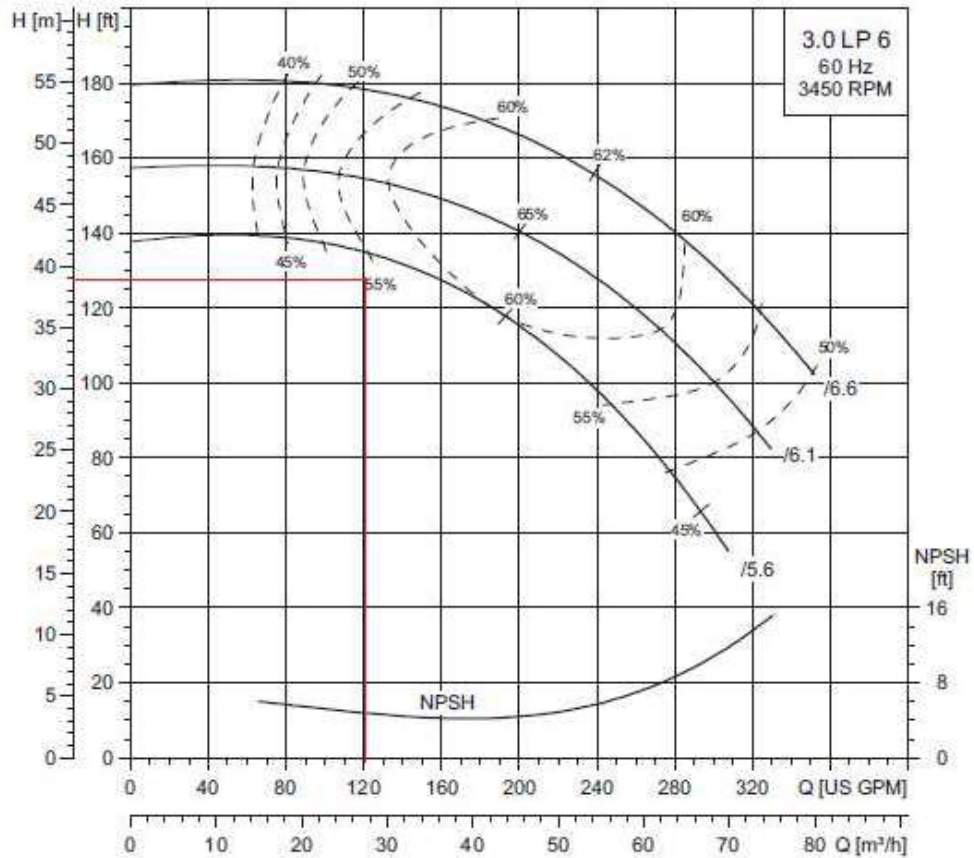


Figura 2.23. Curva de bomba recirculación del circuito de refrigeración.

(Fuente: Propia, 2017)

Para determinar la potencia del motor eléctrico se multiplica por la eficiencia y este valor es:

$$P_{mb} = \frac{P_{bnt}}{\eta}$$

$$P_{mb} = \frac{2,87}{0,54}$$

$$P_{mb} = 5,31 [kW] = 7,1 [Hp]$$

2.2.3.3 Dimensionamiento del circuito de agua caliente

En base a la potencia térmica requerida de 120,40 [kWt] para la climatización de las habitaciones indicadas en la sección 2.2.3.1 se revisan equipos de absorción que cubran esta demanda; sin embargo, la potencia de refrigeración y el COP son función directa de la temperatura del agua de enfriamiento en la torre y también de la fuente caliente como se indica en la figura 2.24; para la potencia térmica requerida es necesario trabajar con la temperatura del agua caliente de 81 [°C] en base a una temperatura de agua seleccionada en la torre de enfriamiento de 31 [°C].

La fuente de calor (agua de enfriamiento de camisas) tiene valores mayores a lo requerido por el equipo de absorción y por ello se proyecta utilizar solo la parte/fracción necesaria de esta energía y el resto del fluido seguirá direccionándose al radiador horizontal con un control de temperatura que solo encenderá los motores eléctricos (15Hp/460Vac) de los ventiladores necesarios de los 6 existentes de acuerdo con la temperatura para optimizar el consumo eléctrico de energía.

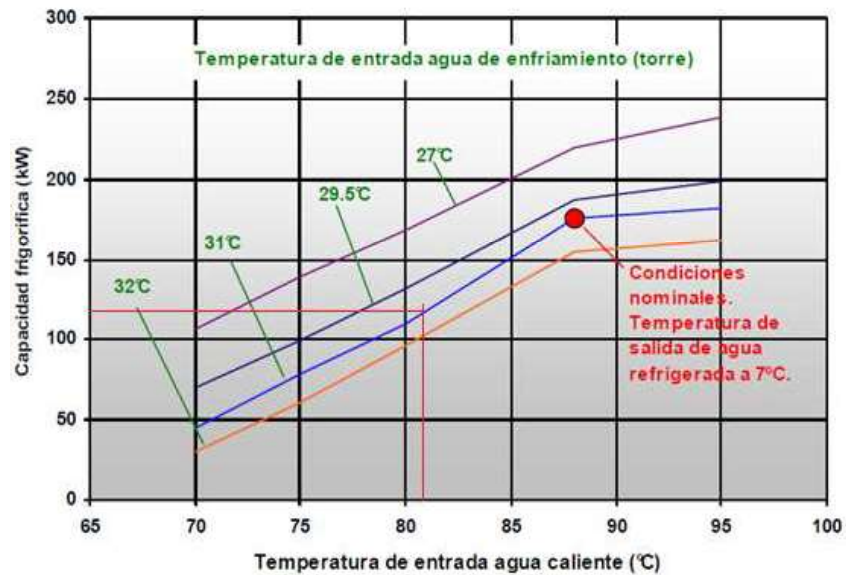


Figura 2.24. Curva de la capacidad frigorífica del equipo de absorción.

(Fuente: Data sheet Yazaki, 2011)

En función de las temperaturas del agua caliente y del agua de enfriamiento se determina que la potencia térmica requerida es de 185 [kWt] por el equipo de absorción como se indica en la figura 2.25.

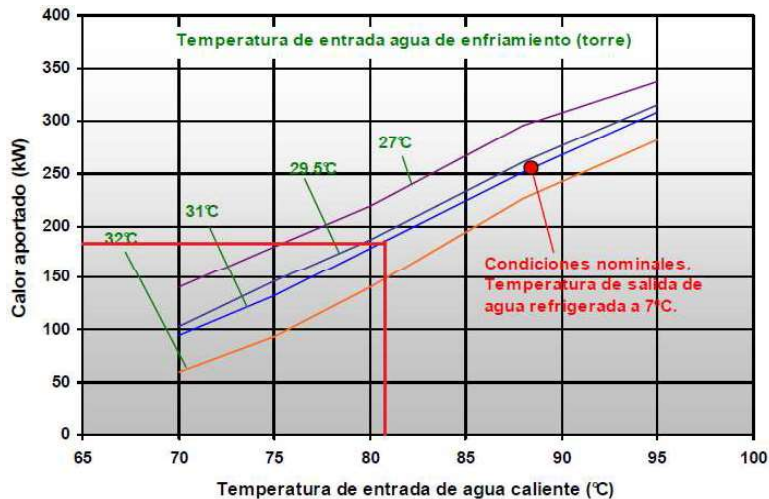


Figura 2.25. Curva de la capacidad calorífica del equipo de absorción.

(Fuente: Data sheet Yazaki, 2011)

Las especificaciones técnicas que muestran los equipos consideran condiciones estándares y por ello es necesario revisar las curvas de eficiencia para determinar la capacidad del equipo en función de las características reales de la fuente de calor a usar. Los requerimientos de la fuente de calor para el equipo de absorción elegido son los siguientes:

- Potencia térmica nominal: 252 [kWt].
- Caudal requerido del fluido caliente: 43,2 [m³/h].
- Flujo másico del fluido: 11,70 [kg/s] a 75 [°C].
- Rango nominal de temperatura de la fuente de calor: 70 a 95 [°C].
- Caída de presión en condensador + absorbedor: 588 [kPa].

Las características del circuito principal de enfriamiento de camisas del motor Waukesha que se indicaron en la sección 2.1.1 son:

- Potencia térmica máxima disponible: 899,6 [kWt].
- Caudal de agua en el intercambiador agua-aire: 45,42 a 63,59 [m³/h].
- Flujo másico del fluido: 12,30 a 17,22 [kg/s] a 75 [°C].
- Rango de temperatura de la fuente de calor: 68,62 a 81,07 [°C].

En función de los requerimientos del generador del equipo de absorción y de la fuente de calor indicados se propone el siguiente circuito hidráulico para el aprovechamiento de la energía térmica en el agua de camisas para el correcto funcionamiento del equipo de absorción tomando solo la fracción necesaria del fluido.

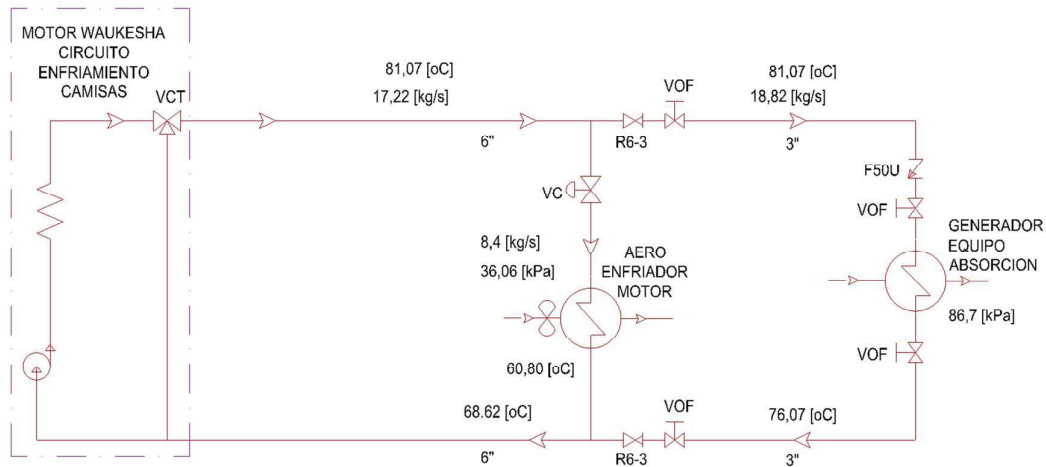


Figura 2.26. Diagrama hidráulico del circuito fuente de calor.

(Fuente: Propia, 2017)

En la figura 2.26 se muestra la válvula de control (VC) que tiene la función de restringir el caudal por el radiador para que la fracción necesaria del fluido caliente circule por el ramal que conduce al generador del refrigerador de absorción (GRA). La válvula de control (VC) funciona con una señal analógica generada por el controlador digital del equipo de absorción y que es proporcional a la temperatura del circuito de agua caliente.

Se inicia por determinar la caída de presión total externa en el circuito de enfriamiento de agua de camisas y cuyo diámetro de tubería es de 6". La velocidad del fluido en la tubería en función del diámetro de la tubería y del caudal del fluido.

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{63,59 \text{ [m}^3\text{/h]}}{\frac{\pi * (0,155 \text{ m})^2}{4}}$$

$$v_1 = 0,93 \text{ [m/s]}$$

Con la velocidad se calcula el número de Reynolds y se determina si el flujo es laminar o turbulento.

$$N_R = \frac{0,93 \text{ [m/s]} * 0,155 \text{ [m]} * 974,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}}{0,378 \times 10^{-3} \text{ [kg/m * s]}}$$

$$N_R = 371 \text{ 701,1 (flujo turbulento)}$$

Con el número de Reynolds mayor a 4000 se determina que el fluido tiene un comportamiento turbulento y por tanto la fórmula para el cálculo del factor de fricción es el siguiente:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * (0,155 [m]/0,00006 [m])} + \frac{5,74}{371701,1^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,0355$$

Con el factor de fricción se calcula las pérdidas en la tubería y accesorios con la siguiente expresión:

$$H_T = H_L + H_{ACC} + H_{RAD} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} + \sum_{i=1}^n K_{ACC} * \frac{v^2}{2 * g} + \frac{\Delta P_{RAD}}{\rho * g}$$

$$H_T = \frac{v^2}{2 * g} * \left[\left(f * \frac{L}{D} \right) + (11 * K_{codo}) \right] + H_{RAD} \quad (\text{Ec. 63})$$

Donde:

- H_{RAD} Caída de presión en el radiador.
- K_{codo} Coeficiente de pérdidas en los codos de 90.

De las características técnicas del radiador se determina la caída de presión en este dispositivo de 6 [psi] a 300 [gpm]; se realiza la corrección de caída de presión para el caudal de trabajo de 280 [gpm].

$$\Delta P_{RAD}(280 \text{ gpm}) = \Delta P_{RAD}(300 \text{ gpm}) * \frac{280 \text{ gpm}^2}{300 \text{ gpm}^2}$$

$$\Delta P_{RAD}(280 \text{ gpm}) = 6 [\text{psi}] * \frac{280 \text{ gpm}^2}{300 \text{ gpm}^2}$$

$$\Delta P_{RAD}(280 \text{ gpm}) = 5,23 [\text{psi}] = 36,06 [\text{kPa}]$$

Por lo tanto, la caída de presión total es:

$$H_{TRAD} = \frac{0,93^2}{2 * 9,81} * \left[\left(0,018 * \frac{21}{0,155} \right) + (11 * 0,24) \right] + \frac{36060 [\text{Pa}]}{9,81 * 974,7}$$

$$H_{TRAD} = 3,99 [m] @ (\Delta P_{TRAD} = 5,54 [psi] = 38,16 [kPa])$$

De la figura 2.1 de la curva de bomba de agua motor Waukesha y con el flujo de trabajo de 280 [gpm] se determina la caída de presión máxima admisible de 45 [psi] y la caída de presión en el interior de motor de 17 [psi]; por lo tanto, la suma de la caída de presión interna del motor y externa en el radiador/accesorios debe ser menor o igual a la máxima admisible de 45 [psi].

$$\Delta P_T = \Delta P_{INT} + \Delta P_{TRAD} = 17 + 5,54 = 22,54 [psi]$$

La válvula de control (VC) tiene la función de restringir el caudal por el ramal de radiador y las características técnicas se muestran en la tabla 2.9 y están son:

- Diámetro de válvula: 6"
- Caudal máximo (CV): 250 [gpm @ 1 psig]
- Caída de presión: 16 [psig]

Tabla 2.9. Características de válvula regulable (VC).

VG2000 Flanged Globe Valve Bodies/M9100 Series Electric Non-Spring Return Actuators								
Valve Body Code Number	Valve Size in.	Cv	Closeoff psig	Mounting Kit Code Number	Non-Spring Return Actuator Code Numbers			
					Floating Control		0 to 10 VDC Proportional	
					Without Switches	With Two Switches	Without Switches	With Two Switches
Two-Way Push-Down-to-Close								
VG2231TM	2-1/2	51	62	M9000-530	M9116-AGA-2	M9116-AGC-2	M9116-GGA-2	M9116-GGC-2
VG2231TM	2 1/2	51	101		M9124-AGA-2	M9124-AGC-2	M9124-GGA-2	M9124-GGC-2
VG2231UM	3	83	27	M9000-531	M9116-AGA-2	M9116-AGC-2	M9116-GGA-2	M9116-GGC-2
VG2231UM	3	83	43		M9124-AGA-2	M9124-AGC-2	M9124-GGA-2	M9124-GGC-2
VG2231UM	3	83	88	M9000-532	M9124-AGA-2 [†]	M9124-AGC-2 [†]	M9124-GGA-2 [†]	M9124-GGC-2 [†]
VG2231VM	4	150	24	M9000-531	M9124-AGA-2	M9124-AGC-2	M9124-GGA-2	M9124-GGC-2
VG2231VM	4	150	49	M9000-532	M9124-AGA-2 [†]	M9124-AGC-2 [†]	M9124-GGA-2 [†]	M9124-GGC-2 [†]
VG2231WN	5	240	26	M9000-534	M9124-AGA-2 [†]	M9124-AGC-2 [†]	M9124-GGA-2 [†]	M9124-GGC-2 [†]
VG2231YN	6	350	16	M9000-536	M9124-AGA-2 [†]	M9124-AGC-2 [†]	M9124-GGA-2 [†]	M9124-GGC-2 [†]

(Fuente: Johnson Controls, 2012)

Por lo tanto, la caída de presión total en el circuito del radiador incluido la válvula de control (VC) es:

$$\Delta P_{T''} = \Delta P_T + \Delta P_{VC} = 22,54 + 16 = 38,54 [psi]$$

La caída de presión total en el circuito del radiador sigue siendo menor a la máxima permisible de 45 [psi]; por lo que, el sistema puede trabajar sin novedad.

Ahora es necesario determinar la caída de presión del circuito del generador en el equipo de absorción en función de los elementos que se muestran en la fig. 2.26 circuito hidráulico del circuito generador para la absorción y cuyo diámetro de tubería es de 3". La velocidad del fluido en la tubería en función del diámetro de la tubería y del caudal del fluido requerido para el equipo de absorción.

$$v_2 = \frac{Q_2}{A_2} = \frac{32,65 [m^3/h]}{\frac{\pi * (0,0816 m)^2}{4}}$$

$$v_2 = 1,73 [m/s]$$

Con la velocidad se calcula el número de Reynolds y se determina si el flujo es laminar o turbulento.

$$N_R = \frac{1,73 [m/s] * 0,0816 [m] * 974,7 [kg/m^3]}{0,378 \times 10^{-3} [kg/m * s]}$$

$$N_R = 364\,011,77 \text{ (flujo turbulento)}$$

Al tratarse de un flujo turbulento se realiza el cálculo del factor de fricción:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * (0,0816 [m]/0,00006 [m])} + \frac{5,74}{364\,011,77^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,019$$

Con el factor de fricción se calcula las pérdidas en la tubería y accesorios con la siguiente expresión:

$$H_{T2} = H_{L2} + H_{ACC2} + H_{F50U} + H_{GRA} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} + \sum_{i=1}^n K_{ACC} * \frac{v^2}{2 * g} + \frac{\Delta P_{F50U}}{\rho * g} + \frac{\Delta P_{GRA}}{\rho * g}$$

Donde:

- H_{T2} Caída de presión total en el circuito del refrigerador absorción.
- H_{L2} Caída de presión en la tubería de 3" por la longitud.
- H_{ACC2} Caída de presión en los accesorios de tubería de 3".
- H_{F50U} Caída de presión en el filtro de 50 micras.
- H_{GRA} Caída de presión en el generador del refrigerador absorción.

$$H_{T2} = \frac{v^2}{2 * g} * \left[\left(f * \frac{L}{D} \right) + (2 * K_{red6-3''}) + (4 * K_{codo}) \right] + \frac{\Delta P_{F50U}}{\rho * g} + \frac{\Delta P_{GRA}}{\rho * g}$$

$$H_{T2} = \frac{1,73^2}{2 * 9,81} * \left[\left(0,019 * \frac{16}{0,0816} \right) + (2 * 0,37) + (4 * 0,14) \right] + \frac{27579}{9,81 * 974,7} + \frac{86700}{9,81 * 974,7}$$

$$H_{T2} = 12,72 [m] @ (\Delta P_{T2} = 18,39 [psi] = 126,8 [kPa])$$

De la figura 2.1 de la curva de bomba de agua motor Waukesha y con el flujo de trabajo de 280 [gpm] se determina que la caída de presión máxima admisible es de 45 [psi] y la caída de presión en el interior de motor de 17 [psi]; por lo tanto, la suma de la caída de presión interna del motor + externa del generador del equipo de absorción debe ser menor o igual a la máxima presión admisible de 45 [psi].

$$\Delta P_{T2} = \Delta P_{INT} + \Delta P_{T2} = 17 + 18,39 = 35,39 [psi]$$

2.2.3.4 Dimensionamiento del circuito de enfriamiento

La función del circuito de enfriamiento en el equipo de absorción es disipar el calor absorbido en el circuito de enfriamiento y el calor que ingresa en el circuito del generador en una torre de enfriamiento que disipe esta energía térmica con el medio ambiente [20].

De acuerdo con los requerimientos del equipo de absorción elegido se procede a dimensionar los equipos necesarios para el circuito de enfriamiento para el correcto funcionamiento para los parámetros nominales.

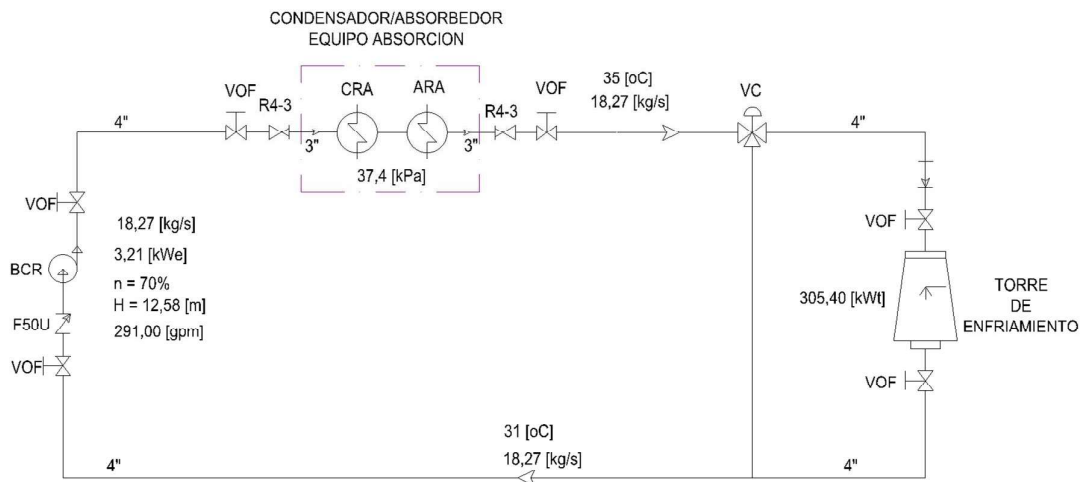


Figura 2.27. Diagrama hidráulico del circuito de enfriamiento.

