



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE CIENCIAS
CARRERA INGENIERÍA QUÍMICA

**EVALUACIÓN DE LA GENERACIÓN DE VAPOR PARA EL
PROCESO DE PELETIZADO Y CALEFACCIÓN DE ACEITE DE
PALMA EN LA EMPRESA PRODUCTORA DE BALANCEADOS
BIOPREMIX CIA. LTDA.**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar por al grado académico de:

INGENIERO QUIMICO

AUTOR: SEBASTIÁN HUMBERTO VACA FIALLOS

DIRECTOR: Ing. PAÚL GUSTAVO PALMAY PAREDES, MsC.

Riobamba – Ecuador

2023

© 2023, Sebastián Humberto Vaca Fiallos

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Yo, Sebastián Humberto Vaca Fiallos, declaro que el presente Trabajo de Integración Curricular es de mi autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Integración Curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 13 de diciembre del 2023



Sebastián Humberto Vaca Fiallos
180518304-1

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE CIENCIAS
CARRERA INGENIERIA QUIMICA

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, **EVALUACIÓN DE LA GENERACIÓN DE VAPOR PARA EL PROCESO DE PELETIZADO Y CALEFACCIÓN DE ACEITE DE PALMA EN LA EMPRESA PRODUCTORA DE BALANCEADOS BIOPREMIX CIA. LTDA.**, realizado por el señor: **SEBASTIAN HUMBERTO VACA FIALLOS**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Mabel Mariela Parada Rivera, MsC. PRESIDENTE DEL TRIBUNAL	 _____	2023-12-13
Ing. Paúl Gustavo Palmay Paredes, MsC. DIRECTOR DE TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR	 _____	2023-12-13
Ing. Daniel Antonio Chuquín Vasco, MsC. ASESOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR	 _____	2023-12-13

DEDICATORIA

A mis padres Humberto y Mónica por su amor incondicional.

Sebastián

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por su gran, incansable y virtuosa labor en formar excelentes profesionales y grandes seres humanos.

Sebastián

ÍNDICE DE CONTENIDO:

ÍNDICE DE TABLAS.....	xx
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	xxiv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xxix
RESUMEN.....	xxxi
ABSTRACT.....	xxxii
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA.....	2
1.1. Antecedentes.....	2
1.1.1. <i>Antecedentes operacionales</i>	3
1.2. Planteamiento del problema.....	4
1.3. Justificación del proyecto.....	5
1.4. Beneficiarios directos e indirectos.....	7
1.4.1. <i>Beneficiarios directos</i>	7
1.4.2. <i>Beneficiarios indirectos</i>	7
1.5. Objetivos del proyecto.....	8
1.5.1. <i>Objetivo general</i>	8
1.5.2. <i>Objetivos específicos</i>	8

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	9
2.1. Consumo energético en la elaboración de balanceados pelletizados.....	9
2.1.1. <i>Consumo de energía comparativo de plantas de elaboración de piensos y balanceados para animales</i>	10
2.1.2. <i>Consumo de energía plantas Biopremix Cía. Ltda.</i>	11
2.1.3. <i>Condiciones ambientales planta Biopremix Cía. Ltda.</i>	12
2.2. Proceso productivo de elaboración de balanceado.....	13
2.2.1. <i>Consumo térmico</i>	15
2.2.1.1. <i>Acondicionado</i>	15
2.2.1.2. <i>Calentamiento de aceite de palma</i>	15
2.2.2. <i>Consumo eléctrico</i>	16
2.2.2.1. <i>Molido</i>	16