(Fuente: Propia, 2017)

En la figura 2.27 se muestra el diagrama hidráulico para el circuito de enfriamiento necesario para el funcionamiento del equipo de absorción. Se inicia por determinar la caída de presión total del circuito de enfriamiento cuyo diámetro de tubería es de 4". La velocidad del fluido en la tubería en función del diámetro de la tubería y del caudal del fluido.

$$v_3 = \frac{66,10 \text{ [m}^3/\text{h]}}{\frac{\pi * (0,105 \text{ m})^2}{4}}$$

$$v_3 = 2,12 \text{ [m/s]}$$

Con la velocidad se calcula el número de Reynolds y se determina si el flujo es laminar o turbulento.

$$N_R = \frac{2,12 \text{ [m/s]} * 0,105 \text{ [m]} * 995,0 \text{ [kg/m}^3\text{]}}{0,798 \times 10^{-3} \text{ [kg/m * s]}}$$

$$N_R = 277\,613,11 \text{ (flujo turbulento)}$$

Con el número de Reynolds mayor a 4000 se determina que el fluido tiene un comportamiento turbulento y por tanto la fórmula para el cálculo del factor de fricción es el siguiente:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * (0,105 \text{ [m]}/0,00006 \text{ [m]})} + \frac{5,74}{277\,613,11^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,018$$

Con el factor de fricción se calcula las pérdidas en la tubería y accesorios con la siguiente expresión:

$$H_{TR} = H_L + H_{ACC} + H_{ERA} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} + \sum_{i=1}^n K_{ACC} * \frac{v^2}{2 * g} + \frac{\Delta P_{ERA}}{\rho * g}$$

$$H_{TR} = 12,58 \text{ [m]} = 41,27 \text{ [ft]}$$

Con el valor total de las pérdidas en el circuito de enfriamiento y el valor del caudal requerido se calcula la potencia que necesaria en la bomba a instalar.

$$P_{bR} = H_{TR} * \rho * g * \dot{Q}$$

Donde:

- P_{bR} Potencia requerida de la bomba en circuito enfriamiento.
- H_{TR} Pérdidas totales en el circuito de enfriamiento.
- ρ Densidad del fluido agua.
- g Aceleración de la gravedad.
- \dot{Q} Caudal requerido en el circuito de refrigeración.

$$P_b = 12,58 [m] * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 996 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 66,10 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$P_b = 2254,61 [W] = 2,25 [kW]$$

Al revisar la curva de la bomba con características de presión y caudal requerido se tiene una eficiencia del 66% como se indica en la figura 2.28.

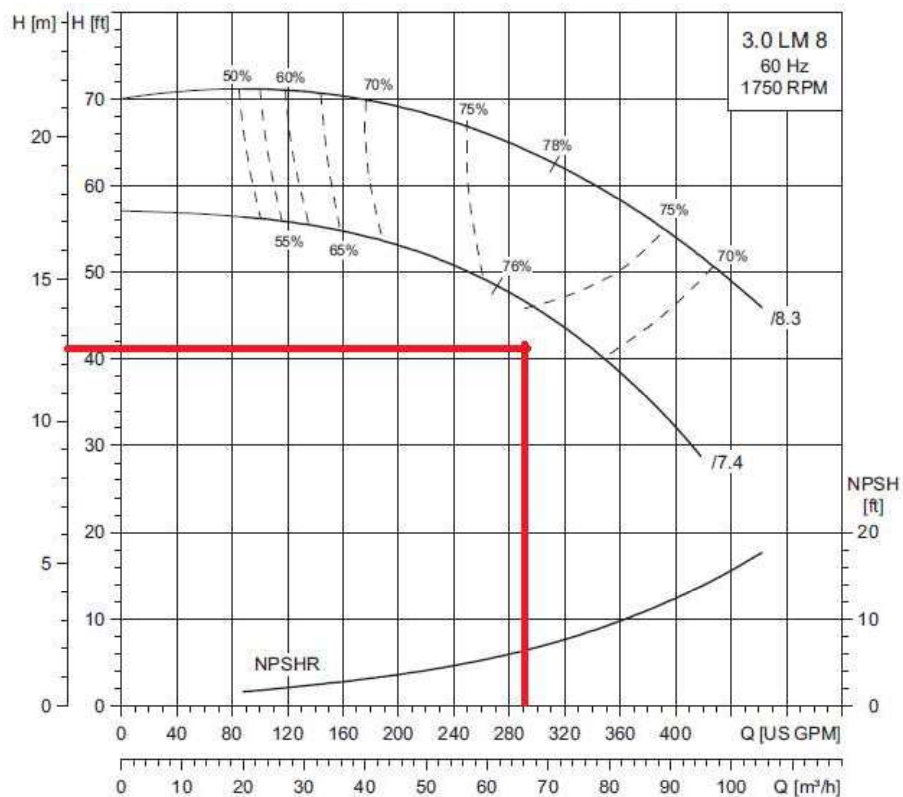


Figura 2.28. Curva de bomba recirculación del circuito de enfriamiento.

(Fuente: Grundfos, 2011)

Para determinar la potencia del motor eléctrico se multiplica por la eficiencia y este valor es:

$$P_{mb} = \frac{P_{bnt}}{\eta}$$

$$P_{mb} = \frac{2,25}{0,70}$$

$$P_{mb} = 3,21 [kWe]$$

2.2.4. Análisis energético del uso de la energía térmica del agua de camisas para refrigeración

Al utilizar la energía térmica disponible en el agua de enfriamiento de camisas del motor Waukesha VHP L7042 GSI como fuente de calor para el funcionamiento del refrigerador de absorción con la finalidad de satisfacer las necesidades de climatización, se aprovecha una fracción de esta energía térmica, el balance energético correspondiente se muestra en la figura 2.29 que se muestra a continuación.

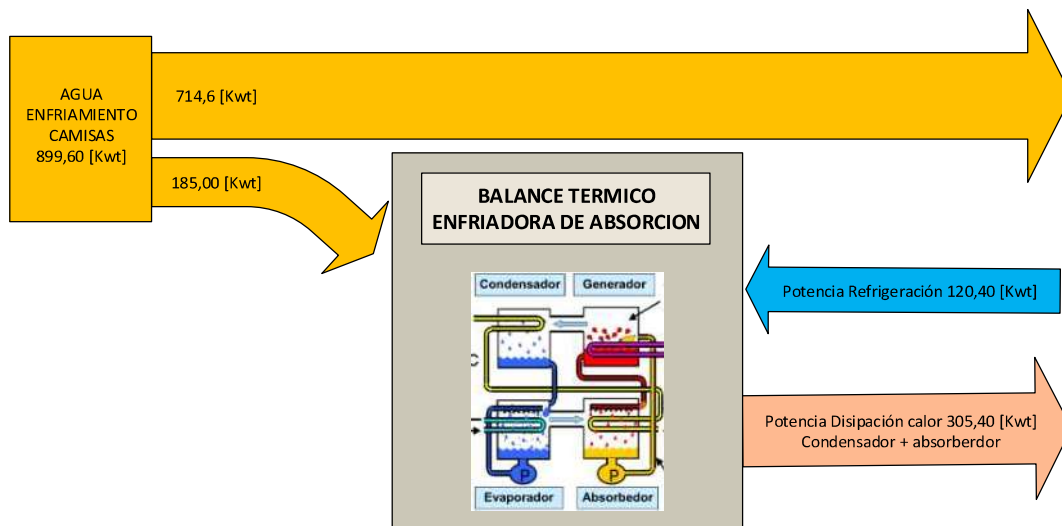


Figura 2.29. Diagrama Sankey de uso de la energía térmica del agua de camisas.

(Fuente: Propia, 2018)

2.3. Propuesta de aprovechamiento de energía térmica de los gases de escape para calentamiento de crudo

En base a los resultados obtenidos en la sección 2.1 del balance térmico del motor Waukesha, la energía disponible en los gases de escape puede ser aprovechada y utilizada en algún proceso térmico requerido para las facilidades de producción de petróleo del CPF, bloque 15.

En la actual planta de procesos se tiene un sistema cerrado que utiliza agua caliente a 109 [°C] y 95 [psig] para calentar petróleo en cuatro intercambiadores de calor de tubo/coraza y luego procesarlo para su almacenamiento y transporte; el agua es calentada utilizando gas asociado de petróleo hasta 109 [°C] en dos hornos de combustión con serpentín interno de tubo de 6". El agua entra a 102 [°C] a los hornos H-320 A/B y recorre un serpentín interno aumentando su temperatura para salir a 109 [°C], ganando 7 [°C] en su recorrido. En la figura 2.30 se observa los hornos de calentamiento de agua existentes en campo.



Figura 2.30. a) Vista frontal de los hornos H-320 A/B, b) Vista lateral.

(Fuente: Instalaciones en campo de Petroamazonas B15, 2017)

El calentamiento de agua que actualmente se realiza en los hornos H-320 A/B se propone sustituirlo por intercambiadores de calor de flujo cruzado gas/agua utilizando los gases de escape de los motores Waukesha como fuente de calor, de esta forma aprovechar la energía calórica desperdiciada al arrojar al ambiente estos gases residuos y también utilizar el gas asociado que actualmente se combustiona en los hornos en otras aplicaciones con mayor beneficio como generación eléctrica. Para entender con mejor detalle a continuación se describe la situación actual del proceso y la propuesta para su mejoramiento.

2.3.1. Situación actual

En el proceso actual de las instalaciones de Petroamazonas B15 se utiliza gas asociado para el calentamiento de 66,48 [kg/s] de agua en dos hornos denominados H320A y H320B; el volumen de agua se divide y 33,24 [kg/s] de agua recorren por cada horno.

El agua se calienta en los hornos hasta 109 [°C] y es impulsada con bombas centrifugas a través de tubería de 6" con recubrimiento térmico a cuatro intercambiadores de calor de tubo y coraza denominados E-200 A/B y E-310 A/B para intercambiar calor con aproximadamente 18.800,00 [bpd] de petróleo, el agua pierde temperatura en el intercambio de calor y llega a un vessel V-340 donde pierde más temperatura y finalmente retorna a los hornos a 102 [°C] para calentarse de nuevo y repetir el proceso en un sistema cerrado. En las figuras 2.31 y 2.32 se presentan los diagramas del proceso de calentamiento de agua y la transferencia de calor al petróleo, hasta su retorno nuevamente a los hornos H-320 A/B para cerrar el ciclo. Para eso se realiza los cálculos de los flujos de energía térmica en el proceso de calentamiento de agua de la planta de procesos del CPF.

2.3.1.1 Cálculos de flujo de energía térmica en el proceso actual de calentamiento de petróleo

Energía contenida en el gas quemado en los hornos H-320 A/B

Se calcula la energía contenida en el gas que se utiliza para el calentamiento del agua en los hornos H-320 A/B, con la ecuación (Ec. 54) con los datos correspondientes:

$$E_{gas} = LHV * V_{gas}$$

Donde:

- V_{gas} Volumen diario de gas 260 [mscf] consumido en los hornos H-320 A/B
- LHV Bajo poder calorífico del gas 970,9 [BTU/ft³]
- E_{gas} Energía del combustible

$$E_{gas} = 970,9 \left[\frac{BTU}{ft^3} \right] * 260000 [ft^3]$$

$$E_{gas} = 252200000 [BTU]$$

$$1 [btu] \rightarrow 0,00029307 [kW.h]$$

$$E_{gas} = 252200000 [BTU] * 0,00029307 \left[\frac{kW.h}{BTU} \right]$$

$$E_{gas} = 73912,25 [kWh] \rightarrow \text{consumo en 24 horas}$$

$$E_{gas} = 3079,6 [kW]$$

Potencia térmica que gana el agua en los hornos H-320 A/B

Con la ecuación (Ec. 5) se calcula la potencia térmica que gana y pierde el agua y el petróleo en todo el proceso mencionado de calentamiento.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_a * C_p * \Delta T$$

Donde:

- \dot{Q}_h Potencia térmica ganada por el agua
- \dot{m}_a Flujo másico de agua.
- C_p Poder calorífico del agua a la temperatura media
- ΔT Diferencia de temperaturas.

$$\dot{Q}_h = 66,48 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,22 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (109 - 102)[^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_h = 1963,82 [kWt]$$

Potencia térmica que pierde el agua en los intercambiadores E-310 A/B y E-200 A/B

El agua que se calienta en los hornos H-320 es bombeada por una línea de 6" con aislamiento térmico hacia cuatro intercambiadores de calor denominados E-310 A/B y E-200 A/B donde intercambia temperatura con el petróleo del proceso.

$$\dot{Q}_{aE310} = \dot{Q}_{aE200} = \dot{m}_a * C_p * \Delta T$$

Donde:

- \dot{Q}_{aE310} Potencia térmica q pierde el agua en E-310 A/B
- \dot{Q}_{aE200} Potencia térmica q pierde el agua en E-200 A/B
- \dot{m}_a Flujo másico de agua.
- C_p Poder calorífico del agua a la temperatura media
- ΔT Diferencia de temperaturas.

$$\dot{Q}_{aE310} = 33,24 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,22 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (103,5 - 109)[^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{E310} = -771,50 \text{ [kWt]}$$

y

$$\dot{Q}_{E200} = 33,24 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,22 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (104,5 - 109) [^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{E200} = -631,23 \text{ [kWt]}$$

Potencia térmica que pierde el agua en el Vessel V-340

Una vez que el agua cede temperatura en los intercambiadores de calor regresa a un vessel V-340 que sirve para compensación de agua donde pierde aproximadamente 0,5 [°C] para luego retornar a los hornos H-320 y repetir el proceso.

$$\dot{Q}_{V340} = 66,48 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,22 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (-0,5) [^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{V340} = -140,3 \text{ [kWt]}$$

Potencia térmica que pierde el agua en las líneas de transmisión de 6 “

La tubería con recubrimiento térmico mantiene la temperatura del agua evitando mayores pérdidas de calor; sin embargo, las mediciones dan un valor de 1,5 [°C] como desviación de temperatura.

$$\dot{Q}_{tuberia} = 66,48 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,22 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (-1,5) [^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{tuberia} = -420,8 \text{ [kWt]}$$

Potencia térmica que gana el petróleo en los intercambiadores de calor

El petróleo gana temperatura en los intercambiadores de calor E-200 y E-310 y se calcula la potencia térmica para poder determinar las pérdidas en el proceso. La densidad del petróleo del bloque 15 de Petroamazonas es de 915,1 $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$ a 23,5 grados API, lo que da un flujo másico de $\dot{m}_{petroleo} = 31,65 \left[\frac{kg}{s} \right]$.

$$\dot{Q}_{pE310} = \dot{Q}_{pE200} = \dot{m}_p * C_p * \Delta T$$

Donde:

- \dot{Q}_{pE310} Potencia térmica que gana el petróleo en E-310.
- \dot{Q}_{pE200} Potencia térmica que gana el petróleo en E-200.
- \dot{m}_p Flujo másico del petróleo.
- C_p Poder calorífico del petróleo a la temperatura media.
- ΔT Diferencia de temperaturas.

$$\dot{Q}_{pE310} = 31,65 \left[\frac{kg}{s} \right] * 2,13 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (8)[^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{pE310} = 539,3 \text{ [kWt]}$$

y

$$\dot{Q}_{pE200} = 31,65 \left[\frac{kg}{s} \right] * 2,13 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (6,5)[^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{pE200} = 438,2 \text{ [kWt]}$$

Pérdidas de potencia térmica en los intercambiadores

El agua pierde potencia térmica en los intercambiadores de calor mientras que el petróleo gana potencia, la diferencia de éstas será la potencia perdida o no aprovechada en los intercambiadores.

$$Pérdida_{E310} = \dot{Q}_{aE310} - \dot{Q}_{pE310}$$

- $Pérdida_{E310}$ Potencia térmica perdida en el E-310

$$Pérdida_{E310} = 771,5 \text{ [kWt]} - 539,3 \text{ [kWt]}$$

$$Pérdida_{E310} = 232 \text{ [kWt]}$$

y

$$Pérdida_{E200} = \dot{Q}_{aE200} - \dot{Q}_{pE200}$$

- $Pérdida_{E200}$ Potencia térmica perdida en el E-200

$$Pérdida_{E200} = 631,2 \text{ [kWt]} - 438,2 \text{ [kWt]}$$

$$Pérdida_{E200} = 193 \text{ [kWt]}$$

Una vez finalizado los cálculos se pueden ver en el siguiente diagrama energético de la figura 2.32 todos los valores obtenidos para entender mejor el proceso.

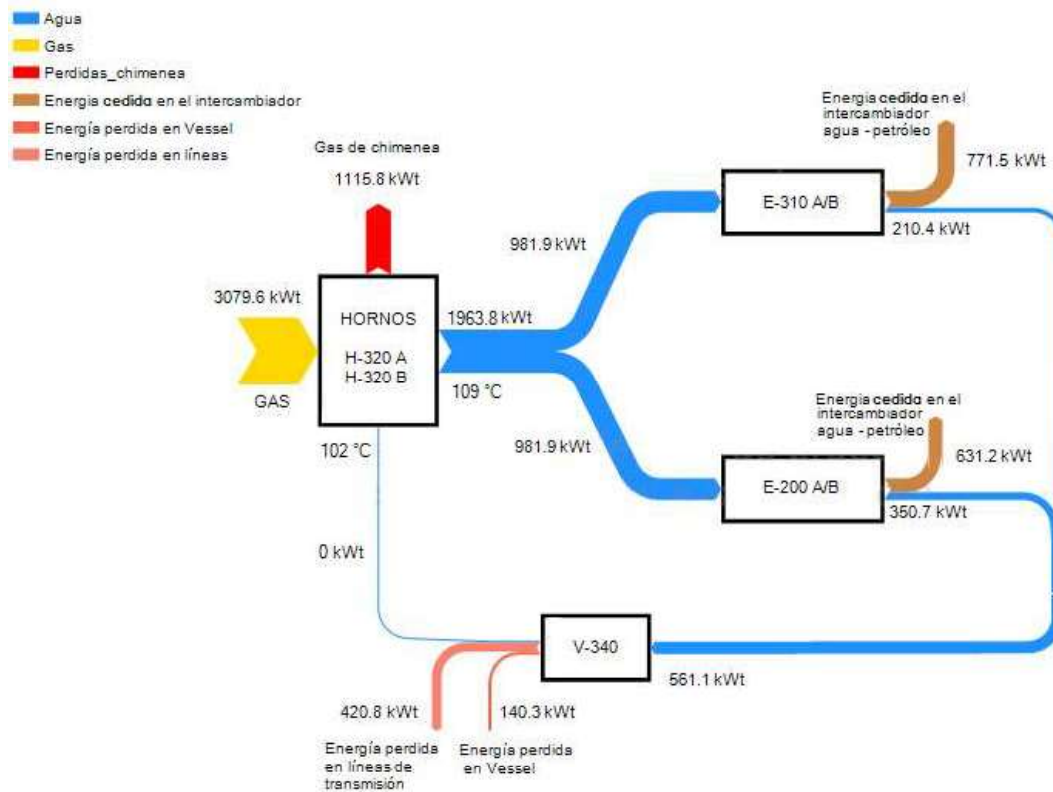


Figura 2.32. Diagrama energético del proceso calentamiento crudo.

(Fuente: Instalaciones en campo de Petroamazonas B15, 2017)

2.3.2. Propuesta de sustitución de un horno de calentamiento de agua por un conjunto de intercambiadores de flujo cruzado

La propuesta consiste en sustituir un horno de calentamiento de agua por un conjunto en serie de tres intercambiadores de calor de flujo cruzado que realicen la misma función utilizando los gases de escape de 3 motores Waukesha serie VHP L7042GSI ubicados a 400 metros de los hornos H320 A/B. Debido a que el flujo de gases de escape de un motor es bastante menor en comparación con el flujo de agua que circula por los hornos se necesita realizar los cálculos para determinar la elevación de temperatura del mismo flujo de agua al transferir la energía térmica de los gases en el intercambiador de calor propuesto, para iniciar los cálculos se considera solo la mitad de flujo de agua es decir

33,24 [kg/s] de solo un horno de calentamiento, con los valores obtenidos se analizarán las posibilidades de sustituir los dos hornos o uno.

Debido a temas operativos un cuarto intercambiador se mantendría en reserva con el motor Waukesha sobrante y aislado por medio de juego de válvulas que se instalaría en cada intercambiador, para anticipar problemas por rotación debido a mantenimientos de rutina, paradas forzosas, reparaciones, overhaules u otra causa. De esta forma se asegura la confiabilidad y disponibilidad del sistema.

En la siguiente figura 2.33 se observa un esquema de la propuesta con todos los equipos existentes y nuevos a implementar, cabe recalcar que se añadió dos bombas adicionales para recircular el agua por los intercambiadores de flujo cruzado, debido a que el agua debe circular por 3 intercambiadores colocados en serie y la caída de presión es considerada alta aproximadamente 20 [psig] en cada intercambiador, al dimensionar las bombas a utilizar los resultados son potencias altas para poder recircular el agua. También se optimizó el número de bombas para los hornos de 3 a 2 bombas, debido a que el flujo de agua se redujo a la mitad. Más adelante en el dimensionamiento de la propuesta se realizan los cálculos de las bombas mencionadas.

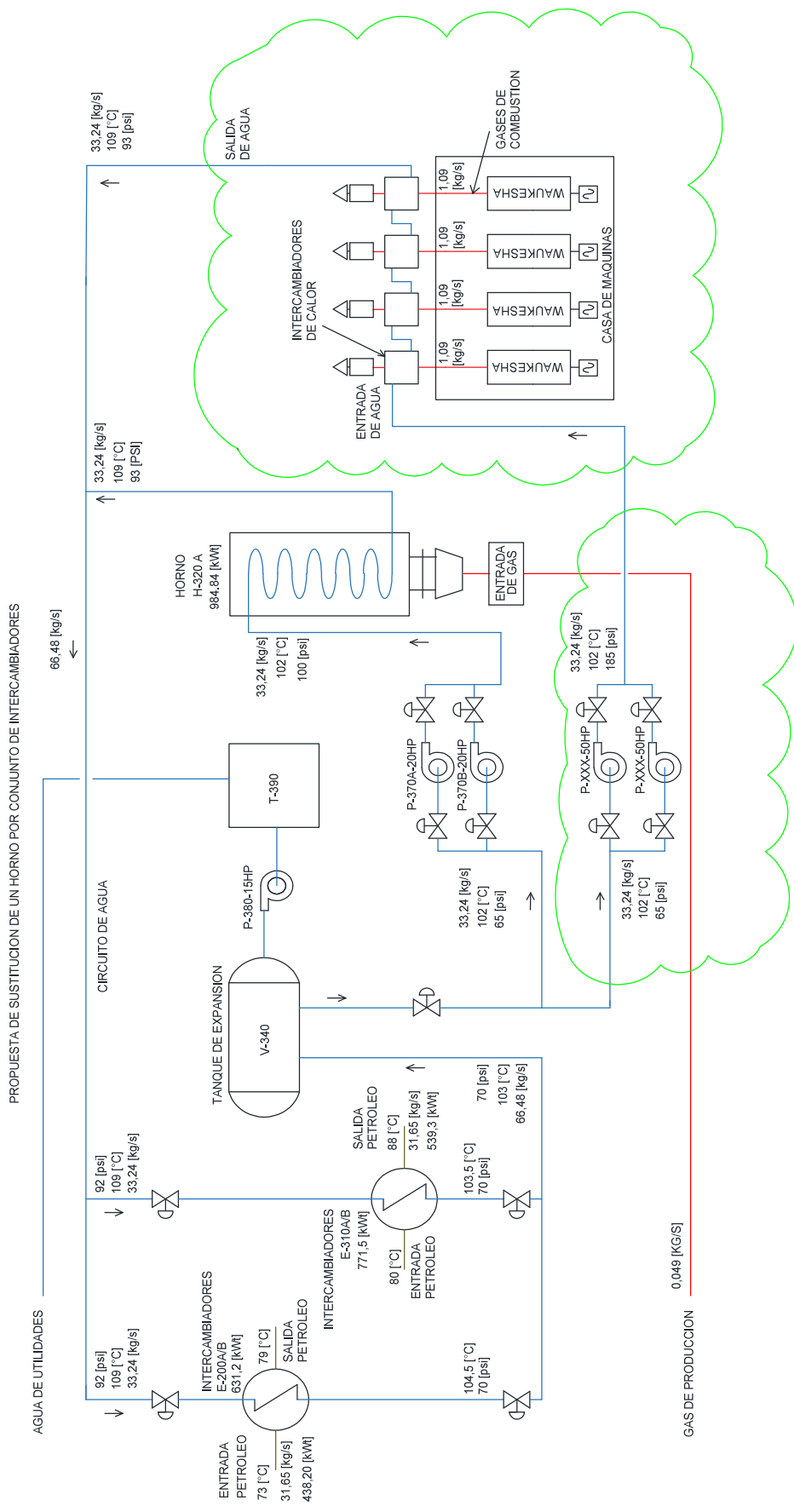


Figura 2.33. Diagrama del proceso propuesto para calentamiento de agua.
(Fuente: Propio, 2017)

2.3.3. Dimensionamiento del sistema de calentamiento de agua utilizando intercambiadores de calor de flujo cruzado en serie

Para modificar un proceso industrial es necesario realizar cálculos de diseño, instalación de equipos nuevos, remover equipos y realizar pruebas de funcionamiento; a continuación, se realizan los cálculos para implementar el proceso indicado de intercambiadores de calor con gases de escape.

Se debe conocer la caída de presión actual en el horno H-320 y la caída de presión en el conjunto de intercambiadores propuestos para determinar si las bombas usadas actualmente para impulsar el agua a través de los hornos pueden servir para impulsar el agua a través del conjunto de intercambiadores propuesto o si es necesario el diseño de bombas adicionales.

Los datos que se tiene son volúmenes máxicos de los fluidos, la temperatura de entrada y salida del agua, la temperatura de entrada de gases de escape y para la salida de los gases se realiza el cálculo del punto de rocío para encontrar la temperatura aproximada a la cual los gases de combustión empezarán a condensarse provocando la formación de ácidos que dañan los metales, con la temperatura calculada del punto de rocío se define la temperatura recomendable de salida de gases de escape.

2.3.3.1 Cálculo del punto de rocío en los gases de combustión

Para realizar el cálculo se necesita el porcentaje de concentración de cada componente en la mezcla de gases y para eso se hace referencia la cromatografía de la sección 2.1.3, de donde se obtuvo los siguientes resultados.

CROMATOGRAFIA DEL GAS DE ENTRADA

Metano (CH_4)	⇒	49,57 %
Etano (C_2H_6)	⇒	6,37 %
Propano (C_3H_8)	⇒	9,05 %
Butano (C_4H_{10})	⇒	4,84 %
Pentano (C_5H_{12})	⇒	1,52 %
Dióxido de carbono (CO_2)	⇒	23,70 %
Nitrógeno (N)	⇒	4,80 %

También se necesitan los valores de temperatura del aire de entrada 35 [°C] tomado en la entrada al motor con el sensor de temperatura Fluke 754, presión atmosférica de 0,95 [atm] que fue calculada en la sección 2.1.3.1.1 con respecto a la altitud de la zona y humedad relativa del aire (ϕ_{aire}) de 90% que se tiene en la región oriental.

La presión de saturación del aire a 35 [°C] es de 5,629 [kPa] (Anexo II).

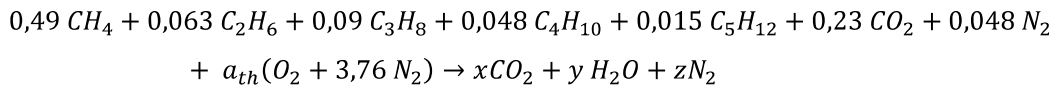


Figura 2.34. Mezcla aire combustible para combustión.

(Fuente: Propio, 2017)

Para el balance de ecuación de combustión se utiliza aire seco y posterior se agregará la humedad a ambos lados de la ecuación.

Ecuación de combustión:



Para encontrar los coeficientes se utiliza el balance de masa de cada elemento:

$$C: \quad 0,49 + (0,063 * 2) + (0,09 * 3) + (0,048 * 4) + (0,015 * 5) + 0,23 = x$$

$$x = 1,39$$

$$H: \quad (0,49 * 4) + (0,063 * 6) + (0,09 * 8) + (0,048 * 10) + (0,015 * 12) = 2y$$

$$y = 1,86$$

$$O_2: \quad 0,23 + a_{th} = x + \frac{y}{2}$$

$$a_{th} = 2,08$$

$$N_2: \quad 0,048 + (3,76 * a_{th}) = z$$

$$z = 7,86$$

La cantidad de aire seco será: $4,76 * a_{th} = 4,76 * 2,08 = 9,90 \text{ kmol de aire seco}$

Ahora se determina la cantidad de humedad que se adiciona al aire seco, para lo cual se calcula la presión parcial de humedad en el aire con la siguiente ecuación:

$$P_{h,aire} = \phi_{aire} * P_{sat \text{ a } 35^\circ C} \quad (\text{Ec. 64})$$

Donde:

- $P_{h,aire}$ Presión parcial de humedad en el aire.
- ϕ_{aire} Humedad relativa del aire
- $P_{sat \text{ a } 35^\circ C}$ Presión de saturación del aire a 35 [°C]

$$P_{h,aire} = 0,90 * 5,62 \text{ [kPa]}$$

$$P_{h,aire} = 5,06 \text{ [kPa]}$$

Suponiendo el comportamiento de gas ideal, el número de moles de humedad en el aire será:

$$\frac{N_{h,aire}}{N_{total}} = \left(\frac{P_{h,aire}}{P_{total}} \right) \quad (\text{Ec. 65})$$

Donde:

- $P_{h,aire}$ Presión parcial de humedad en el aire.
- P_{total} Presión total de humedad del aire
- $N_{h,aire}$ Número parcial de moles de humedad en el aire
- N_{total} Número total de moles de humedad en el aire

$$\frac{N_{h,aire}}{N_{total}} = \left(\frac{P_{h,aire}}{P_{total}} \right)$$

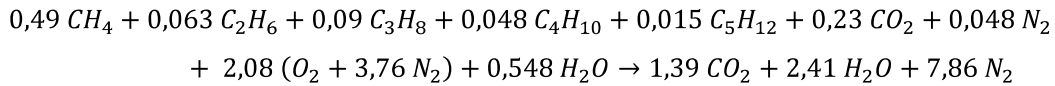
$$N_{h,aire} = \left(\frac{P_{h,aire}}{P_{total}} \right) * N_{total}$$

$$N_{h,aire} = \left(\frac{5,06 \text{ [kPa]}}{96,25 \text{ [kPa]}} \right) * (9,90 \text{ kmol} + N_{h,aire})$$

$$N_{h,aire} = (0,520 \text{ kmol} + 0,0525 N_{h,aire})$$

$$N_{h,aire} = 0,548 \text{ [kmol]}$$

Se sustituye los valores de los coeficientes encontrados en la ecuación balanceada y se suma el mismo número de moles de humedad a cada lado, entonces la ecuación final quedará:



Suponiendo comportamiento de gas ideal, se calcula la presión parcial del vapor de agua contenido en los gases de combustión con la ecuación (Ec.65).

$$\frac{P_{h,prod}}{P_{total}} = \left(\frac{N_{h,prod}}{N_{total}} \right)$$

$$P_{h,prod} = \left(\frac{N_{h,prod}}{N_{total}} \right) * P_{total}$$

$$P_{h,prod} = \left(\frac{2,41 \text{ [kmol]}}{11,66 \text{ [kmol]}} \right) * 96,25 \text{ [kPa]}$$

$$P_{h,prod} = 19,89 \text{ [kPa]}$$

Por lo tanto, la temperatura de rocío será:

$$T_{pr} = T_{sat \text{ a } 19,89 \text{ kPa}}$$

$$T_{pr} = T_{sat \text{ a } 19,89 \text{ kPa}}$$

$$T_{pr} = 59,93 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Se toma como dato de temperatura de salida de gases de combustión hasta 150 [°C], una temperatura todavía claramente por encima de la temperatura de punto de rocío de los gases de escape 59,93 [°C].

2.3.3.2 Energía térmica disponible en los gases de combustión

Se determina la cantidad de energía térmica que se tiene disponible en los gases de escape de cada motor considerando que la temperatura recomendable de los gases de escape a la salida del intercambiador de calor es de 150 [°C], con la ecuación (Ec. 5).

$$Q_{gases_escape} = 1,0861 \left[\frac{kg}{s} \right] * 1,054 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (500 - 150)[^{\circ}C]$$

$$Q_{gases_escape} = 400,6 [kW] \quad c/motor$$

Para calcular la temperatura máxima de salida del agua luego del intercambiador se realiza un balance de energías. La temperatura de entrada del agua al intercambiador sería aproximadamente 102 [°C], para el cálculo se utiliza el flujo másico de los gases de escape encontrados en la sección 2.1.3.2.5 y la ecuación (Ec. 5).

$$q_{in} = q_{sal}$$

$$\dot{m}_{gas} \cdot Cp_{gas} \cdot \Delta T = \dot{m}_{agua} \cdot Cp_{agua} \cdot \Delta T$$

$$1,0861 \left[\frac{kg}{s} \right] * 1,054 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (500 - 150)[^{\circ}C] = 34,67 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,217 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (T_2 - 102)[^{\circ}C]$$

$$T_2 = \frac{1,0861 * 1,054 * 350 [^{\circ}C]}{34,67 * 4,217} + 102 [^{\circ}C]$$

$$T_2 = 104,74 [^{\circ}C]$$

Utilizando los gases de escape de un motor se determina que el flujo de agua de un horno se calienta 2,74 [°C], pero actualmente el horno eleva 7 [°C] la temperatura del agua utilizando la combustión de gas; por lo que, se propone colocar tres intercambiadores en serie, un intercambiador por cada motor; el agua entraría con 102 [°C] al primer intercambiador y saldría con 109 [°C] en el tercero, de esta forma se elevaría el agua en 2,74 [°C] en cada uno y en la salida del tercer intercambiador se tendría 8.2 [°C] de temperatura de elevación, se debe señalar que para subir la temperatura 7 [°C] bastaría con tener tres intercambiadores en serie.

Para mantener los márgenes de confiabilidad, disponibilidad y seguridad un cuarto intercambiador se mantendría en reserva con el motor Waukesha sobrante, éste serviría para rotación debido a mantenimientos de rutina, paradas forzosas, reparaciones, overhaules u otra causa; por lo que, siempre habrá tres intercambiadores trabajando, de esta forma se lograría sustituir un horno con los gases de escape de tres motores

Waukesha. En la figura 2.35 se puede ver la plataforma con los cuatro motores Waukesha existentes.



Figura 2.35. a) Plataforma de cuatro motores, b) Vista de un motor Waukesha.

(Fuente: Instalaciones en campo de Petroamazonas B15, 2017)

El siguiente diagrama energético representa el ahorro en el consumo de gas asociado por el uso de energía que proviene de los gases residuos de los motores Waukesha, se observa que el consumo de gas se reduciría a la mitad al igual que las pérdidas en los hornos convirtiéndolo en un sistema mucho más eficiente y rentable al reducir el consumo de gas, las pérdidas en los intercambiadores de calor y por transmisión del agua aún se mantienen pero son menores en comparación con las pérdidas que se tenía en los dos hornos H-320 A/B.

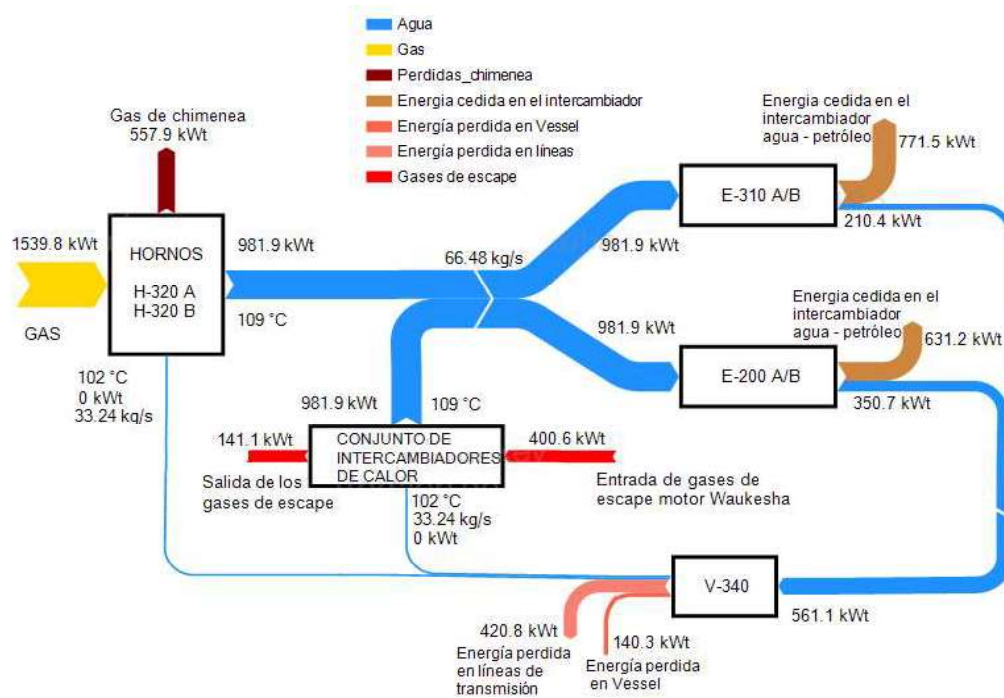


Figura 2.36. Diagrama sankey del proceso propuesto Heat Media CPF- PAM EP
(Fuente: Propio, 2017)

2.3.3.3 Cálculo de la caída de presión en el horno H-320

Actualmente el proceso tiene tres bombas de 20 [Hp] para impulsar el agua a través de todo el circuito de calentamiento de petróleo, en condiciones normales trabajan dos bombas con una en reserva, es necesario para los cálculos posteriores determinar la caída de presión actual en los hornos.

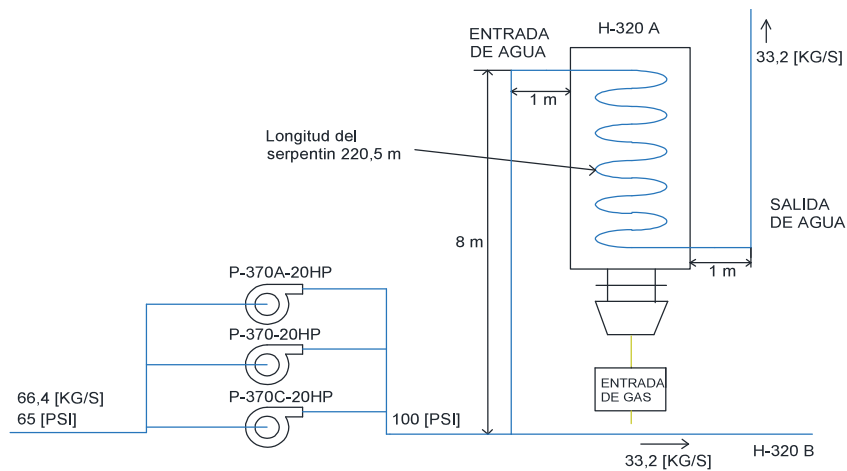


Figura 2.37. Horno H-320.
(Fuente: Propio, 2017)

Para el cálculo de la caída de presión en el horno se utiliza la siguiente ecuación.

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot Hf_{TOTAL}$$

Donde:

- ρ Densidad del agua a 100 [°C]
- g Gravedad
- Hf Carga total de la bomba

Para iniciar con el diseño hidráulico en primer lugar se realiza el cálculo de la caída de presión Hf_{total} en todo el trayecto del agua al atravesar un horno H-320, en la figura 2.37 se observa la longitud del recorrido, la tubería instalada es de 6", se utiliza la ecuación (Ec.60):

$$H_T = H_L + H_{ACC} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} + \sum_{i=1}^n K_{ACC} * \frac{v^2}{2 * g}$$

Donde:

- H_L Pérdida en longitud de tuberías
- H_{acc} Pérdida en accesorios

En primer lugar, se determina la velocidad en la tubería en función del diámetro de la tubería y del caudal del fluido.

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_1}{\frac{\pi * D^2}{4}}$$

Donde:

- v_1 Velocidad del fluido en la tubería.
- Q_1 Caudal del agua en el horno.
- A_1 Área transversal de la tubería de 6".
- D Diámetro de tubería en (m).

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{0,034 [m^3/s]}{\frac{\pi * (0,1524 m)^2}{4}}$$

$$v_1 = 1,86 [m/s]$$

De dato de placa del horno se obtuvo que la longitud del serpentín interior es de 220,5 metros, la altura del horno es de 8 metros, entonces la longitud recorrida sería de 230,5 [m], según la figura 2.37.

Las pérdidas en la tubería H_L se calculan con la ecuación (Ec.60)

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

- f Coeficiente de fricción para acero al carbono (0.023)
- D Diámetro de la tubería (0,1524 m)
- V^2 Velocidad del fluido (1,86 m/s)
- g Gravedad

$$H_L = 0,023 \left(\frac{230,5 [m]}{0,1524 [m]} \right) \frac{(1,86 \left[\frac{m}{s} \right])^2}{2 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]}$$

$$H_L = 6,14 \text{ m}$$

Las pérdidas por accesorios son H_{acc} :

$$H_{acc} = k \frac{V^2}{2g} * \# \text{ accesorios}$$

Donde:

- k Pérdidas en codos de 90°
- V^2 Velocidad del fluido (1,86 m/s)
- g Gravedad

$$H_{acc} = 0,45 * \frac{(1,86 \left[\frac{m}{s} \right])^2}{2 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]} * 4 \text{ codos}$$

$$H_{acc} = 0,08 \text{ m} * 4 \text{ codos}$$

$$H_{acc} = 0,32 \text{ m}$$

Entonces el coeficiente total de fricción será:

$$Hf_{total} = 6,14 \text{ m} + 0,32 \text{ m}$$

$$Hf_{total} = 6,46 \text{ m}$$

La caída de presión en el horno H-320 será:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot Hf_{TOTAL}$$

$$\Delta P = 957,9 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 6,46 \text{ [m]}$$

$$\Delta P = 60644,75 \left[\frac{kg}{m \cdot s^2} \right]$$

Lo que equivale a que la caída de presión en cada horno es:

$$\Delta P = 8,8 \text{ [psig]}$$

2.3.3.4 Cálculo de la caída de presión en los intercambiadores de calor de flujo cruzado

Para el cálculo de la caída de presión en el nuevo sistema a implementar se utiliza la siguiente ecuación.

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot Hf_{interc}$$

Para el cálculo de Hf_{interc} se debe determinar la distancia de las tuberías y la pérdida en accesorios en el trayecto del agua a través de la tubería y la serie de intercambiadores de calor, se utiliza la ecuación (Ec.60).