2.2.2.2.	<i>Mezclado</i>	16
2.2.2.3.	<i>Pelletizado</i>	16
2.3.	Definiciones y tipos de energía	17
2.3.1.1.	<i>Energía térmica</i>	18
2.3.1.2.	<i>Calor</i>	18
2.3.1.3.	<i>Energía de fluido o trabajo de flujo</i>	18
2.3.1.4.	<i>Energía química</i>	19
2.4.	Causas de ineficiencias energéticas	19
2.5.	Rendimiento energético en procesos estacionarios	19
2.5.1.	<i>Método directo</i>	20
2.5.2.	<i>Método indirecto</i>	20
2.6.	Hidrocarburos	20
2.6.1.	<i>Combustible diésel</i>	21
2.6.1.1.	<i>Destilado N. 1</i>	21
2.6.1.2.	<i>Destilado N. 2</i>	21
2.6.2.	<i>Características de calidad y precio del Diésel para consumo Nacional</i>	22
2.6.3.	<i>Análisis elemental del diesel de comercialización nacional de referencia</i>	23
2.6.4.	<i>Fórmula molecular del diesel (referencia)</i>	24
2.6.5.	<i>Poder calorífico de combustibles</i>	25
2.6.5.1.	<i>Poder calorífico inferior</i>	25
2.6.5.2.	<i>Poder calorífico superior</i>	26
2.6.6.	<i>Combustión de hidrocarburos</i>	27
2.6.7.	<i>Aire teórico o estequiométrico</i>	27
2.6.8.	<i>Aire en exceso</i>	27
2.6.9.	<i>Lambda, dosado absoluto y relativo</i>	28
2.6.10.	<i>Principales especies químicas producto de combustión de hidrocarburos líquidos</i>	29
2.6.10.1.	<i>Dióxido de carbono</i>	29
2.6.10.2.	<i>Monóxido de carbono</i>	29
2.6.10.3.	<i>Óxidos de nitrógeno</i>	29
2.6.10.4.	<i>Dióxido de azufre</i>	30
2.6.10.5.	<i>Vapor de agua</i>	30
2.6.10.6.	<i>Hollín o partículas carbonosas</i>	30
2.6.10.7.	<i>Hidrógeno</i>	31
2.6.10.8.	<i>Cenizas</i>	32
2.6.11.	<i>Calor específico y calor sensible de gases de combustión</i>	32

2.7.	Generación de vapor saturado y tasa de vapor requerido para la industria de balanceados pelletizados.....	33
2.7.1.	<i>Breve historia de la generación de vapor</i>	33
2.7.2.	<i>Control automático de calderas</i>	36
2.7.2.1.	<i>Control de nivel de agua.....</i>	37
2.7.2.2.	<i>Control de presión</i>	37
2.7.2.3.	<i>Control de quemador</i>	37
2.7.3.	<i>Potencia estándar de caldera</i>	38
2.7.4.	<i>Quemador industrial</i>	38
2.7.4.1.	<i>Funcionamiento automático del quemador</i>	38
2.8.	Generación de vapor para acondicionado en la industria de balanceados.....	39
2.8.1.	<i>Potencia de caldera requerida para la elaboración de balanceados</i>	39
2.8.2.	<i>Temperatura y presión de referencia para el acondicionado de balanceado</i>	40
2.8.3.	<i>Caída de presión a través de tuberías y accesorios</i>	42
2.8.4.	<i>Caída de temperatura a través de válvula de estrangulamiento PRV</i>	44
2.9.	Carga de energía térmica	45
2.9.1.	<i>Trasferencia de calor</i>	46
2.9.2.	<i>Conducción</i>	46
2.9.3.	<i>Convección</i>	47
2.9.4.	<i>Radiación</i>	47
2.9.5.	<i>Tipos de intercambiadores de calor, geometría y disposición en Biopremix Cía. Ltda.</i>	47
2.9.5.1.	<i>Intercambiador de calor concéntrico de doble tubo para transporte de aceite de palma</i>	48
2.9.5.2.	<i>Calentadores para calefacción en tanques de almacenamiento.....</i>	48
2.9.5.3.	<i>Área de serpentín sumergido</i>	49
2.9.5.4.	<i>Transferencia de calor con inyección directa de vapor</i>	51
2.10.	Carga térmica requerida para la elaboración de acondicionamiento de balanceado	52
2.10.1.	<i>Carga de vapor requerido para acondicionado</i>	53
2.10.2.	<i>Calidad de vapor para acondicionado</i>	60
2.10.3.	<i>Eficiencia térmica de acondicionado</i>	60
2.10.4.	<i>Carga de caldera y demanda de vapor variable</i>	61
2.10.5.	<i>Rendimiento de caldera a cargas bajas</i>	62
2.10.5.1.	<i>Tiempo fraccional operacional del quemador.....</i>	64
2.10.5.2.	<i>Tiempo teórico de inactividad del quemador</i>	64