Con la velocidad de $v_1 = 1,86 \text{ [m/s]}$ encontrada en la sección 2.3.3.3 se calcula el número de Reynolds para determinar si el flujo es laminar o turbulento.

$$N_R = \frac{v * D * \rho}{\mu}$$

Donde:

- N_R Número de Reynolds.
- v Velocidad del fluido en la tubería.
- D Diámetro de tubería en (m).
- ρ Densidad del agua $957,9 \text{ [kg/m}^3\text{]}$. (a $102 \text{ [}^\circ\text{C]}$).
- μ Viscosidad dinámica agua líquida $0,282 \times 10^{-3} \text{ [kg/m*s]}$ ($102 \text{ [}^\circ\text{C]}$).

$$N_R = \frac{1,86 [m/s] * 0,1524 [m] * 957,9 [kg/m^3]}{0,282 \times 10^{-3} [kg/m * s]}$$

$$N_R = 962872,9 \text{ (flujo turbulento)}$$

Al encontrar el número de Reynolds mayor a 4000 se determina que el fluido tiene un comportamiento turbulento y por tanto la fórmula para el cálculo del factor de fricción es el siguiente:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * (D/\epsilon)} + \frac{5,74}{N_R^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (\text{Ec. 66})$$

Donde:

- f Factor de fricción de la tubería.
- D Diámetro de tubería en (m).
- ϵ Rugosidad absoluta de tubería de 6" acero 0,000045 [m].
- N_R Número de Reynolds.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * (0,1524 [m]/0,000045 [m])} + \frac{5,74}{962872,9^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,023$$

Para el cálculo de la carga dinámica en las líneas se utiliza la siguiente fórmula:

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

f : Coeficiente de fricción (0.023)

D : Diámetro de la tubería (0,1524 m)

V : Velocidad del fluido (1,86 m/s)

g : Gravedad

L = 800 metros

$$H_L = 0,023 \left(\frac{800 [m]}{0,1524 [m]} \right) \frac{(1,86 [\frac{m}{s}])^2}{2 * 9,8 [\frac{m}{s^2}]}$$

$$H_L = 21,31 m$$

Las pérdidas por accesorios serían:

$$H_{acc} = \sum k \frac{V^2}{2g} * \# \text{ accesorios}$$

De dato del fabricante se obtiene que la caída de presión en cada intercambiador de calor es de 20 [psig] que equivale a $137895 \frac{kg}{m \cdot s^2}$ (*pascales*). Se aplica la ecuación (Ec.61) para determinar su equivalencia en metros.

$$H_{intercamb} = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

$$H_{intercamb} = \frac{137895 \frac{kg}{m \cdot s^2}}{957,9 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 9,8 \frac{m}{s^2}}$$

$$H_{intercamb} = 14,69 \text{ m}$$

Se aplica la ecuación (Ec. 60) para calcular las pérdidas en accesorios, tomando en cuenta que el sistema tiene: 10 codos, 8 válvulas y 3 intercambiadores de calor.

$$H_{acc} = \left(0,45 * \frac{(1,86 \left[\frac{m}{s} \right])^2}{2 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]} * \# \text{ codos} \right) + \left(0,60 * \frac{(1,86 \left[\frac{m}{s} \right])^2}{2 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]} * \# \text{ válvulas} \right)$$

$$+ 14,69 \text{ m} * \# \text{ intercambiadores}$$

$$H_{acc} = (0,08 \text{ m} * 10 \text{ codos}) + (0,1 \text{ m} * 8 \text{ válvulas}) + (14,69 \text{ m} * 3 \text{ intercambiadores})$$

$$H_{acc} = (0,8 \text{ m}) + (0,8 \text{ m}) + (44,07 \text{ m})$$

$$H_{acc} = 45,67 \text{ m}$$

Entonces la carga dinámica del sistema de intercambiadores será:

$$Hf_{interc} = H_L + H_{acc}$$

$$Hf_{total} = 21,31 \text{ m} + 45,67 \text{ m}$$

$$Hf_{interc} = 66,98 \text{ m}$$

La caída de presión en el sistema de intercambiadores a implementar sería de:

$$\Delta P = 957,9 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 66,98 [m]$$

$$\Delta P = 629410,993 \left[\frac{kg}{m \cdot s^2} \right]$$

$$\Delta P = 91,29 [psig]$$

2.3.3.5 Cálculo de la carga dinámica total en el proceso de Heat Media

En esta sección se calcula la carga dinámica total de todo el proceso de calentamiento de agua considerando las instalaciones existentes y el sistema a implementar con intercambiadores de calor en serie de flujo cruzado para posterior realizar el dimensionamiento de la bomba.

Considerando que la distancia total es de 1000 [m] la pérdida total en la tubería sería:

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$$

$$H_L = 0,023 \left(\frac{1000 [m]}{0,1524 [m]} \right) \frac{(1,86 \left[\frac{m}{s} \right])^2}{2 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]}$$

$$H_L = 26,63 \text{ m}$$

Se aplica la ecuación (Ec. 60) para calcular las pérdidas en accesorios, tomando en cuenta que el sistema tiene: 18 codos, 12 válvulas y 4 intercambiadores de calor.

$$H_{acc} = \left(0,45 * \frac{(1,86 \left[\frac{m}{s} \right])^2}{2 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]} * \# \text{ codos} \right) + \left(0,60 * \frac{(1,86 \left[\frac{m}{s} \right])^2}{2 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]} * \# \text{ válvulas} \right)$$

$$+ 14,69 \text{ m} * \# \text{ intercambiadores}$$

$$H_{acc} = (0,08 \text{ m} * 18 \text{ codos}) + (0,1 \text{ m} * 12 \text{ válvulas}) + (14,69 \text{ m} * 4 \text{ intercambiadores})$$

$$H_{acc} = (1,44 \text{ m}) + (1,2 \text{ m}) + (58,76 \text{ m})$$

$$H_{acc} = 61,4 \text{ m}$$

Entonces la carga dinámica total del circuito será:

$$H_{f_{total}} = H_L + H_{acc}$$

$$H_{f_{total}} = 26,63 \text{ m} + 61,4 \text{ m}$$

$$H_{f_{total}} = 88,03 \text{ m}$$

2.3.3.6 Cálculo de la potencia de las bombas para el conjunto de intercambiadores de calor de flujo cruzado

Cabe recalcar que el diseño propone dos bombas en paralelo, una bomba operativa y otra en reserva, esto debido a temas de seguridad y confiabilidad para el sistema por lo que siempre va a funcionar una sola bomba. Debido a que la restricción en los intercambiadores de calor es mayor que en un horno H-320 es necesario dimensionar un conjunto de bombeo adicional (motor eléctrico + bomba mecánica) para que el agua pueda circular a través de los intercambiadores y mantener la presión para acoplarse al circuito cerrado de calentamiento de petróleo. Se utiliza la carga dinámica total encontrada en la sección 2.3.3.5 para realizar los cálculos.

La potencia de la bomba se calcula con la ecuación (Ec.62):

$$P_b = H_{f_{total}} * \rho * g * \dot{Q} = H_{f_{total}} * \rho * g * \frac{\dot{m}_{TR}}{\rho}$$

Donde:

- \dot{Q} Caudal del fluido
- \dot{m}_{TR} Flujo másico del fluido
- $H_{f_{total}}$ Pérdidas totales del circuito (carga dinámica total)
- ρ Densidad del fluido agua
- g Aceleración de la gravedad

$$P_b = 88,03 \text{ [m]} * 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * 33,24 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$$

$$P_b = 28705,21 \text{ [W]} = 28,71 \text{ [kW]}$$

$$P_b = 38,49 \text{ [Hp]}$$

Al revisar la curva de la bomba con características de carga dinámica y caudal requerido se tiene una eficiencia del 75% como se indica en la figura 2.38

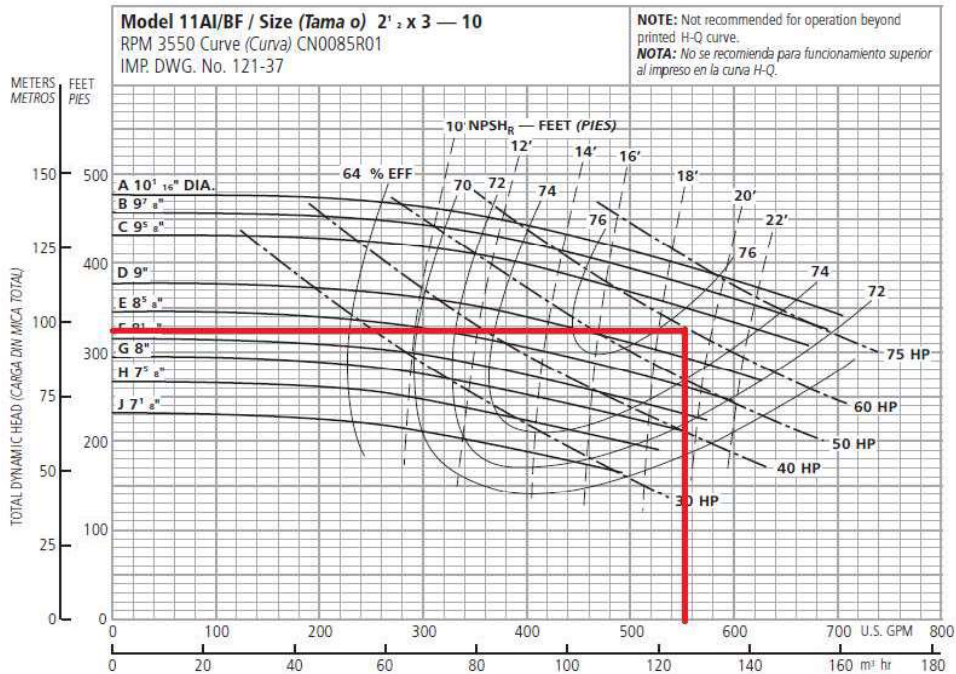


Figura 2.38. Curva de bomba para circuito de intercambiadores de calor.

(Fuente: Technical Information Goulds Pumps, 2015)

Con la eficiencia de la bomba se realiza el cálculo de la potencia del motor eléctrico:

$$P_{me} = \frac{P_b}{\eta}$$

$$P_{me} = \frac{38,49 [Hp]}{0,75}$$

$$P_{me} = 51,31 [HP]$$

En la figura 2.39 se muestra la ubicación de los intercambiadores de calor propuestos con las longitudes de tubería y separación entre ellos, se pueden ver cuatro intercambiadores conectados entre sí pero en el análisis de la propuesta bastaría con tener tres intercambiadores para calentar el agua al valor deseado, por lo que cada uno posee una tubería de by-pass con una válvula incluida, esto para poder seccionar cualquier intercambiador y realizar el calentamiento de agua únicamente con los tres ya mencionados y calculados anteriormente, un intercambiador siempre se mantendría en reserva para ayudar en mantenimientos de rutina e imprevistos no programados como mantenimientos correctivos.

DETALLE DEL CONJUNTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

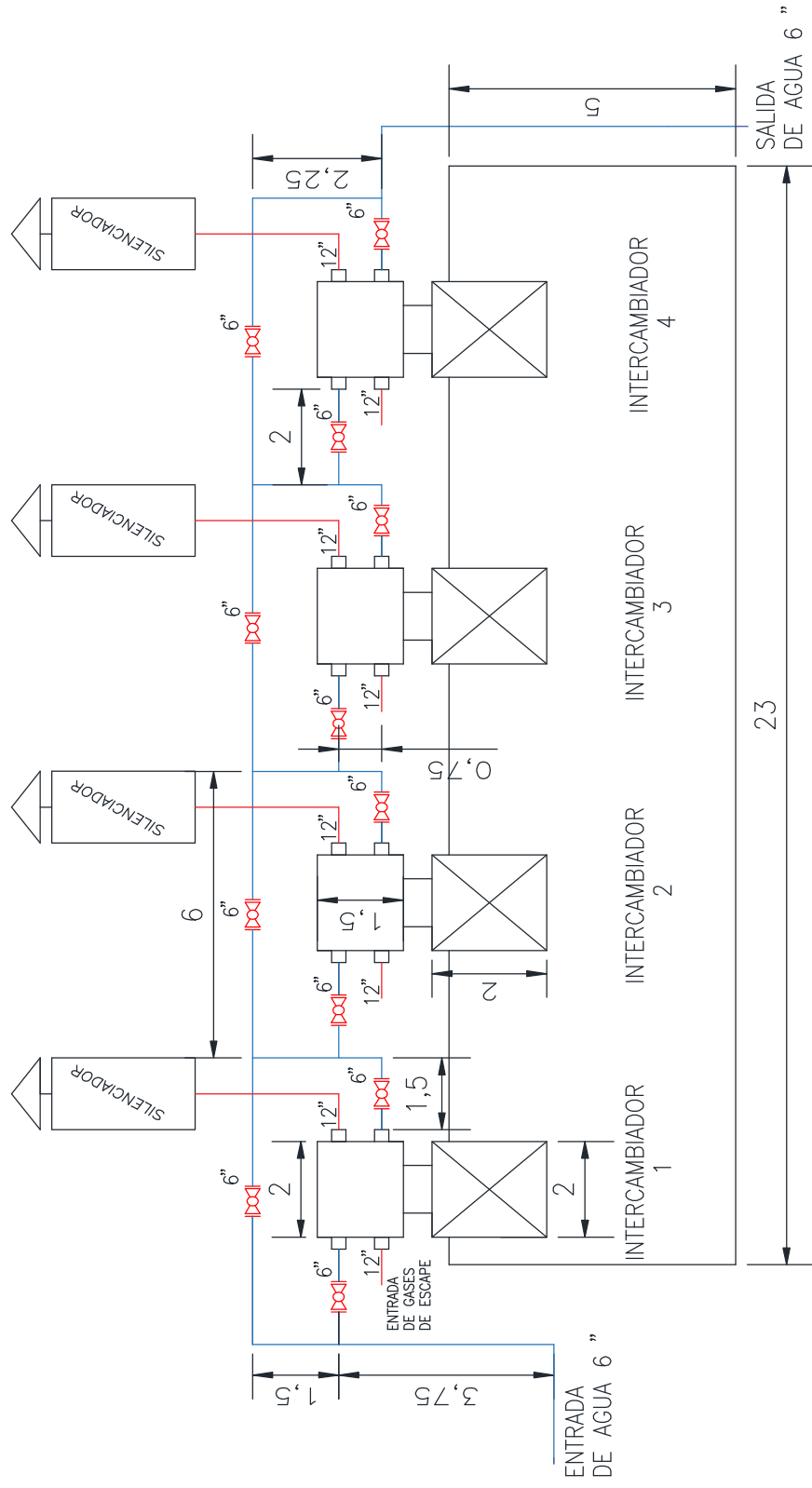


Figura 2.39. Detalle del conjunto de intercambiadores de flujo cruzado.

(Fuente: Propio, 2017)

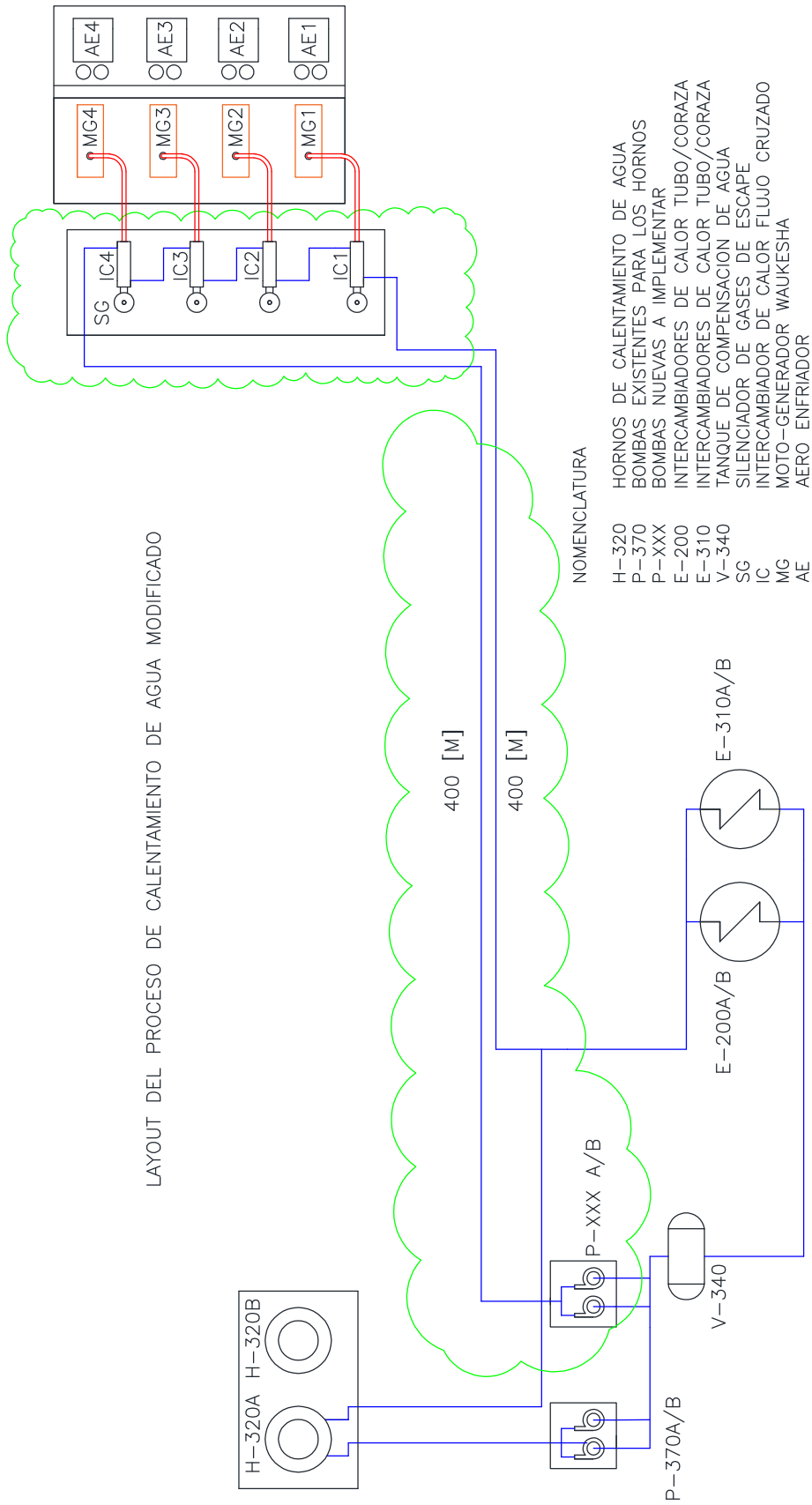


Figura 2.40. Layout del diagrama para instalación de equipos .
(Fuente: Propio, 2017)

2.3.4. Análisis energético del uso de la energía térmica de gases de escape para calentamiento de petróleo

En la figura 2.41 se muestra el diagrama Sankey correspondiente al motor Waukesha donde se observa la potencia neta del combustible, potencia eléctrica generada, aprovechamiento de los gases de escape para el calentamiento de petróleo a través de intercambiadores de calor y las pérdidas asociadas.

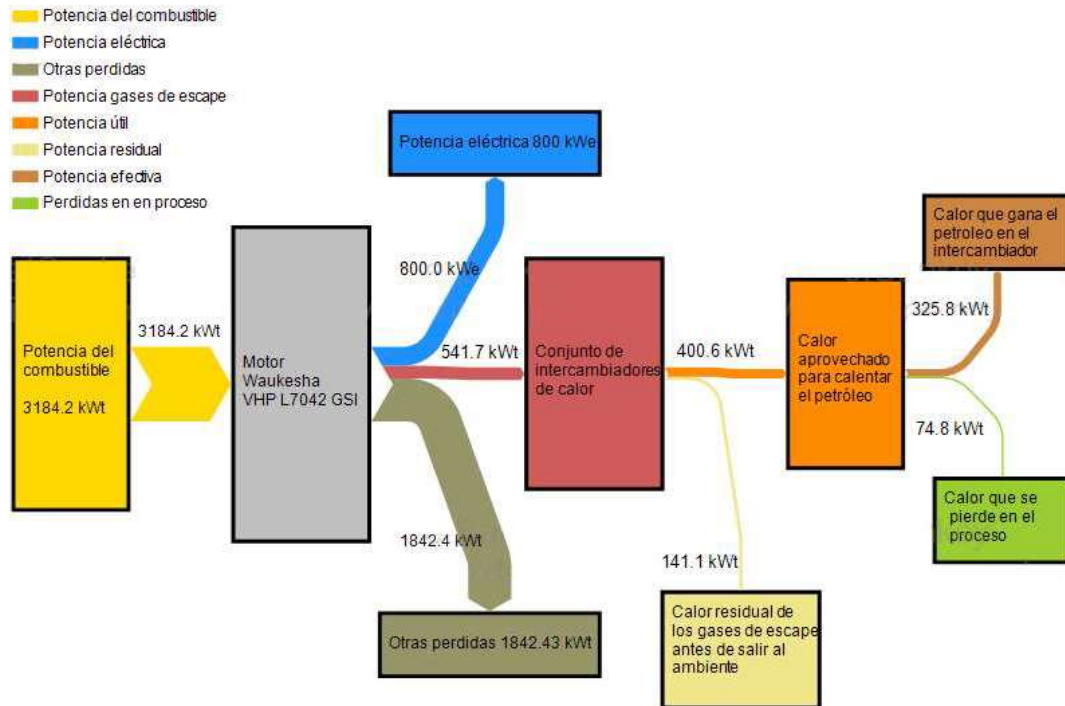


Figura 2.41. Balance térmico de un motor Waukesha y calentamiento de crudo.

(Fuente: Propia, 2018)

La eficiencia de un motor Waukesha es del 25,13%, con el aprovechamiento de los gases de escape para el calentamiento de crudo se consumen 325,83 [kWt] y que sumados a los 800 [kWt] que genera el grupo moto generador da un total de 1125,83 [kWt]; por lo que, la eficiencia en el consumo de combustible incrementa a 35,36 %.

De la potencia térmica disponible en los gases de escape de 541,72 [kWt] solo se aprovechan 325,83 [kWt], el resto de la energía térmica (215,89 [kWt]) se eliminan en la chimenea del moto generador y en la transferencia de calor.

2.4. Propuesta de aprovechamiento de los gases de escape para generación de energía eléctrica con ciclo de vapor

Como otra alternativa para el aprovechamiento de la energía térmica de los gases de escape se propone utilizar esta energía para la generación de vapor con la finalidad de trabajar con una turbina de vapor del ciclo Rankine para producir electricidad.

2.4.1. Situación actual

Los cuatro moto generadores Waukesha a gas que trabajan en un ciclo Otto de la planta de generación no tienen ningún proceso de cogeneración; razón por la cual, todas las energías térmicas residuales son arrojadas al medio ambiente. Es necesario proponer las aplicaciones de cogeneración utilizando las energías térmicas residuales para mitigar los efectos del cambio climático, ahorrar recursos económicos y optimizar el uso del combustible gas asociado de petróleo.

2.4.2. Propuesta de producción de vapor para generar energía eléctrica en una turbina de vapor ciclo Rankine

Las propiedades termodinámicas de los gases de escape en cuanto a temperatura, caudal disponible y potencia térmica tienen potencial para generar vapor en una caldera de recuperación de calor, el vapor se expandirá en una microturbina de ciclo Rankine que trabaja acoplada a un generador eléctrico y por lo que producirá electricidad.

Las propiedades de los gases de escape de los motores Waukesha son:

- Flujo másico de gases escape: 1,08 [kg/s]
- Temperatura de gases de escape: 500 [°C]
- Potencia contenida en los gases de escape: 541,72 [kW]

De las propiedades enumeradas de los gases de escape se cuantificará la cantidad de vapor que se puede generar y así determinar la cantidad de potencia eléctrica que se puede obtener en los bornes del generador eléctrico, para ello se dimensionará todos los componentes del ciclo Rankine.

En el diagrama Temperatura-Entropía (T-S) donde el área bajo la curva 2'-5' representa la energía térmica desechada en los gases de escape por las condiciones propias del ciclo y que tiene potencial de uso en procesos de cogeneración; por esta razón, la ubicación sobre esta área de un diagrama correspondiente al ciclo Rankine para

generación de energía eléctrica mediante una turbina de vapor da una idea clara del potencial de utilización de esta energía residual.

En la figura 2.42 se muestra el diagrama T-S del ciclo Rankine ideal donde se visualiza el aprovechamiento de la energía térmica de los gases de escape (curva 2'-5') para generar electricidad (curva 1-2-3-4-5-6).

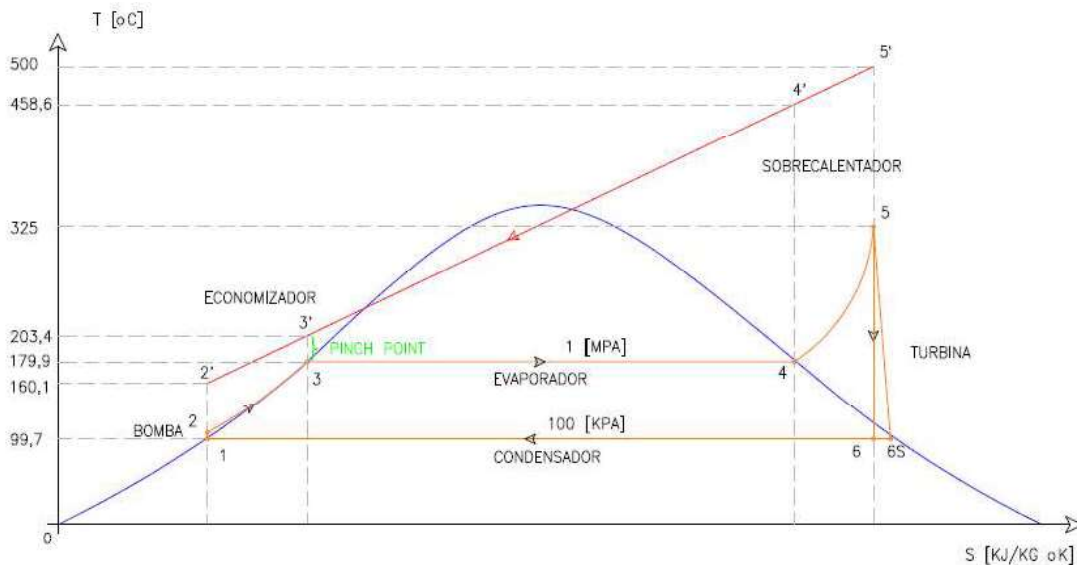


Figura 2.42. Diagrama Temperatura-Entropía para generación de vapor.

(Fuente: Propio, 2018)

El ciclo Rankine propuesto está compuesto por los elementos mostrados en la figura 2.43; las funciones de cada componente se explican a continuación:

- **Generador de vapor (HRSG):** También llamado “recuperador de calor de los gases de escape y por sus siglas en ingles de abrevia HRSG”. Ingresa el agua en estado líquido y cambia de estado a vapor absorbiendo la energía térmica disponible en los gases de escape del motor de combustión interna. Está compuesto por tres intercambiadores de calor llamados: economizador, evaporador y sobrecalentador.
- **Turbina:** La función es crear energía cinética que transmite a través de su eje al generador eléctrico para la generación de electricidad, esto por la expansión del vapor entrante en los alabes de la turbina.
- **Condensador:** Tiene la función de bajar la temperatura del vapor que sale de la turbina y garantizar un estado líquido para la próxima etapa de bombeo.
- **Bomba:** Entra el agua en estado líquido y por la acción de la bomba eleva la presión del fluido a lo requerido por el generador de vapor y la turbina; para

cumplir este objetivo se inyecta energía al dispositivo acoplado a la bomba que es un motor eléctrico.

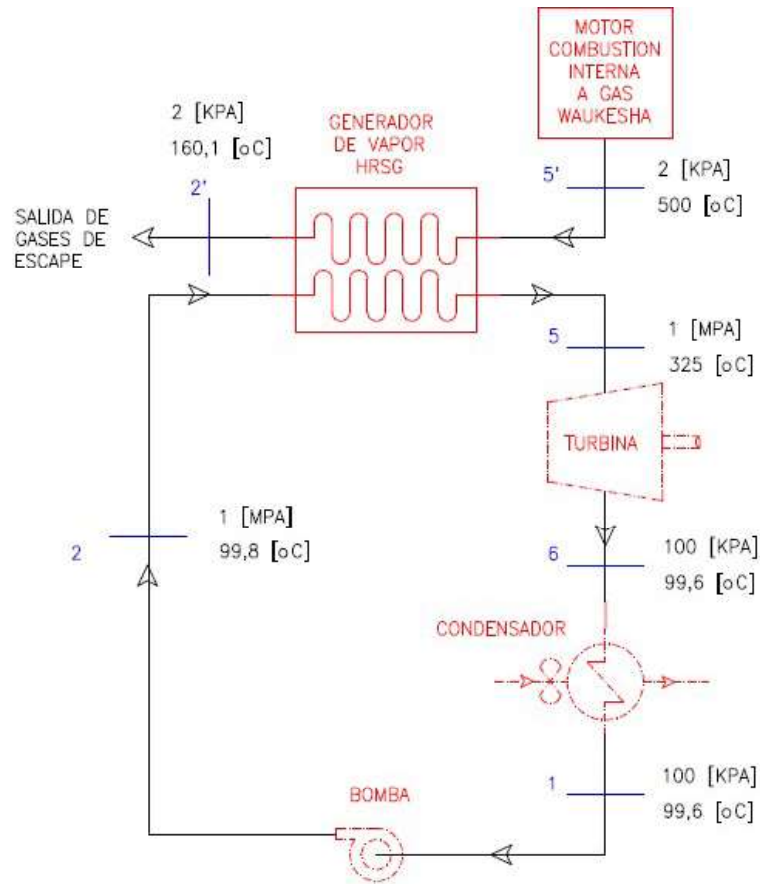


Figura 2.43. Diagrama de bloque del ciclo Rankine con gases escape.

(Fuente: Propio, 2017)

2.4.2.1. Dimensionamiento del ciclo de potencia de vapor (Rankine)

Las características térmicas de los gases de escape indicadas en la sección 2.1.3.2.5 son los datos para el dimensionamiento del ciclo de potencia de vapor. Se asume un factor de seguridad del 10% del flujo másico de gases de escape, las propiedades de los gases de escape son:

- Potencia térmica (Q_4'): 541,72 [kWt]
- Flujo másico (\dot{m}_4'): 0,98 [kg/s]
- Temperatura entrada (T_4'): 500 [°C]
- Temperatura salida (T_5'): 175 [°C] (Para evitar la formación de ácidos)
- Entalpía de entrada (h_4'): 792,55 [kJ/kg] (Anexo II)
- Entalpía de salida (h_5'): 449,92 [kJ/kg] (Anexo II)

Propiedades iniciales del ciclo de vapor:

- Presión del agua antes bomba (P_1): 100,0 [kPa]
- Presión del vapor antes turbina (P_3): 1,0 [MPa]

Adicional es necesario indicar las condiciones ambientales en las cuales se desarrolla este proyecto:

- Temperatura ambiente máxima: 35 [°C]
- Presión atmosférica: 0,95 [atm]
- Altitud (msnm): 400 [msnm]

Los cálculos necesarios para determinar las propiedades termodinámicas en cada estado del ciclo Rankine se muestran a continuación:

ESTADO 1:

En base a la presión del agua de 100 [kPa] que ingresa a la bomba con referencia a la tabla A-5 "Agua saturada. Tabla de presiones" en la Termodinámica de Cengel se determina las propiedades:

- Presión (P_1): 100 [kPa]
- Volumen específico (V_1): 0,001037 [m³/kg]
- Entalpía ($h_1 = h_f @ \text{liq. sat.}$): 417,51 [kJ/kg]
- Temperatura (T_1): 99,61 [°C]

ESTADO 2:

Por la acción de la bomba la presión del agua se eleva a 1 [MPa] y esta se mantiene constante hasta ingresar a la turbina en el caso ideal; sin embargo, la caída de presión en el generador de vapor es muy baja respecto a la presión del vapor. Se calcula la potencia de la bomba necesaria para elevar la presión de 100 [kPa] a 1,0 [MPa].

$$w_b = \frac{V_1 * (P_2 - P_1)}{\eta_b}$$

Donde:

- w_b Trabajo de la bomba de agua.
- V_1 Volumen específico del agua a las propiedades del estado 1.
- P_2 Presión de salida de la bomba de agua.
- P_1 Presión de entrada de la bomba de agua.
- η_b Eficiencia de la bomba del 75%.

$$w_b = \frac{0,001037 \text{ [m}^3\text{/kg]} * (1000 - 100) \text{ [kPa]}}{0,75}$$

$$w_b = 1,24 \text{ [kJ/kg]}$$

Con la potencia de la bomba se halla el valor de la entalpia en el estado 2.

$$w_b = h_2 - h_1$$

Donde:

- w_b Trabajo mecánico de la bomba de agua.
- h_2 Entalpia en el estado 2.
- h_1 Entalpia en el estado 1.

$$h_2 = h_1 + w_b$$

$$h_2 = 417,51 + 1,24$$

$$h_2 = 418,75 \text{ [kJ/kg]}$$

La temperatura en este estado (T_2) según el programa de cálculo de propiedades termodinámicas (EES) da como resultado 99,80 [°C].

ESTADO 3 (Economizador HRSG):

Se incrementa la temperatura del agua hasta 179,88 [°C] sin cambiar el estado manteniendo la presión constante de 1 [MPa] por la acción del economizador que cede el calor de los gases de escape al agua, con referencia a la tabla A-5 "Agua saturada. Tabla de presiones" en la Termodinámica de Cengel se determina las propiedades.

- Presión (P_3): 1 [MPa]
- Temperatura (T_3): 179,88 [°C]
- Entalpia del vapor a la entrada ($h_3=hf$): 762,51 [kJ/kg]
- Entropía del vapor a la entrada ($S_3=Sf$): 2,139 [kJ/kg °K]

ESTADO 4 (Evaporador HRSG):

El agua cambia de estado de líquido a gaseoso mantenimiento constante la presión de 1 [MPa] y la temperatura de 179,88 [°C] por la acción del evaporador que cede el calor

de los gases de escape al agua, con referencia a la tabla A-5 “Agua saturada. Tabla de presiones” en la Termodinámica de Cengel se determina las propiedades.

- Presión (P_4): 1 [MPa]
- Temperatura (T_4): 179,88 [°C]
- Entalpía del vapor a la entrada ($h_4=h_g$): 2777,1 [kJ/kg]
- Entropía del vapor a la entrada ($S_4=S_g$): 6,585 [kJ/kg °K]

ESTADO 5 (Sobrecalentador HRSG):

El vapor saturado eleva la temperatura manteniendo constante la presión de 1 [MPa] por la acción del sobrecalentador que cede el calor de los gases de escape al vapor, con el valor de la temperatura de 325 [°C] se calcula el resto de las propiedades en este estado con el programa EES.

- Presión (P_5): 1 [MPa]
- Temperatura (T_5): 325 [°C]
- Entalpía del vapor a la entrada ($h_5=h_g$): 3104,10 [kJ/kg]
- Entropía del vapor a la entrada ($S_5=S_g$): 7,213 [kJ/kg °K]

ESTADO 6 (Expansión en la turbina):

Se expande el vapor sobrecalentado en la turbina convirtiendo la energía térmica en energía cinética que acciona al generador para producir la electricidad, tomando en cuenta que el proceso 5-6s es isentrópico se concluye que las entropías en los dos estados son iguales y con ello se calcula el resto de las propiedades.

$$s_{6s} = s_5$$

- Entropía del vapor de salida (s_{6s}): 7,213 [kJ/kg °K]
- Presión de vapor de salida (P_6): 100 [kPa]
- Temperatura de salida (T_6): 99,60 [°C]
- Entalpía del vapor de salida (h_{6s}): 2620,83 [kJ/kg]

Con las entalpías en los estados 5 y 6s se calcula el trabajo isentrópico de la turbina.

$$w_{ST} = h_{6s} - h_5$$

Donde:

- w_{ST} Trabajo isentrópico de la turbina.
- h_5 Entalpía del vapor a la entrada de la turbina (estado 5).
- h_{6s} Entalpía isentrópica del vapor a la salida de la turbina (estado 6).

$$w_{ST} = 3104,1 - 2620,83$$

$$w_{ST} = 483,27 \text{ [kJ/kg]}$$

Con el trabajo isentrópico de la turbina y su eficiencia se calcula el trabajo real de la turbina.

$$w_T = \eta_T * w_{ST}$$

Donde:

- w_T Trabajo real de la turbina.
- η_T Eficiencia de la turbina de vapor (95%).
- w_{ST} Trabajo isentrópico de la turbina.

$$w_T = 0,95 * 483,27$$

$$w_T = 459,11 \text{ [kJ/kg]}$$

Con el trabajo de la turbina y de la bomba se halla el trabajo neto del ciclo Rankine.

$$w_{neto} = w_T - w_b$$

Donde:

- w_{neto} Trabajo neto de la turbina ciclo Rankine.
- w_t Trabajo obtenido en la turbina.
- w_b Trabajo que consume la bomba de agua.

$$w_{neto} = 459,11 - 1,24$$

$$w_{neto} = 457,87 \text{ [kJ/kg]}$$

El calor de entrada se calcula en base a las entalpías del generador de calor [HRSG].

$$q_{ent} = h_5 - h_2 = 3104,1 - 418,75$$

$$q_{ent} = 2685,35 \text{ [kJ/kg]}$$

Con el trabajo neto de la turbina y el calor de entrada se encuentra la eficiencia térmica del ciclo Rankine.

$$\eta_{ter} = \frac{w_{neto}}{q_{ent}} = \frac{457,87}{2685,35} = 0,1705$$

$$\eta_{ter} = 17,05 \%$$

Con el trabajo de la turbina se calcula la entalpia en el punto 6 correspondiente al estado real.

$$h_6 = h_5 - w_T$$

$$h_6 = 3104,1 - 459,11$$

$$h_6 = 2644,99 \text{ [kJ/kg]}$$

Por lo tanto, las propiedades del estado 6 calculadas con el programa EES son:

- Entalpia del vapor de salida (h_6): 2644,99 [kJ/kg]
- Presión de vapor de salida (P_6): 100 [kPa]
- Entropía del vapor de salida (s_6): 7,278 [kJ/kg °K]
- Temperatura de salida (T_6): 99,60 [°C]

Se determina la calidad del vapor real que sale de la turbina.

$$x_6 = \frac{S_6 - S_f}{S_{fg}}$$

Donde:

- x_6 Calidad del vapor real en el estado 6.
- S_6 Entropía en el estado 6.
- S_f Entropía de líquido saturado en el estado 6.
- S_{fg} Entropía de evaporación en el estado 6.

$$x_{6s} = \frac{7,278 - 1,3028}{6,0562}$$

$$x_6 = 0,987$$

Con la finalidad de determinar la potencia neta a obtener en la turbina se realiza el balance de energía en el generador de vapor.

$$\dot{E}_{entra} = \dot{E}_{sale}$$

$$\dot{m}_g * h'_4 + \dot{m}_{h2o} * h_2 = \dot{m}_g * h'_5 + \dot{m}_{h2o} * h_5$$

Donde:

- \dot{m}_g Flujo másico de los gases de escape.
- \dot{m}_{h2o} Flujo másico del circuito de agua.
- $h_2, 5, 4', 5'$ Entalpias en los estados: 2, 5, 4' y 5' respectivamente.

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{h2o}} = \frac{h_5 - h_2}{h'_4 - h'_5} = \frac{3104,10 - 418,75}{792,55 - 449,92} = 7,84$$

Con la relación entre los flujos másicos se calcula la masa de vapor que se podrían generar con los gases de escape y por último la potencia eléctrica de la turbina de vapor.

$$\dot{m}_{h2o} = \frac{\dot{m}_g}{7,84} = \frac{0,98}{7,84} = 0,125 [kg/s]$$

$$\dot{w}_{neto} = w_{neto} * \dot{m}_{h2o}$$

$$\dot{w}_{neto} = 457,87 * 0,125 = 57,23 [kJ/s]$$

$$\dot{w}_{neto} = 57,23 [kWe]$$

Con la cantidad de energía térmica contenida en los gases de escape del motor Waukesha y las propiedades del medio ambiente se puede generar 57,23 [kWe] en una turbina de vapor que funciona bajo el ciclo Rankine simple.

La potencia térmica obtenida en el generador de vapor HRSG es igual al trabajo entre los puntos 5-2 multiplicado por el flujo másico de vapor.

$$\dot{q}_{ent} = q_{ent} * \dot{m}_{h2o} = 2685,35 * 0,125$$

$$\dot{q}_{ent} = 335,67 \left[\frac{kJ}{s} \right] = 335,67 [kW]$$

En resumen, se presentan las propiedades termodinámicas en la tabla 2.10 de los estados del ciclo Rankine calculados.

Tabla 2.10. Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine

ESTADO	Temperatura [°C]	Presión [kPa]	Entalpía h [kJ/kg]	Entropía s [kJ/kg °K]	Volumen [m³/kg]
1	99,61	100	417,51		0,001037
2	99,80	1000	418,68		
3	179,88	1000	762,51	2,139	
4	179,88	1000	2777,10	6,585	
5	325,00	1000	3104,10	7,213	
6s	99,61	100	2629,86	7,213	
6	99,61	100	2644,99	7,278	X6 = 98,7%

(Fuente: Propia, 2017)

2.4.2.2. Cálculo de temperaturas en los componentes del HRSG

Como se indicó en la sección anterior el recuperador de gases de escape (HRSG) está compuesto por tres intercambiadores de calor: sobrecalentador, evaporador y economizador. Para cada intercambiador se realiza el cálculo de las temperaturas de entrada y salida en cada uno. El calor específico de los gases de escape a 500 [°C] es 1,0926 [kJ/kg °K] y el calor específico a 175 [°C] es 1,0197 [kJ/kg °K]; con los calores específicos anteriores se calcula un promedio que será utilizado para los cálculos de las temperaturas.

SOBRECALENTADOR (SC):

Este intercambiador de calor recibe los gases de escape de mayor temperatura, la función del sobrecalentador es incrementar la temperatura del vapor saturado en la salida del evaporador para garantizar el trabajo de la turbina con vapor de alta calidad.

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_{h2o} * (h_5 - h_4)$$

Donde:

- \dot{Q}_{sc} Potencia térmica del sobrecalentador.
- \dot{m}_{h2o} Flujo másico del circuito de agua.
- h_5 Entalpía del circuito de agua en el punto 5.
- h_4 Entalpía del circuito de agua en el punto 4.

$$\dot{Q}_{sc} = 0,125 [kg/s] * (3104,1 - 2777,1) [kJ/kg]$$

$$\dot{Q}_{sc} = 40,88 [kW]$$

La eficiencia en la transferencia de calor es del 95% en el sobrecalentador, con este dato se calcula el calor necesario que se requiere de los gases de escape para el incremento de temperatura deseado.

$$\dot{Q}_{gesc} = \frac{\dot{Q}_{sc}}{\eta}$$

Donde:

- \dot{Q}_{gesc} Potencia térmica de los gases de escape para sobrecalentador.
- \dot{Q}_{sc} Potencia térmica del sobrecalentador.
- η Eficiencia del 95% para el HRSG.

$$\dot{Q}_{gesc} = \frac{40,88}{0,95}$$

$$\dot{Q}_{gesc} = 43,03 [kW]$$

Despejando la temperatura de entrada en la ecuación (Ec.6) se calcula su valor correspondiente en los gases de escape.

$$T'_4 = T'_5 - \frac{\dot{Q}_{gesc}}{\dot{m}_g * C_{pge}}$$

Donde:

- T'_4 Temperatura de entrada de gases escape en el sobrecalentador.
- T'_5 Temperatura de salida de gases escape en el sobrecalentador.
- \dot{Q}_{gesc} Potencia térmica de los gases de escape para sobrecalentador.
- \dot{m}_g Flujo másico del circuito de gases de escape.
- C_{pge} Calor específico promedio de los gases de escape.

$$T'_4 = 500 - \frac{43,03}{0,98 * 1,06}$$

$$T'_4 = 458,58 [^{\circ}C]$$

EVAPORADOR (EV):

Este intercambiador de calor recibe los gases de escape de temperatura intermedia, la función del evaporador es cambiar el estado del agua líquida en el estado 3 a vapor saturado del estado 4.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{h2o} * (h_4 - h_3)$$

Donde:

- \dot{Q}_{ev} Potencia térmica del evaporador.
- \dot{m}_{h2o} Flujo másico del circuito de agua.
- h_4 Entalpia del circuito de agua en el punto 4.
- h_3 Entalpia del circuito de agua en el punto 3.

$$\dot{Q}_{ev} = 251,83 [kW]$$

Con la eficiencia del HRSG se calcula la potencia térmica de los gases de escape en el evaporador.

$$\dot{Q}_{geev} = 265,08 [kW]$$

La temperatura de salida de los gases de escape en el evaporador es:

$$T'_3 = 203,40 [^{\circ}C]$$

ECONOMIZADOR (EC):

Este intercambiador de calor recibe los gases de escape de baja temperatura, la función del economizador es incrementar la temperatura del agua en la salida de la bomba (estado 2) hasta el límite de líquido saturado (estado 3).

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_{h2o} * (h_3 - h_2)$$

Donde:

- \dot{Q}_{ec} Potencia térmica del economizador.
- \dot{m}_{h2o} Flujo másico del circuito de agua.
- h_3 Entalpia del circuito de agua en el punto 3.
- h_2 Entalpia del circuito de agua en el punto 2.

$$\dot{Q}_{ec} = 42,97 [kW]$$

Con la eficiencia del HRSG se calcula la potencia térmica de los gases de escape en el evaporador.

$$\dot{Q}_{geec} = 44,99 [kW]$$

La temperatura de salida de los gases de escape en el economizador es:

$$T'_2 = 160,09 [^{\circ}C]$$

Por lo tanto, la potencia térmica de los gases de escape consumidos para la transformación del agua a vapor sobrecalentado para el ciclo Rankine es la suma de las potencias en los tres componentes.

$$\dot{Q}_{HRSG} = 353,10 [kW]$$

2.4.3. Selección de equipamiento del ciclo de potencia con vapor (Rankine)

En base a los cálculos realizados en la sección 2.4.2.1 de los diferentes componentes del ciclo de potencia de vapor (Rankine) se realiza la selección del equipamiento necesario.