2.10.5.3.	<i>Tiempo teórico de funcionamiento del quemador</i>	65
2.10.5.4.	<i>Numero de encendidos/ciclos por hora</i>	65
2.10.5.5.	<i>Tiempo operativo y de inactividad del quemador por hora</i>	65
2.10.5.6.	<i>Porcentaje de sobredimensionamiento caldera por proceso</i>	66
2.11.	Carga térmica para el calentamiento de tanques de almacenamiento	66
2.11.1.	<i>Calentamiento y calefacción del aceite de palma</i>	66
2.11.2.	<i>Regulación del flujo calefactor para el calentamiento de aceite palma</i>	67
2.11.3.	<i>Curvas de calentamiento/ enfriamiento de tanques de aceite de palma</i>	68
2.11.3.1.	<i>Temperatura y tiempo de enfriamiento del aceite de palma almacenado</i>	68
2.11.3.2.	<i>Temperatura y tiempo de calentamiento del aceite palma almacenado</i>	69
2.12.	Pérdidas de calor totales en planta	70
2.12.1.	<i>Pérdidas estacionarias de calor en la generación de vapor</i>	70
2.12.1.1.	<i>Pérdidas de calor por escape de gases</i>	70
2.12.1.2.	<i>Pérdidas de calor por incombustión química</i>	71
2.12.1.3.	<i>Pérdidas de calor por formación de óxidos de nitrógeno</i>	72
2.12.1.4.	<i>Pérdidas de calor desde carcasa de caldera al ambiente</i>	72
2.12.1.5.	<i>Pérdidas de calor por radiación y convección a distinta carga y porcentaje de tasa de combustible</i>	75
2.12.1.6.	<i>Relación entre las pérdidas de calor por gases de escape y reducción de la tasa de entrega de combustible</i>	75
2.12.2.	<i>Pérdidas de calor cíclicas e intermitentes en la generación de vapor</i>	77
2.12.2.1.	<i>Pérdidas intermitentes y/o continuas de calor por purgas de caldera</i>	77
2.12.2.2.	<i>Pérdidas cíclicas de calor en arranque y parada del quemador</i>	79
2.12.2.3.	<i>Pérdidas cíclicas de calor en standby</i>	80
2.12.3.	<i>Pérdidas de calor del sistema de distribución, acondicionamiento y calefacción de aceite de palma</i>	80
2.12.3.1.	<i>Pérdidas de calor totales tubería de transporte de fluidos</i>	80
2.12.3.2.	<i>Pérdidas de calor lineales en tubería</i>	81
2.12.3.3.	<i>Pérdidas de calor en válvulas y bridas</i>	81
2.12.4.	<i>Pérdidas de calor en tanques de almacenamiento de aceite de palma</i>	81
2.12.5.	<i>Tasa de formación de condensados en puesta en marcha y en condiciones pérdidas de calor en equilibrio térmico</i>	82
2.13.	Relaciones entre los coeficientes de transferencia local para flujos de uno fase y números adimensionales	84
2.13.1.	<i>Coefficiente global de transferencia de calor</i>	84
2.13.2.	<i>Número de Nusselt</i>	85