2.4.3.1. Selección de la turbina de vapor

Las microturbinas de vapor en los últimos años han presentado un notable desarrollo con la finalidad de aprovechar las energías térmicas residuales de los gases de escape obtenidos en los ciclos termodinámicos que en la actualidad se usan para generación de energía eléctrica a nivel mundial como son: Otto, Diesel, Brayton, etc.

Un aspecto de gran importancia para el trabajo adecuado de una turbina es la calidad del vapor a la salida, para asegurar que no existan gotas de agua que erosionen a los componentes internos. En el capítulo 17-7 del texto de Termodinámica de Cengel que trata sobre el trabajo de toberas de vapor de agua, indica que se tiene vapor sobresaturado hasta un límite mínimo de 0,96 llamado línea de Wilson [3]; sin embargo, el diseño del ciclo contempla una calidad del vapor a la salida de la turbina del 98,7% por lo que se garantiza el correcto funcionamiento de esta.

MICROTURBINAS DE VAPOR

S2E 50-250 – Transformador de vapor en energía

- Módulo de microturbina de vapor y generador
- Posibilidad de operación con vapor húmedo
- Sistema *plug&play*

DISPONIBLES HASTA **600** kWe



Figura 2.44. Ejemplo de una micro turbina compacta de vapor húmedo.

(Fuente: Calora, 2011)

Con la potencia calculada teórica de la turbina de 57,39 [kW] se selecciona un equipo que se encuentre en este rango en la tabla 2.11. El equipo más cercano es el modelo:

S2E-50 de potencia nominal 55 [kW] por factores de seguridad debido a las pérdidas no cuantificadas, tubería de entrada DN40 y tubería de salida DN150.

Tabla 2.11. Estándares y modelos de micro turbinas prefabricadas

S2E 50 - 250			
Modelo	Potencia	Entrada vapor	Salida vapor
S2E 50	55 kW	DN 40	DN 150
S2E 100	100 kW	DN 65	DN 150
S2E 150	150 kW	DN 100	DN 250
S2E 200	200 kW	DN 150	DN 250
S2E 250	250 kW	DN 150	DN 250

(Fuente: grupo nova energía, 2012)

2.4.3.2. Dimensionamiento del condensador

El calor rechazado a disipar en el condensador se calcula en base a las entalpías en los estados 6 y 1.

$$q_r = h_6 - h_1 = 2644,99 - 417,51 = 2227,48 \text{ [kJ/kg]}$$

La potencia para disipar en el condensador es el producto del trabajo por el flujo másico del agua.

$$\dot{Q}_r = q_r \cdot \dot{m}_{h_2o} = 2227,48 \cdot 0,125 = 278,44 \text{ [kJ/s]} = 278,44 \text{ [kWt]}$$

Tomando en cuenta un factor de ensuciamiento del 15% la potencia térmica del condensador debe ser 320,20 [kWt].

2.4.3.3. Dimensionamiento del generador de vapor [HRSG]

Las características de los fluidos en el generador de vapor son las siguientes:

Propiedades de los gases de combustión:

- Potencia térmica economizador ($Q_{2-3'}$): 44,99 [kWt]
- Potencia térmica evaporador ($Q_{3-4'}$): 265,08 [kWt]
- Potencia térmica sobrecalentador ($Q_{4-5'}$): 43,03 [kWt]
- Potencia térmica total ($Q_{2-5'}$): 353,10 [kWt]

- Flujo másico de gases (\dot{m}_5'): 0,98 [kg/s]
- Temperatura entrada (T_5'): 500 [°C]
- Temperatura salida (T_2'): 160,09 [°C]
- Caída de presión (ΔP_g): 2,5 [kPa]

Propiedades del circuito de agua:

- Presión de entrada de agua (P_2, P_3, P_4, P_5): 1,0 [MPa]
- Temperatura de salida del vapor (T_5): 325 [°C]
- Temperatura de entrada de agua (T_2): 99,80 [°C]
- Flujo másico de agua (\dot{m}_{h_2o}): 0,125 [kg/s]

Con las características indicadas se debe seleccionar un generador de vapor que se ajuste a estas necesidades.

2.4.3.4. Dimensionamiento de la bomba de agua

Con el trabajo de la bomba de 1,24 [kJ/kg] se calcula la potencia requerida por este dispositivo en función del flujo másico del fluido.

$$\dot{w}_b = w_b * \dot{m}_{h_2o}$$

Donde:

- \dot{w}_b Potencia de la bomba de agua requerida.
- W_b Trabajo calculado de la bomba.
- \dot{m}_{h_2o} Flujo másico de fluido de trabajo.

$$\dot{w}_b = 1,24 * 0,125 = 0,155 [kWt]$$

El flujo volumétrico (caudal) de trabajo del ciclo Rankine es:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,155 * 3600}{996} = 0,560 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 2,466 [gpm]$$

La presión del vapor de 1 [MPa] que requiere la turbina es la que define el requerimiento de la bomba y en base a ello se calcula la altura (H) requerida.

$$\Delta P = H * \rho * g$$

Donde:

- ΔP Presión de la bomba.
- H Altura/restricción del sistema.
- ρ Densidad del agua 855,32 [kg/m³] a 1 [MPa].
- g Aceleración de la gravedad 9,81 [m/s²].

$$H = \frac{1000000}{855,32 * 9,81} = 119,180 [m] = 391,01 [ft]$$

Por lo tanto, las características de la bomba de agua requerida son:

- Potencia: 0,15 [kWt].
- Caudal: 2,47 [gpm].
- Cabeza: 391,01 [ft].
- Temperatura operación: 100 [°C]

2.4.4. Diagramas de propuesta para instalación del ciclo de potencia de vapor (Rankine)

El presente trabajo tiene el objetivo principal de plantear alternativas para el aprovechamiento de las energías térmicas no utilizadas de los motores a gas Waukesha y por esta razón los estudios e investigaciones realizadas son de fase inicial; para la implementación será necesario extender el estudio a una ingeniería de detalle.

PLANTA DE GENERADORES WAUKESHA

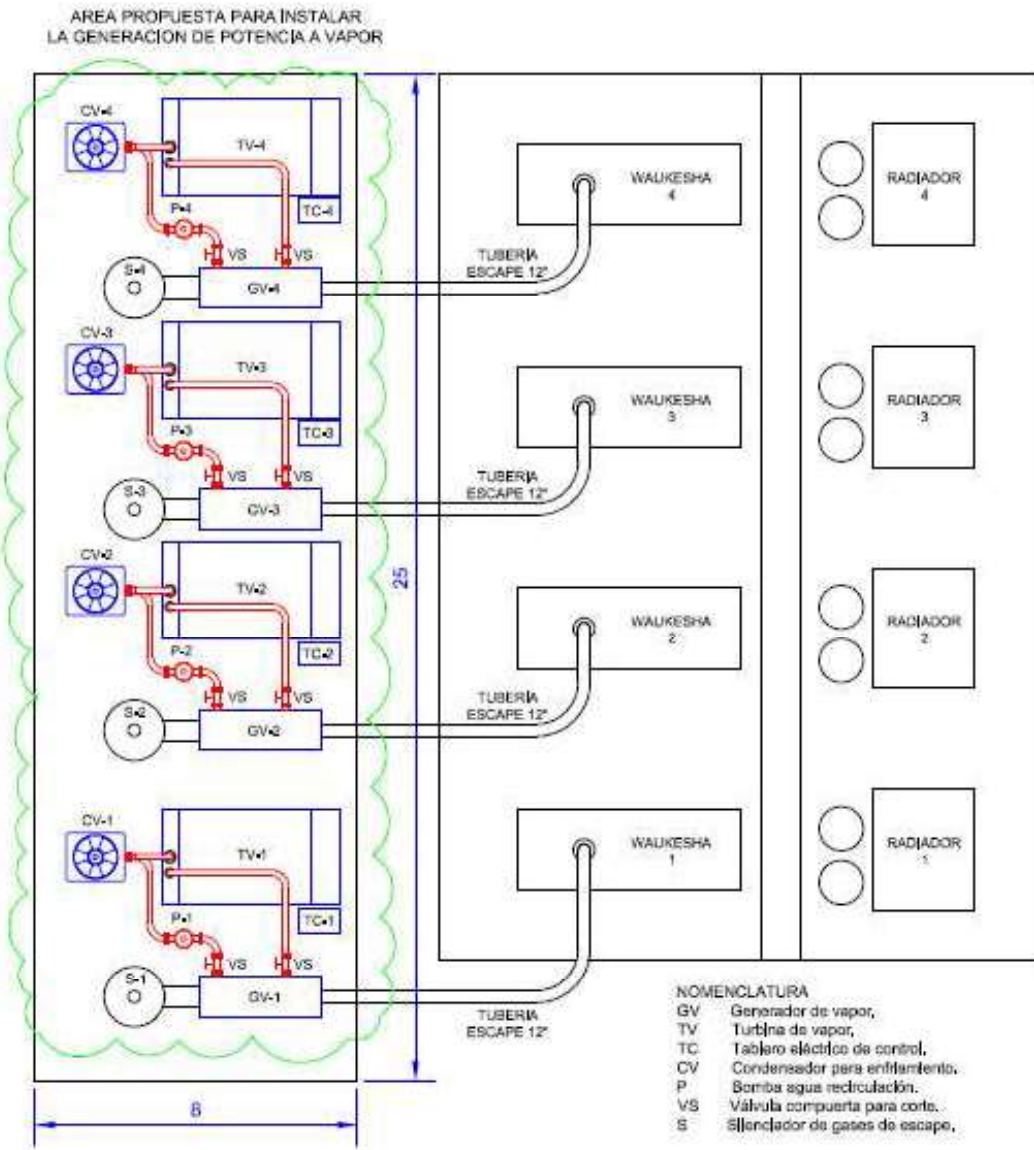


Figura 2.45. Layout para instalación de propuesta de generación de vapor.

(Fuente: Propia, 2018)

En la figura 2.45 se presenta el layout para la instalación de la planta para generación de potencia con vapor con el aprovechamiento de la energía térmica de los gases de escape en función del espacio físico existente actualmente y de las instalaciones de la planta de generación Waukesha.

2.4.5. Análisis energético del uso de la energía térmica de gases de escape para generación de potencia con vapor

En la figura 2.46 se muestra el diagrama Sankey correspondiente al aprovechamiento de los gases de escape para la generación de potencia eléctrica por medio de un ciclo Rankine.

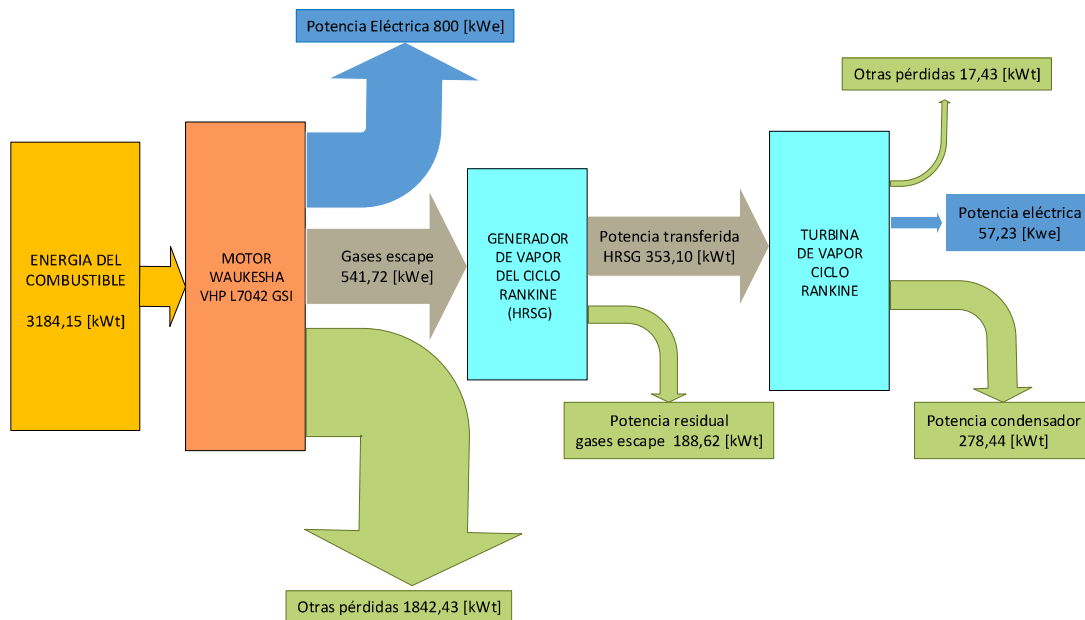


Figura 2.46. Diagrama Sankey propuesto de generación de vapor.

(Fuente: Propia, 2018)

La eficiencia del motor Waukesha es del 25,13%, con la turbina de vapor se pueden generar 57,23 [kWt] adicionales a los 800[kWt] generados inicialmente; por lo que, la eficiencia en el consumo de combustible incrementa a 26,93 %.

La eficiencia del ciclo de potencia de vapor es 17,05%. De la potencia térmica en los gases de escape de 541,72 [kWt] solo se aprovechan 353,10 [kWt] y el resto de la energía térmica (188,62 [kWt]) se eliminan en la chimenea del moto generador.

3. ANÁLISIS DE COSTO-BENEFICIO Y RESULTADOS

Para realizar un análisis económico y determinar la factibilidad de un proyecto es necesario estudiar y determinar los costos asociados durante todo su ciclo de vida, esto constituye una gran herramienta para tomar decisiones al momento de invertir recursos con la finalidad de tener beneficio económico no solo en la etapa inicial sino durante todo su ciclo de vida.

El compromiso actual que tiene toda la sociedad y el mundo entero para el cuidado del medio ambiente obliga a realizar una buena elección al momento de invertir recursos con la finalidad que sea viable económicamente pero también que sea sostenible con la naturaleza y las sociedades futuras.

En este capítulo se evaluará la rentabilidad del proyecto mediante el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR):

- Cálculo de la inversión inicial.
- Cálculo de flujos de caja y VAN.
- Cálculo del TIR.

3.1. Costo-beneficio de la climatización por absorción

En esta sección se analiza los beneficios que se tendrían con la instalación de los equipos de absorción. La energía eléctrica en el sector petrolero es totalmente térmica consumiendo como combustibles: diésel, crudo y gas que se producen en esta misma industria; el costo del kilowatio-hora promedio es de \$0,14 y este valor es usado para los cálculos.

3.1.1. Cálculo de la inversión inicial

Con el dimensionamiento del equipo de absorción y de sus accesorios necesarios para su funcionamiento se realiza el estudio de costo requerido, dentro del análisis se tomará en cuenta todos los costos asociados proyectándolo para un tiempo de vida útil de 10 años.

El análisis de costos se clasifica en los siguientes ítems:

- Inversión inicial.
- Gastos para mantenimiento y operación.

En la tabla 3.1 se muestra el análisis de costos: inversión inicial, costos de mantenimiento y operación por año y en los cuales están los costos de energía eléctrica, consumibles, repuestos para mantenimientos menores/correctivos, personal técnico y gastos relacionados a la administración.

Tabla 3.1. Análisis de costos para climatización por absorción.

INVERSION INICIAL				
		Cant.	Precio	Total
1	Diseño e ingeniería preliminar/detalle	1	\$ 65.000,00	\$ 65.000,00
2	Procura de materiales			
	Planta enfriadora de agua/ciclo de absorción de 176 [kWt]; marca: Yazaki; modelo: WFC-SC50.	2	\$ 119.392,49	\$ 238.784,99
	Torre de enfriamiento 361 [kWt]; marca: TEVA, Modelo: TVAP038.	2	\$ 16.416,50	\$ 32.833,01
	Unidades de climatización (fan coil's); 217 [CFM]; marca: TRANE; modelo: FCDB0202RH0B1BBJ3A	112	\$ 541,56	\$ 60.654,50
3	Instalación de circuito de refrigeración			
	Bomba centrifuga horizontal inox. 280 [lt/min]; 4Hp / 3kW; hmáx 65 m.	2	\$ 760,00	\$ 1.520,00
	Valvulas de globo de 2"	14	\$ 30,32	\$ 424,48
	Codos de 2"	20	\$ 4,00	\$ 80,00
	Tanque hidroneumatico	2	\$ 120,00	\$ 240,00
	Tuberia térmica de 2"; plastica (PVC).	1000	\$ 2,40	\$ 2.400,00
	Filtro de agua.	2	\$ 65,00	\$ 130,00
	Accesorios varios circuito refrigeracion.	2	\$ 20.000,00	\$ 40.000,00
4	Instalación de circuito de enfriamiento			
	Bomba centrifuga horizontal 1300[lt/min]; 4Hp/3kW; hmáx 21.8 m.	2	\$ 375,00	\$ 750,00
	Valvulas de globo de 3"	8	\$ 36,32	\$ 290,56
	Codos de 3"	8	\$ 6,00	\$ 48,00
	Tuberia 3"; celula 40, plastica	50	\$ 2,50	\$ 125,00
	Filtro de agua.	2	\$ 75,00	\$ 150,00

	Valvula tres vias 3" con control de temperatura	2	\$ 2.850,00	\$ 5.700,00
	Accesorios varios circuito enfriamiento	2	\$ 20.000,00	\$ 40.000,00
5	Instalación de circuito agua caliente			
	Valvula regulador (control) 6"/250gpm	2	\$ 8.500,00	\$ 17.000,00
	Valvulas de globo de 3"	4	\$ 36,32	\$ 145,28
	Codos de 3"	4	\$ 6,00	\$ 24,00
	Tuberia 3"; cedula 40; acero al carbono	50	\$ 2,50	\$ 125,00
	Filtro de agua.	2	\$ 75,00	\$ 150,00
	Varios	2	\$ 20.000,00	\$ 40.000,00
6	Montaje e instalación			
	Obras civiles para el montaje de equipo.	2	\$ 15.000,00	\$ 30.000,00
	Fabricación de tuberias y accesorios para conexión de partes equipo. (mecanico).	2	\$ 10.000,00	\$ 20.000,00
	Instalación de conduit y cableados de fuerza y control.	2	\$ 5.000,00	\$ 10.000,00
	Fiscalización, comisionado y puesta en marcha.	2	\$ 15.000,00	\$ 60.000,00
	Accesorios	2	\$ 50.000,00	\$ 100.000,00
	Capacitación y entrenamiento	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
			Total inversión	\$ 776.574,81
COSTO DE OPERACIÓN&MANTENIMIENTO				
1	Consumo energía eléctrica [kWh] por año	119.001,97	\$ 0,14	\$ 16.660,28
2	Consumibles para 1 año de operación.	2	\$ 2.400,00	\$ 4.800,00
3	Mantenimientos programados por año.	2	\$ 1.200,00	\$ 2.400,00
4	Mantenimientos correctivos para año	2	\$ 600,00	\$ 1.200,00
5	Mano obra operación&mantenimiento. (2 técnicos refrigeración) por año	1	\$ 33.600,00	\$ 33.600,00
6	Gastos administrativos por año	1	\$ 8.400,00	\$ 8.400,00
			Total O&M / año	\$ 67.060,28

(Fuente: Propio, 2018)

Para cuantificar el consumo de energía eléctrica [kwh] se realiza el análisis con las potencias de consumo y la proyección de horas de funcionamiento en el día. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Consumo energía eléctrica refrigeración por absorción.

CALCULO DE CONSUMO DE ENERGÍA ELECTRICA PARA UN AÑO DE EQUIPO DE ABSORCION					
Equipo	Potencia [kW]	Cant.	Tiempo funcion. [horas]	Energía [kWh] / día	Energía [kWh] / año
Equipo de absorción marca: Yazaki; modelo: WFC-SC50	0,55	2	12	13,20	4.818,00
Torre de enfriamiento marca: Teva; modelo TVAP038	2,20	2	12	52,80	19.272,00
Unidades de enfriamiento (fan coil) marca: Trane; modelo: FCD	0,04	112	12	49,73	18.150,72
Bomba para circuito de refrigeración 120 [gpm].	5,31	2	12	127,44	46.515,60
Bomba para circuito torre de enfriamiento 400 [gpm].	5,85	2	12	140,40	51.246,00
				SUBTOTAL	140.002,32
				pf	0,85
				TOTAL	119.001,97

(Fuente: Propio, 2018)

De forma similar se realiza el cálculo de los costos con la utilización de equipos de refrigeración por compresión instalados en la actualidad para posteriormente comparar y determinar la factibilidad de la inversión en los equipos de absorción, en la tabla 3.3 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 3.3. Análisis de costos para climatización con equipos de compresión.

INVERSION INICIAL				
		Cant.	Precio	Total
1	Diseño e ingeniería preliminar/detalle.	1	\$ 25.500,00	\$ 25.500,00
2	Procura de materiales			
	Aire acondicionado split inverter de 10.000 BTU/220Vac/1,0 kW	112	\$ 850,00	\$ 95.200,00
	Accesorios incluido tableros de control.	112	\$ 225,00	\$ 25.200,00
3	Montaje e instalación			
	Obras civiles para el montaje de equipo.	112	\$ 150,00	\$ 16.800,00
	Fabricación de tuberías y accesorios para conexión de partes equipo. (mecanico).	112	\$ 50,00	\$ 5.600,00
	Instalación de conduit y cableados de fuerza y control.	112	\$ 40,00	\$ 4.480,00
	Fiscalización, comisionado y puesta en marcha.	112	\$ 100,00	\$ 11.200,00
	Capacitación y entrenamiento	1	\$ 20.000,00	\$ 20.000,00
			SUBTOTAL	\$ 203.980,00
COSTOS DE OPERACIÓN&MANTENIMIENTO				
1	Consumo energía eléctrica [kWh] durante 1 año de: 112 Aires acondicionados y 3 motores de radiador.	583.617,48	\$ 0,14	\$ 81.706,45
2	Consumibles para un año de operación.	112	\$ 50,00	\$ 5.600,00
3	Mantenimientos programados por año.	112	\$ 80,00	\$ 8.960,00
4	Mantenimientos correctivos para un año.	112	\$ 220,00	\$ 24.640,00
5	Mano obra operación&mantenimiento. (4 técnicos refrigeracion) por año.	1	\$ 67.200,00	\$ 67.200,00
6	Gastos administrativos/año	1	\$ 8.400,00	\$ 8.400,00
			Total O&M / año	\$ 196.506,45

(Fuente: Propio, 2018)

Para cuantificar el consumo de energía eléctrica de los equipos por compresión se realiza un análisis con las potencias de consumo eléctrico y horas de funcionamiento al día. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 3.4. Como potencia adicional están los 2 motores de 15 Hp/11,19 kW de los 6 que contiene el radiador horizontal del motor Waukesha, esto debido a que parte de la energía térmica del agua de camisas se aprovechará en los equipos de absorción y por ende bajará el consumo eléctrico para la disipación de calor en el radiador.

Tabla 3.4. Consumo de energía eléctrica en refrigeración por compresión.

CALCULO DE CONSUMO DE ENERGÍA ELECTRICIA PARA UN AÑO PARA A/C POR COMPRESION + RADIADORES					
Equipo	Potencia [kW]	Cant.	Tiempo funcion. [horas]	Energía [kWh] / día	Energía [kWh] / año
Aire acondicionado 10000 BTU de potencia térmica; consumo de 1 [kW] de potencia eléctrica.	1,00	112	12	1344,00	490.560,00
Motor eléctrico 15 Hp/ 1,19 kW para enfriamiento de radiador	11,19	2	24	537,12	196.048,80
				SUBTOTAL	686.608,80
				pf	0,85
				TOTAL	583.617,48

(Fuente: Propio, 2018)

3.1.2. Cálculo de VAN

Los flujos de caja netos anuales son los ahorros al restar los gastos de operación y mantenimiento (O&M) para equipos por compresión menos (O&M) de equipo por absorción calculados en la sección 3.1.1 y cuyo ahorro anual es \$129.446,17 por año. La tasa de interés usada es 8,02% tomada del Banco Central de Ecuador para proyectos de inversión pública del mes de febrero/2018. La inversión inicial que se usa para el cálculo del VAN es el valor de la tabla 3.1 de \$ 776.574,81.

Tabla 3.5. Cálculo del valor actual neto (VAN).

VAN	
Tasa de interés	8,02%
Año	Flujo de caja neto
Inversión inicial	-\$ 776.574,81
1	\$ 129.446,17
2	\$ 129.446,17
3	\$ 129.446,17
4	\$ 129.446,17
5	\$ 129.446,17
6	\$ 129.446,17
7	\$ 129.446,17
8	\$ 129.446,17
9	\$ 129.446,17
10	\$ 129.446,17
VAN	\$ 91.236,53

(Fuente: Propia, 2018)

3.1.3. Cálculo de TIR

En esta sección se calcula la tasa interna de retorno en todo su ciclo de vida definido en 10 años para proyectos de repotenciación de plantas existentes.

Tabla 3.6. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).

TIR	
Tasa de interés	VAN
0,00%	\$ 517.886,90
2,50%	\$ 356.346,36
5,00%	\$ 222.974,21
7,50%	\$ 111.954,19
10,00%	\$ 18.815,88
12,50%	-\$ 59.905,04
15,00%	-\$ 126.914,43
17,50%	-\$ 184.341,81
20,00%	-\$ 233.875,35
22,50%	-\$ 276.862,67
25,00%	-\$ 314.386,83
TIR	10,56%

(Fuente: Propia, 2018)

Se recupera la inversión inicial en aproximadamente 6 años. El interés de 8,02% es menor a la tasa interna de retorno (TIR) de 10,56%.

3.2. Costo-beneficio del calentamiento de agua con gases de escape

La decisión de instalar o no un intercambiador de calor para recuperar los gases de escape de los motores Waukesha dependerán de un análisis de costos y beneficios que se obtendrán con la implementación de este proyecto. La recuperación de calor de gases de escape significaría un ahorro económico para el proceso de Petroamazonas E.P, e implica inversiones de capital para su diseño, implementación y mantenimiento de los equipos a instalar.

3.2.1. Cálculo de la inversión inicial

La adquisición de los intercambiadores de calor e implementación con todos los sistemas auxiliares que éste requiere significa la necesidad de disponer de un capital y realizar una inversión.

Todos los costos se han tomado en base a cotizaciones realizadas a empresas que ofertan los materiales que se necesita para el proyecto. Los costos se muestran en las siguientes tablas.

Tabla 3.7. Costos de inversión del proyecto.

INVERSIÓN INICIAL			
Descripción	Cant.	Valor unit.	Valor total
Intercambiador de calor	4	\$ 25.200,00	\$ 100.800,00
Tubería de acero al carbono 6" [mts]	700	\$ 209,47	\$ 146.629,00
Aislamiento térmico, tubería de 6" [mts]	700	\$ 60,00	\$ 42.000,00
Soporte para intercambiadores	4	\$ 6.500,00	\$ 26.000,00
Transmisores de temperatura (0-200) °C	8	\$ 4.695,50	\$ 37.564,00
Válvula de control	1	\$ 33.000,00	\$ 33.000,00
Valvulas de globo	12	\$ 3.999,52	\$ 47.994,24
Transmisores de presión (0-200) PSI	8	\$ 4.695,50	\$ 37.564,00
Transmisores de flujo (0-1000) gpm	2	\$ 4.695,50	\$ 9.391,00
Termocuplas tipo K	5	\$ 200,00	\$ 1.000,00
Indicadores de temperatura	8	\$ 200,00	\$ 1.600,00
Grupo motor eléctrico + bomba	2	\$ 5.250,00	\$ 10.500,00
Arrancador suave SIEMENS	2	\$ 1.079,00	\$ 2.158,00
Manómetros de presión	10	\$ 150,00	\$ 1.500,00
Cableado instrument. [mts]	4500	\$ 12,96	\$ 58.320,00
Bandejas para cables, escalerilla 12"	500	\$ 80,00	\$ 40.000,00

Programación de control y automatización	1	\$ 20.000,00	\$ 20.000,00
Capacitación al personal	20	\$ 300,00	\$ 6.000,00
Fiscalización	1	\$ 40.000,00	\$ 40.000,00
Subtotal			\$ 662.020,24
Accesorios (4%)	1	\$ 22.508,69	\$ 22.508,69
Ingeniería del proyecto	1	\$ 99.303,04	\$ 99.303,04
Montaje del proyecto	1	\$ 66.202,02	\$ 66.202,02
Pruebas de arranque	1	\$ 13.240,40	\$ 13.240,40
(Fuente: Propia, 2018)			
			TOTAL \$ 863.274,4

3.2.2. Cálculo de flujos de caja

Expulsar al ambiente los gases de escape de los motores supone una gran pérdida de energía térmica para la industria, el aprovechamiento de este gas residual ayuda a aumentar la eficiencia en el consumo del combustible y además un importante ahorro económico.

La implementación de los intercambiadores de calor permite aprovechar los gases de escape de Waukesha en un intercambiador para calentar agua y ahorrar el gas que se quema actualmente en los hornos H-320 A/B. El volumen de gas medido para calentar el agua en los hornos es.

$$\dot{V}_{gas} = 338 [mscf]$$

Cada horno consume:

$$\dot{V}_{gas} = 169 [mscf]$$

Debido a que el bloque 15 cuenta con 26 moto generadores a gas y la producción actual de gas no abastece la demanda de combustible para todos, esto obliga a tener motores apagados. El caudal volumétrico que se quema en un horno H320 puede ser utilizado en un motor a gas y generar 400 [kW] para dejar de generar la misma potencia en un motor Caterpillar de diésel modelo 3412 que consume aproximadamente 650 [gpd] como se lo hace actualmente. Con el caudal volumétrico y el costo del combustible diésel se calcula el costo diario para el funcionamiento de un motor Caterpillar.

$$Costo_{combustible} = 500 \left[\frac{gal}{d} \right] * \$1,58 \left[\frac{dolares}{gal} \right]$$

$$Costo_{combustible} = \$ 790,00 \left[\frac{dolares}{dia} \right]$$

El ahorro de dinero anual sería de:

$$Costo_{combustible} = \$ 288.350,0 \left[\frac{\text{dolares}}{\text{año}} \right]$$

Este valor será tomado como flujo de caja ya que es el ahorro que se tendría por dejar de utilizar generación a diésel, ya que el gas que se utilizaba en un horno H-320 se lo utilizaría en generación a gas.

3.2.3. Cálculo de VAN

Los flujos de caja netos anuales son los ahorros que se calcularon en el combustible en la sección 3.2.2 y cuyo valor es \$288.350,00 por año. La tasa de interés usada es 8,02% tomada del Banco Central de Ecuador para proyectos de inversión pública del mes de febrero/2018. Los valores obtenidos se muestran en la tabla 3.8.

Tabla 3.8. Cálculo del valor actual neto (VAN).

VAN	
Tasa de interés	8,02%
Año	Flujo de caja neto
Inversión inicial	(\$ 863.274,39)
1	\$ 288.350,00
2	\$ 288.350,00
3	\$ 288.350,00
4	\$ 288.350,00
5	\$ 288.350,00
6	\$ 288.350,00
7	\$ 288.350,00
8	\$ 288.350,00
9	\$ 288.350,00
10	\$ 288.350,00
VAN	\$ 1.069.833,37

(Fuente: Propia, 2018)

3.2.4. Cálculo del TIR

En esta sección se calcula la tasa interna de retorno en todo su ciclo de vida definido en 10 años para proyectos de repotenciación de plantas existentes.

Tabla 3.9. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).

TIR	
Tasa de interés	VAN
0%	\$ 3.090.058,98
5%	\$ 1.988.797,29
10%	\$ 1.283.481,60
15%	\$ 813.840,97
20%	\$ 489.611,65
25%	\$ 258.178,21
30%	\$ 87.866,20
35%	(\$ 40.978,33)
40%	(\$ 140.902,73)
45%	(\$ 220.134,71)
50%	(\$ 284.206,89)
TIR	31,19%

(Fuente: Propia, 2018)

Se recupera la inversión inicial en aproximadamente 3 años. El interés de 8,02% es menor a la tasa interna de retorno (TIR) de 31,19%.

3.3. Costo-beneficio de generación eléctrica con vapor.

Otra alternativa para el aprovechamiento de los gases de escape es la generación de electricidad utilizando una caldera de recuperación que utilice los gases de escape para generar vapor y expandirlo en una microturbina. A continuación, se va a analizar los costos que involucran la implementación de esta alternativa y la factibilidad del proyecto.

3.3.1. Cálculo de la inversión inicial

El planteamiento del proyecto es la instalación de 4 microturbinas de ciclo Rankine, esto implica que para cada motor independiente deben instalarse todo el conjunto compuesto por: caldera de recuperación, micro turbina de vapor, condensador, sistema de bombeo y auxiliares. El análisis del costo beneficio se va a realizar para un motor.

Tabla 3.10. Costos de inversión del proyecto.

INVERSION INICIAL				
		Cant.	Costo	Total
1	Diseño e ingeniería preliminar/detalle	1	\$ 65.000,00	\$ 65.000,00
2	Procura de materiales			
	Microturbina de vapor&generador eléctrico; modelo: S2E50; Potencia 55 [kWe]	1	\$ 57.960,00	\$ 57.960,00
	HRSG (recuperador de gases de escape); Potencia 355 [kWt]; Temp. entrada/salida gases: 500/160 [°C]; Temp. entrada/salida agua: 325/100 [°C].	1	\$ 193.200,0	\$ 193.200,0
	Intercambiador de calor aire/agua (condensador); P=320 [kWt].	1	\$ 10.881,02	\$ 10.881,02
3	Instalación de circuito hidráulico			
	Bomba alta presión de caudal 2,47 [gpm]; 0,15 [kW]; hmáx 391 ft.	1	\$ 760,00	\$ 760,00
	Tubería de 1 1/2", cedula 80 para circuito alta presión	40	\$ 30,32	\$ 1.212,80
	Tubería de 4", cedula 80 para circuito baja presión	15	\$ 4,00	\$ 60,00
	Válvula globo 1 1/2" para seccionamiento	6	\$ 120,00	\$ 720,00
	Válvula globo 4"/cedula 80 para seccionamiento	2	\$ 2,40	\$ 4,80
	Reducciones de 4" a 1 1/2" cedula 80.	4	\$ 375,00	\$ 1.500,00
	Filtro de agua, 100 micras	1	\$ 356,00	\$ 356,00
	Accesorios varios circuitos hidráulicos.	1	\$ 5.000,00	\$ 5.000,00
4	Sistemas auxiliares de generación de potencia con vapor			
	Sistema de drenaje de condensados	1	\$ 1.500,00	\$ 1.500,00
	Sistema de lubricación	1	\$ 500,00	\$ 500,00
	Sistema de aire comprimido	1	\$ 100,00	\$ 100,00
5	Montaje e instalación			
	Obras civiles para el montaje de equipo.	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
	Fabricación de tuberías y accesorios para conexión de partes equipo. (Mecánico).	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
	Instalación de conduit y cableados de fuerza y control.	1	\$ 5.000,00	\$ 5.000,00
	Fiscalización, comisionado y puesta en marcha.	1	\$ 15.000,00	\$ 60.000,00
	Accesorios	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
	Capacitación y entrenamiento	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
	Total inversión			\$ 443.754,6

(Fuente: Propia, 2018)

3.3.2. Cálculo de flujos de caja

Para encontrar el flujo de caja neto se considera dos variables: la energía generada por la turbina menos la energía consumida por los sistemas auxiliares, el costo del kilowatio-hora utilizado para los cálculos es el costo promedio que maneja el bloque 15 de Petroamazonas para su generación térmica a base de crudo, gas o diésel que es de 0,14 centavos de dólar. El flujo de caja anual es de \$ 42.432,77.

Tabla 3.11. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).

FLUJOS DE CAJA				
Equipo	Potencia [kW]	Costo del kWh	Energía generada [kWh] / mes	Flujo de caja / año
Ingresos brutos por generación de electricidad con vapor	47,49	\$ 0,14	34.192,80	
Consumo de auxiliares			8.935,20	
Diferencia de energía neta		\$ 0,14	25.257,60	\$ 42.432,77

(Fuente: Propia, 2018)

3.3.3. Cálculo de VAN

Los flujos de caja netos anuales son \$42.432,77. La tasa de interés usada es 8,02% tomada del Banco Central de Ecuador para proyectos de inversión pública del mes de febrero/2018. Debido al bajo valor de flujo de caja se proyecta la recuperación para 15 años. Los valores obtenidos se muestran en la tabla 3.12.

Tabla 3.12. Cálculo del valor actual neto (VAN).

VAN	
Tasa de interés	8,02%
Año	Flujo de caja neto
Inversión inicial	-\$ 443.754,62
1	\$ 42.432,77
2	\$ 42.432,77
3	\$ 42.432,77
4	\$ 42.432,77
5	\$ 42.432,77
6	\$ 42.432,77

7	\$ 42.432,77
8	\$ 42.432,77
9	\$ 42.432,77
10	\$ 42.432,77
11	\$ 42.432,77
12	\$ 42.432,77
13	\$ 42.432,77
14	\$ 42.432,77
15	\$ 42.432,77
VAN	(\$ 80.995,37)

(Fuente: Propia, 2018)

3.3.4. Cálculo del TIR

Se calcula la tasa interna de retorno en todo su ciclo de vida definido en 15 años para proyectos nuevos de implementación.

Tabla 3.13. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).

TIR	
Tasa de interés	VAN
0,00%	\$ 192.736,90
2,50%	\$ 81.621,50
5,00%	-\$ 3.317,00
7,50%	-\$ 69.195,50
10,00%	-\$ 121.007,62
12,50%	-\$ 162.302,57
15,00%	-\$ 195.634,53
17,50%	-\$ 222.863,84
20,00%	-\$ 245.361,38
22,50%	-\$ 264.148,70
25,00%	-\$ 279.995,43
27,50%	-\$ 293.487,46
30,00%	-\$ 305.075,38
32,50%	-\$ 315.109,07
35,00%	-\$ 323.862,85
37,50%	-\$ 331.553,66
TIR	4,89%

(Fuente: Propia, 2018)

No se recupera la inversión inicial en la proyección de los 15 años. El interés de 8,02% es mayor a la tasa interna de retorno (TIR) de 4,89%.

3.4. Análisis de resultados

3.4.1. Balance de energía

Las condiciones de trabajo reales a las cuales funcionan los motores Waukesha en el bloque 15 de Petroamazonas son diferentes a las que utiliza el fabricante para el cálculo del balance térmico; esto se debe a la calidad del gas combustible utilizado, temperatura ambiente de trabajo, altitud en la cual está la instalación y por último la cantidad de potencia eléctrica que entrega a la red. En la tabla 3.14 se comparan los balances térmicos.

Tabla 3.14. Comparación del balance energético.

Porcentaje de carga al 80%	Datos del fabricante		Datos calculados	
	Balance de calor Q[kW]	Porcentaje [%]	Balance de calor Q[kW]	Porcentaje [%]
Consumo de gas	3304,00	LHV=900 [BTU/ft ³]	3184,15	LHV=970,9 [BTU/ft ³]
Potencia eléctrica	1104,00	33,40%	800,00	25,12%
Agua enfriamiento de camisas	1033,00	31,27%	899,60	28,25%
Agua de enfriamiento de aire y aceite	170,00	5,15%	144,00	4,52%
Gases de escape	962,00	29,12%	541,72	17,01%
Radiación + otras pérdidas	35,00	1,05%	798,83	25,09%
(Fuente: Propia, 2018)	TOTAL	100,00%	TOTAL	100,00%

3.4.2. Mejoramiento de la eficiencia en el consumo de combustible

En el capítulo 2 se encontró la eficiencia del motor Waukesha a las condiciones de trabajo reales y cuyo valor es de 25,12%. Con la utilización de la energía térmica del agua de camisas para la refrigeración por absorción se va a consumir aproximadamente 185 [kW] y con la utilización de gases de escape en el intercambiador de calor se utiliza 325,83 [kW]; por lo que, la eficiencia en el consumo de combustible es:

$$\eta = \frac{P_{\text{eléctrica}} + P_{\text{absorción}} + P_{\text{intercambiador}}}{P_{\text{gas}}}$$

$$\eta = \frac{800 + 185 + 325,83 \text{ [kW]}}{3184,15 \text{ [kW]}}$$

$$\eta = 41,17 \%$$

3.4.3. Disminución de los gases contaminantes al ambiente

El uso de combustibles fósiles tiene gran incidencia en la contaminación ambiental lo que ha provocado daños irreparables desde tierras de cultivo hasta el agua de consumo humano; por lo que, es necesario analizar en este proyecto el impacto al medio ambiente por la quema de los combustibles fósiles. La contaminación ambiental ha alcanzado niveles altos y se ha convertido en una real amenaza para el planeta, esto ha provocado consecuencias como enfermedades de cáncer, asma, problemas cardiacos, efectos como calentamiento global, smog, lluvia acida y el cambio climático. Para contrarrestar los problemas mencionados se han creado organismos de control para implantar parámetros permisibles de contaminación e incentivar la investigación y el desarrollo de energías limpias.

- **Reglamento Sustitutivo del Reglamento Ambiental para las Operaciones Hidrocarburíferas en el Ecuador**, Decreto Ejecutivo Nº 1215, publicado en el Registro Oficial Nº 265, de 13 de febrero de 2001(RAOHE).
- **Acuerdo Ministerial Nº 091**, “Límites Máximos Permisibles para emisiones a la Atmósfera provenientes de fuentes fijas para actividades Hidrocarburíferas”; publicado en el Registro Oficial Nº 430, de 4 de enero de 2007.

Se fijan los valores máximos permisibles de emisiones a la atmósfera para los diferentes tipos de combustibles en función de la cantidad de oxígeno de referencia a condiciones normales de presión y temperatura.

Tabla 3.15. Límites máximos permitidos para emisiones de MCI.

Contaminante (mg/Nm ³) ^a	Tipo de combustible		
	GLP o Gas	Diesel	Bunker o crudo
Material Particulado (MP)	N.A.	100	150
Oxidos de Carbono (CO)	N.A.	1500	150
Oxidos de Nitrógeno (NOx)	1400	2000	2000
Oxidos de Azufre (SO ₂)	30	700	1500
HAPs	0,1	0,1	0,1
COVs	5	10	10

a) Expresado al 15% de O₂, en condiciones normales y en base seca.

(Fuente: Registro Oficial Nº 430, enero de 2007)

El efecto invernadero es otra consecuencia de la contaminación ambiental, éste se produce por la obstrucción de la radiación infrarroja emitida por la tierra hacia el espacio, el principal gas de efecto invernadero es el dióxido de carbono CO₂, el cual es producto

de la combustión de gasolina, bunker, jet fuel, gas natural, etc. Las emisiones de los gases contaminantes de un motor que consume diésel son mayores que un motor que consume gas, en las tablas 3.16 y 3.17 podemos ver los resultados de las mediciones de cada motor de acuerdo con el tipo de combustible que consume.

Tabla 3.16. Resultados de emisiones al ambiente de motores Waukesha.

Resultados y valores norma									
Locación	Equipo	Características del motor		Parámetros					
				(mg / m3 gscn) ^a				mg C / dsm ³	
		MP	SO ₂	NO _x	CO	COV's	HAP's		
		Código PAM	Combustible	N.A.	30*	1400*	N.A.	5	0,1
BLOQUE 15 CPF	WAUKESHA	MG-301-3G	GAS	N/M	<17	997	607	N/M	N/M
	WAUKESHA	MG-103G	GAS	N/M	<22	1306	856	N/M	N/M
	WAUKESHA	MG-102G	GAS	N/M	<22	1048	792	N/M	N/M

^a= Corregidas al 7% de Oxígeno, en condiciones normales y base seca

*=Límites máximos permisibles

N/M = No Medido

(Fuente: Servicios industriales y ambientales Eismaster, junio 2016)

Tabla 3.17. Resultados de emisiones al ambiente de motores Caterpillar.

Resultados y valores norma									
Locación	Equipo	Características del motor		Parámetros					
				(mg / m3 gscn) ^a				mg C / dsm ³	
		MP	SO ₂	NO _x	CO	COV's	HAP's		
		Código PAM	Combustible	100*	700*	2000*	1500*	10	0,1
BLOQUE 15 CPF	CATERPILLAR	MG-601-2	DIESEL	N/M	266	1423	137	N/M	N/M
	CATERPILLAR	MG-601-4	DIESEL	N/M	232	1310	210	N/M	N/M
	CATERPILLAR	MG-521-4	DIESEL	N/M	207	1308	164	N/M	N/M
	CATERPILLAR	MG-W13	DIESEL	N/M	254	1503	130	N/M	N/M

^a= Corregidas al 7% de Oxígeno, en condiciones normales y base seca

*=Límites máximos permisibles

N/M = No Medido

(Fuente: Servicios industriales y ambientales Eismaster, junio 2016)

Realizar el cambio de un motor Waukesha que funciona con gas por un motor Caterpillar a diésel ayudara a disminuir las emisiones al medio ambiente, las ganancias de implementar este proyecto no solo son económicas sino también ambientales.

3.4.4. Ahorros económicos y energéticos con refrigeración por absorción

En los moto generadores Waukesha se usan radiadores para la disipación del calor proveniente del motor, estos radiadores están equipados con 6 motores eléctricos de 15 [hp]/11,19 [kW] que disipan el calor al medio ambiente. Al usar la energía térmica del circuito de enfriamiento del motor para el sistema de absorción se usa parte de ella y como consecuencia de esta optimización se apagan 2 motores eléctricos de 15 [Hp] con un ahorro de energía total de 537,12 [kWh] por día y con un ahorro diario de \$75,20 por este concepto.

La diferencia de consumo de energía eléctrica por año entre los equipos de aire acondicionado por compresión + motores eléctricos de radiadores y por absorción es 464.614,51 [kWh]; es decir, los equipos de absorción tienen un consumo de energía eléctrica de 79,60% menor que los equipos por compresión.

El ahorro en el consumo de la energía eléctrica tiene dos efectos positivos: permite la utilización de esta energía para otros usos optimizando la generación térmica y también reduce la cantidad de emisiones al medio ambiente porque se reduce la demanda eléctrica.

3.4.5. Ahorros económicos y energéticos para calentamiento de crudo.

Con el calentamiento del crudo con los gases de escape de tres de los cuatro motores Waukesha se liberan aproximadamente 260 [mscf] de gas asociado de petróleo y que pueden generar un aproximado de 800 [kWe] que los requiere Petroamazonas por ser deficitario de energía eléctrica. Desde el punto de vista energético se recuperan 325,83 [kWt] de los gases de escape eliminando la fuente de emisión de gases de efecto invernadero de uno de los hornos H-320. Desde el punto de vista económico el gas liberado del horno se puede generar aproximado diariamente 19200 [kWhe] con una producción diaria de \$2688,00 en base al costo del kilowatio-hora de \$0,14; al año \$981120,00.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Comparando los valores calculados del balance térmico del motor Waukesha a condiciones reales de trabajo con respecto al balance presentado por el fabricante y que se muestran en la tabla 3.14 se observa que estos se encuentran en rangos similares y por tanto se concluye la consistencia de los resultados obtenidos en los cálculos realizados.
- La implementación de los intercambiadores de calor utilizando los gases de escape es rentable ya que el retorno de la inversión de \$ 863.274,39 se recupera a mediano plazo aproximadamente 3 años según el análisis de costos-beneficio, siendo un proyecto viable económicamente a más de aportar a la reducción del impacto ambiental.
- La implementación de la refrigeración por ciclo de absorción utilizando el agua de enfriamiento de camisas es rentable ya que el retorno de la inversión de \$776.574,81 se recupera en el mediano plazo menor a 6 años.
- La energía térmica disponible en el circuito de enfriamiento del intercooler de aire de admisión y aceite lubricante de 144 [kW] no es suficiente para ser aprovechada en un proceso de transferencia de calor debido a que es una energía de baja entalpía y cuya temperatura máxima es de 45 [°C] muy cercana a la temperatura ambiente. Por lo indicado anteriormente esta energía térmica no es aprovechable.
- La eficiencia en el consumo de combustible del motor Waukesha a las condiciones de trabajo reales es de 25,12%. Con la utilización de la energía térmica contenida en los gases de escape y agua de enfriamiento de camisas se incrementó la eficiencia en el consumo de combustible a 43,52%.
- Con la energía térmica disponible calculada en la sección 2.1.3 en los gases de escape de 541,72 [kWt] se pueden aprovechar 325,83 [kWt] para calentamiento de crudo y con la misma cantidad de energía térmica se pueden generar mediante una turbina de vapor 57,23 [kWe] según los cálculos indicados en la sección 2.4; por lo que, es más rentable y factible la utilización de los gases de escape para el calentamiento de crudo.

- Debido a que la producción de gas asociado para generación eléctrica en el Bloque 15 de Petroamazonas E.P no abastece para todos los motores instalados, al recuperar el gas utilizado en el horno H-320 se obtendría más cantidad de gas para la generación a gas y disminuir la generación a diésel. Adicional se tiene un beneficio económico ya que el costo del kilowatio-hora a diésel es mayor que el de gas.
- Los costos de inversión inicial para la generación de vapor son elevados en instalaciones en las cuales no se tienen fuentes de vapor y sumado a la cantidad y calidad de la energía térmica residual del motor Waukesha analizado limitan la cantidad de potencia eléctrica a obtener con turbinas de vapor y según los resultados obtenidos del análisis costo-beneficio para este caso no es rentable su implementación en el bloque 15 de Petroamazonas.
- Con la recuperación del gas asociado para generar en un motor a gas se lograría la reducción de emisiones al ambiente al reemplazar el uso de diésel en la generación eléctrica por gas asociado debido a que un motor a diésel contamina más que un motor a gas.
- En los cálculos realizados en el aprovechamiento de los gases de escape para calentar agua en un sistema cerrado de 3 intercambiadores de calor en serie y posterior calentar crudo se observa que la eficiencia del motor tiene un incremento considerable de 25,13%, hasta un 35,35 %, esto debido a que los gases de escape al salir a 500 [°C] son un flujo energético con alta entalpia, lo que hace que su aprovechamiento en cogeneración utilizando intercambiadores de calor tenga una eficiencia considerada alta.

4.2. Recomendaciones

- En el diseño y proyección de nuevas plataformas para facilidades petroleras como es el caso del bloque 43 (ITT) se recomienda a la alta gerencia de Petroamazonas E.P. analizar e impulsar este tipo de proyectos que contribuyen al ahorro de recursos, mejoramiento de los procesos y reducción de las emisiones al medio ambiente, dando una imagen al sector petrolero alineado a la conservación de medio ambiente a más de ser rentable económicamente como muestra el análisis costo-beneficio.

- El proyecto debe ser difundido a las áreas de proyectos, operación y mantenimiento; capacitar a los involucrados en el diseño, análisis económico y manejo de cogeneración y trigeneración, de esta manera se optimizarían los recursos de la empresa con un manejo adecuado y seguro conforme los estándares de calidad.
- Es importante cuantificar la energía térmica que un proceso desperdicia para analizar propuestas o aplicaciones que se le puede dar a ésta, empezar por calcular la exergía o potencia térmica útil nos ayuda a elegir la aplicación más adecuada.
- Podemos aumentar la eficiencia en el consumo del combustible de los motores de combustión interna analizando las pérdidas de energía producto de su ciclo termodinámico y buscar aplicaciones adecuadas, sin afectar el funcionamiento normal del motor ni su desempeño.
- Este estudio se debería extender a todos los motores de combustión interna de Petroamazonas con la finalidad de recuperar la energía térmica disponible con el único objetivo de optimizar los recursos energéticos, económicos y que actualmente están generando entropía.

Referencias Bibliográficas

- [1] Fraile Diego. (2007/2008). *“Cogeneración: aspectos tecnológicos”*. Disponible: http://api.eoi.es/api_v1_dev.php/fedora/asset/eoi:45276/componente45275.pdf
- [2] FENERCOM Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. (2010). *“Guía de la cogeneración”*. Disponible: www.fenercom.com.
- [3] Cengel A. Yunus, Michael A. Boles. (2012). *“Termodinámica”*. (7ma edición). McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- [4] Sonntag Richard E; Claus Borgnakke; Gordon J. Van Wylen. (2003). *“Fundamentals of thermodynamics”*. (6ta edition). John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ, England.
- [5] Smith; Van Ness; Abbott. (1997). *“Introducción a la termodinámica en la ingeniería química”*. (5ta edition). McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- [6] Moran Michael J.; Howard N. Shapiro. (2006). *“Fundamentals of engineering thermodynamics”*. (5ta edición). John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ, England.
- [7] Cengel A. Yunus. (2007). *“Transferencia de calor y masa”*. (3ra edición). McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- [8] Gómez-Acebo Tomás. (2005). *“Termodinámica”*. Disponible: www.tecnun.es.
- [9] Stone Richard. (2003). *“Introduction of internal combustion engines”*. (2da edition). The macmillan press ltda.
- [10] Yazaki energy system. (2012). *“Plantas enfriadoras de agua por ciclo de absorción alimentadas por agua caliente”*. Disponible: www.yazakienergy.com
- [11] Renovetec. (2012). *“Plantas de cogeneración”*. Disponible: www.energiza.org.
- [12] FAEN Fundación Asturiana de la energía. (2016). *“Cogeneración de pequeña potencia”*. Disponible: www.faen.es.

- [13] Absorsistem. (2014). *“Especialista en eficiencia y ahorro en costes energéticos”*. Disponible: <http://www.absorsistem.com>.
- [14] Renovables verdes “Ventajas de cogeneración” (2016). Disponible: www.renovablesverdes.com
- [15] Kern Donald D. (1999). *“Procesos de transferencia de calor”*. (31va edición). COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. de C.V.
- [16] Plantas de cogeneración, “Calderas de recuperación” (2009-2013). Disponible: <http://www.plantasdecogeneracion.com/index.php/calderas-de-recuperacion>
- [17] General Electric Waukesha Gas Engine. (2010). *“Waukesha specification VHP L7042GSI”*. Disponible: http://www.wpowerproducts.com/prodlimages/prod2299/L7042GSI-7011_1010.pdf
- [18] General Electric Waukesha Gas Engine. (2012). *“Waukesha engines & engine systems installation”*. (10th edition). U.S.A.
- [19] Trane corporation. (2012). “Fan Coils”. Disponible: www.trane.com.
- [20] TEVA Técnicas evaporativas T.L. (2013). *“Torres de refrigeración serie TVAP”*. Disponible: www.teva.es.
- [21] Biocalora corporación. (2014). *“Microturbinas de vapor S2E 50-250”*. Disponible: www.gruponovaenergia.com.
- [22] Serth Robert W. (2007). *“Process Heat Transfer Principles and Applications”*. (1ra edición). Printed and bound in USA.

Anexos

Anexo I: Tabla de propiedades de agua saturada

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _g , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁶	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁶	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁶	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁶	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁶	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁶	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁶	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁶	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁶	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0656	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁶	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁶	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁶	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	982.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁶	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁶	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.6	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁶	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁶	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁶	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁶	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁶	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.56	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁶	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁶	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁶	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁶	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁶	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁶	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁶	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁶	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁶	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁶	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁶	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁶	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁶	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁶	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁶	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁶	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁶	0.902	1.69	2.955 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁶	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁶	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁶	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁶	—	—	—

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Nota 2: La unidad kJ/kg · °C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg · K y la unidad W/m · °C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m · K.

Fuente: Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), págs. 291-1322. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

Anexo II: Tabla de propiedades del aire


Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7205
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , ν y α a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

Anexo III: Cromatografía de gas asociado de petróleo del B-15

	DEPARTAMENTO DE QUIMICOS OPERACIONES BLOQUE 15	
	CPF	
	Análisis No. B15-CRGA-026	Fecha: 08-Marzo-2015
Cromatografía de gas asociado de petróleo para generación		

SAMPLE FROM	ENTRADA GENERACIÓN CPF
PRESSURE (psig)	80
TEMPERATURE (°F)	78
DATE	8-Mar-15
PRODUCER SAND:	
PARAMETER	FRACTION % Molar
NITROGEN	4.60
METHANE	49.67
CARBON DIOXIDE	23.70
ETHANE	6.37
WATER	0.04
PROPANE	3.05
i-BUTANE	1.93
n-BUTANE	2.91
i-PENTANE	0.96
n-PENTANE +	0.54
n-HEXANE +	0.13
n-HEPTANE +	0.01

GAS PROPERTIES @ 14.7 psig & 60° F		
Gross Heating Value	1,065.9	BTU / ft ³
Net Heating Value	970.9	BTU / ft ³
Molecular Weight	29.7	lb/lb-mol
Compressibility Factor	0.9945	
Density	0.0786	lb / ft ³
S.G.	1.0294	
Density	1.2598	Kg / m ³

GAS PROPERTIES @ 80 psig & 78° F		
Compressibility Factor	0.9854	
Density	0.2621	lb / ft ³
S.G.	1.0389	
Density	4.2016	Kg / m ³

LUIS CANO BLOQUE 15 CPF

 Petroamazonas
 EP.

Ing. Luis Cano

Anexo IV: Norma Ashrae 62.1-2007

TABLA 6-1 RATAS MINIMAS DE VENTILACION EN ZONAS DE RESPIRACION
(Esta tabla no es válida aisladamente; debe ser usada en conjunto con las notas que la acompañan.)

Categoría de ocupación	Rata de aire exterior para personas R_p		Rata de aire exterior del área R_a		Notas	Valores por defecto		Clase de aire	
	cfm/ persona	L/s- persona	cfm/ pie ²	L/s- m ²		Densidad de ocupación (Ver Nota 4)	Rata combinada de aire exterior (Ver Nota 5)		
						#/1000 pie ² or #/100 m ²	cfm/ persona		L/s- persona
Centros correccionales									
Celdas	5	2.5	0.12	0.6		25	10	4.9	2
Cuartos de día	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Estaciones de vigilancia	5	2.5	0.06	0.3		15	9	4.5	1
Registro (España)	7.5	3.8	0.06	0.3		50	9	4.4	2
Centros educativos									
Preescolares (hasta los 4 años)	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Preescolares cuartos de enfermos	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	3
Salones de clase (edad 5-8)	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Salones de clase (edad 9 +)	10	5	0.12	0.6		35	13	6.7	1
Salón de clase de conferencias	7.5	3.8	0.06	0.3		65	8	4.3	1
Auditorio de conferencias (Sillas fijas)	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Salón de clase de arte	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Laboratorios de ciencias	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Laboratorios universidades/ colegios	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Taller Madera / metal	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Laboratorio de computadoras	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Centro de media	10	5	0.12	0.6	A	25	15	7.4	1
Música/teatro/danza	10	5	0.06	0.3		35	12	5.9	1
Salón multi-usos	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1
Servicios de comidas y bebidas									
Salones de comida de restaurantes	7.5	3.8	0.18	0.9		70	10	5.1	2
Salones de cafetería/comidas rápidas	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7	2
Barres, y salones de coctel	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7	2
General									
Zonas de acceso	5	2.5	0.06	0.3		25	10	5.1	1
Estaciones de café	5	2.5	0.06	0.3		20	11	5.5	1
Conferencias/reuniones	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Comedores	—	—	0.06	0.3		—	—	—	1
Salones de almacenamiento	—	—	0.12	0.6	B	—	—	—	1
Hotels, Motels, Condominios y dormitorios									
Alcoba/salon de estar	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Áreas de dormitorio, barracas	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4.0	1
Áreas de lavandería central	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	2
Cuartos de lavandería con unidades compartidas	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Vestíbulo / pasillo de entrada	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8	1
Asambleas multi-propósito	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1

Anexo V: Cotización del equipo de absorción



PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA POR CICLO DE ABSORCIÓN YAZAKI WFC SC TARIFA 2017

MODELOS	REFRIGERACIÓN			P.V.P.
	RT	KW	frig/h	Euros
WFC SC5	5	17,6	15.140	31.406,00 €
WFC SC10	10	35,2	30.270	39.624,00 €
WFC SC20	20	70,3	60.460	51.289,00 €
WFC SC30	30	105,0	90.300	59.607,00 €
WFC SC50	50	176,0	151.360	85.098,00 €

Descuento aplicable al instalador: **20%**



Yazaki serie WFC SC

Incluye:

- Suministro en nuestro almacén.
- Garantía de 1 año en piezas y mano de obra por defectos de origen, desde la fecha de la puesta en marcha o 15 meses desde la fecha de entrega.
- Puesta en marcha en el lugar de la instalación, mano de obra y desplazamiento.

Excluye:

- Transporte desde nuestro almacén al punto de destino.
- El IVA (actualmente al 21%).

Anexo VI: Cotización del recuperador de gases de escape



TECHNICAL SPECIFICATION

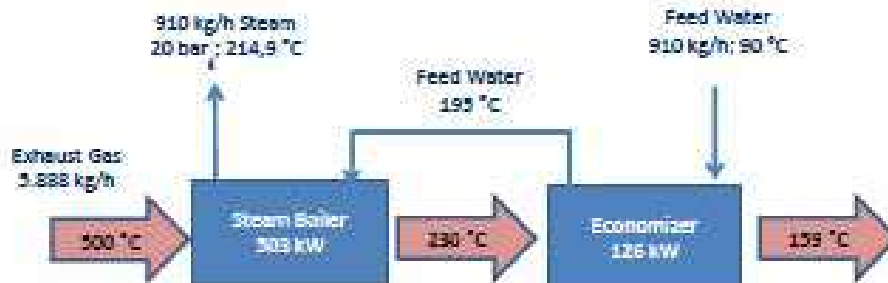
Rev.00

Page 1 / 1



BALANCE TÉRMICO
THERMAL BALANCE

Potencia térmica / thermal output	KW	620	
Lado gases de escape / EXHAUST SIDE			
Caudal / flow rate	kg/hr	5.888	
Temperatura de entrada / inlet temperature	°C	500	
Temperatura de salida / outlet temperature	°C	150	
Contrapresión / pressure drop	mbar	25	
Lado agua-vapor / WATER-STEAM SIDE			
Caudal / flow rate	kg/h	910	
Temperatura de entrada / inlet temperature	°C	90	(alimentación / feed water)
Temperatura de salida / outlet temperature	°C	214,9	(vapor saturado / saturated steam)
Presión saturado / steam pressure	bar _g	20	



Total exhaust gas pressure loss: 23 mbar

RE: Consulta sobre Intercambiadores de calor para gases de escape |
www.aprovis.com

Manfred Abt <Manfred.Abt@aprovis.com>

Thu 19/04/2018 9:11

Re: guido renato calzalusa casa <guidorenato@hotmail.com>

Cc: saul_mollocana@petroamazonas.ec <saul_mollocana@petroamazonas.ec>

📎 1 archivo adjunto (229 KB)

AP-A101713_Thermal balance_SGCE_2018erg.pdf

Estimado Guido,

Un generador de este tipo nos daría unos 910 kg/h de vapor saturado.

Un paquete de

- Caldera
- Equipamiento de seguridad con armario de control (pantalla táctil), con acceso remoto y conexión Profibus/ModBus, programación propia
- Aislamiento térmico muy elaborado
- Bypass para gases de escape, con válvulas modulables
- Grupo de bombas (variadores de frecuencia)
- Tanque de enfriamiento de pargas, automatizado
- Puesta en marcha
- Embalaje marítimo

Es de unos 150.000€.

Saludos cordiales,

Manfred Abt
Project engineer



Tel: +49 (9826) 6583 - 344 | Móvil: +49 (151) 120 07 711

Email: manfred.abt@aprovis.com | Web: <http://www.aprovis.com>

♻️ Please consider the environment before printing this email.

From: guido renato calzalusa casa [mailto:guidorenato@hotmail.com]

Sent: Thursday, April 19, 2018 6:42 AM

To: Manfred Abt

Cc: saul_mollocana@petroamazonas.ec

Subject: Re: Consulta sobre Intercambiadores de calor para gases de escape | www.aprovis.com

Hola Manfred saludos,

Por favor me puede indicar sobre el estado de la proforma del generador de vapor con gases de escape.

<https://outlook.live.com/owa/?path=/mailbox>

1/5

Anexo VII: Cotización de intercambiadores de calor de flujo cruzado



Quito, 28 de noviembre de 2017

Sr. Guido Caizaluisa
PETROAMAZONAS EP
Ciudad. -

INTERCAMBIADOR DE CALOR GASES DE COMBUSTION – AGUA

Fabricado localmente de acuerdo a las normas del Código ASME.

CARACTERISTICAS:

POTENCIA:	335.000 BTU/H
PRESION DE OPERACION:	100 PSIG
TIPO DE CALDERA:	Horizontal
ARREGLO DE TUBOS:	Pirotubular
NUMERO DE PASOS:	Un paso

Este intercambiador de calor será fabricado con los mejores materiales recomendados por el Código ASME.

El acero utilizado en esta construcción debe ser de primera calidad, ya que debe resistir la carga a elevadas temperaturas.

CUERPO, Y PLACAS TUBULARES:	ASTM A – 516 Grado 70
TUBOS SIN COSTURA:	St. 35.8 DIN 17.175 o 178 A

Los tubos estarán sujetos a los espejos mediante el proceso de expansión y rebordo, lo que facilita a futuro cambiar los tubos sin dificultad.

Los espejos serán fabricados mediante el proceso de corte con plasma gobernado con CONTROL NUMERICO (CNC), lo cual garantiza la rapidez y la exactitud en la perforación. Cabe anotar que esta mesa de corte para fabricación de espejos de calderas es única en el país.

El aislamiento del intercambiador será fabricado con 2" de lana mineral, y protegido con un revestimiento de láminas de acero inoxidable.

Este intercambiador, para el lado de agua posee dos handhole de 3 1/2" x 4 1/2"; y para el lado de gases posee dos tolvas recolectoras bridadas y emperradas.

El cuerpo de presión será sometido a pruebas radiográficas y a una prueba hidrostática a 225 PSI.

Tel.: +593 (02) 2470 638
Manuel Ambrosi 641 y Cipreces
Quito – Ecuador
www.thermocon.com.ec



EQUIPO INCLUIDO:

Válvula de seguridad.
Válvulas de ingreso y salida de agua.
Termómetros y manómetros para el lado de agua.
By-pass para línea de agua.
Bridas de conexión para ingreso y salida de gases.
By-pass de gases.
Válvulas de compuerta para gases.
Termómetros y manómetros para el lado de gases.
Control manual.

VALOR DEL INTERCAMBIADOR: \$ 22.500,00

CONDICIONES COMERCIALES:

PRECIO: No incluye IVA, ni tanque de expansión, ni control automático de temperatura, ni limpiadores de hollín, ni transporte, ni grúa.
GARANTIA: 1 año.
FORMA DE PAGO: 80% anticipo y saldo contra - entrega.
TIEMPO DE ENTREGA: 3 a 4 semanas.
VALIDEZ DE OFERTA: 15 días.

Atentamente,

Ing. Iván Arellano A., MBA
GERENTE GENERAL
THERMOCON

Tel.: +593 (02) 2470 638
Manuel Amadorí 641 y Círculos
Quito - Ecuador
www.thermocon.com.ec