2.13.3.	<i>Numero de Reynolds</i>	85
2.13.4.	<i>Numero de Prandtl</i>	85
2.13.5.	<i>Número de Grashof</i>	86
2.13.6.	<i>Número de Rayleigh</i>	86
2.13.7.	<i>Correlaciones adimensionales en fluido en una fase</i>	87
2.13.7.1.	<i>Pared vertical con convección natural</i>	88
2.13.7.2.	<i>Pared inclinada con convección natural</i>	88
2.13.7.3.	<i>Serpentín convección natural externa y convección forzada para flujo interno</i>	89
2.13.7.4.	<i>Pared horizontal convección natural</i>	89
2.13.7.5.	<i>Cilindros convección externa natural o forzada</i>	90
2.13.7.6.	<i>Cilindros convección forzada interna</i>	91
2.13.8.	<i>Correlaciones adimensionales en fluido para dos fases</i>	91
2.13.8.1.	<i>Correlación para condensación film con flujo laminar</i>	92
2.13.8.2.	<i>Correlación para condensación film con flujo turbulenta</i>	93
2.13.9.	<i>Factores de ensuciamiento</i>	94
2.13.10.	<i>Variación axial de la temperatura de un flujo interno a temperatura de pared constante</i>	94
2.14.	Herramientas técnico-metodológicas para evaluación de la generación del vapor	95
2.14.1.	<i>Auditoria energética</i>	95
2.14.2.	<i>Evaluación energética industrial</i>	97
2.14.3.	<i>Lista de verificación</i>	98
2.14.4.	<i>Análisis de energía</i>	99
2.14.5.	<i>Análisis de ECOs</i>	99
2.14.6.	<i>Ahorro energético y económico de ECOs</i>	100
2.14.7.	<i>Estimación de costos de inversión en ECOs</i>	100
2.14.7.1.	<i>Estimación de orden de magnitud</i>	101
2.14.7.2.	<i>Estudio estimado</i>	101
2.14.7.3.	<i>Estimación preliminar</i>	101
2.14.7.4.	<i>Estimación del control del proyecto</i>	101
2.14.7.5.	<i>Estimación detallada</i>	101
2.14.8.	<i>Tiempo de recuperación o amortización por inversión de ECOs</i>	103
2.14.9.	<i>Indicadores del desempeño térmico energético</i>	104
2.14.9.1.	<i>Inventario de pérdidas de calor en planta</i>	104
2.14.9.2.	<i>Eficiencia y efectividad de transferencia de calor en calderas</i>	105
2.14.9.3.	<i>Eficiencia de combustión</i>	105

2.14.9.4.	<i>Eficiencia estacionaria de caldera</i>	108
2.14.9.5.	<i>Eficiencia cíclica de caldera</i>	108
2.14.9.6.	<i>Eficiencia de servicio u operativo total de caldera</i>	109
2.14.9.7.	<i>Eficiencia cíclica y servicio vapor combustible</i>	109
2.14.9.8.	<i>Diagramas de energía de Sankey</i>	110
2.14.9.9.	<i>Costo de generación de vapor</i>	112
2.14.10.	<i>Oportunidades previstas de ahorro energético (ECOs)</i>	113
2.14.10.1.	<i>Automatización de purgas de caldera</i>	113
2.14.10.2.	<i>Aislamiento térmico de tuberías y equipos</i>	113
2.14.10.3.	<i>Mejora de la eficiencia de combustión</i>	115
2.14.10.4.	<i>Reducción de ciclos cortos en caldera por consumo de energía térmica</i>	116
2.14.10.5.	<i>Sistema de alimentación con recolección de condensados</i>	116

CAPÍTULO III

3.	MARCO METODOLÓGICO	121
3.1.1.	<i>Recolección de datos e información del sistema y proceso operativo</i>	121
3.1.2.	<i>Pre diagnóstico del sistema</i>	123
3.1.3.	<i>Análisis energético</i>	124
3.1.3.1.	<i>Eficiencia de combustión y exceso de aire requerido</i>	124
3.1.3.2.	<i>Eficiencia cíclica de servicio y eficiencia cíclica vapor combustible</i>	124
3.1.3.3.	<i>Consumo de energía térmica por proceso</i>	126
3.1.3.4.	<i>Estimación de ahorro económico de cada una de las medidas y estrategias operacionales</i>	127

CAPÍTULO IV

4.	CÁLCULOS Y RESULTADOS	128
4.1.	Descripción e del sistema de distribución de vapor hacia el acondicionador	128
4.2.	Descripción del sistema de calefacción de aceite de palma	130
4.3.	Pre evaluación a través de hojas de verificación	137
4.4.	Condiciones de capacidad y potencia nominal en caldera instalada	143
4.4.1.	<i>Potencia nominal de caldera</i>	143
4.4.1.1.	<i>Flujo nominal de vapor generado en caldera</i>	145
4.4.1.2.	<i>Flujo nominal de combustible</i>	145
4.4.1.3.	<i>Tamaño de boquilla instalada</i>	147
4.4.2.	<i>Potencia teórica de caldera requerida para elaboración de balanceados pelletizados</i>	148

4.5.	Caracterización del combustible y análisis de gases de combustión	149
4.5.1.	<i>Fórmula empírica del diesel de referencia</i>	150
4.5.2.	<i>Poder calorífico del combustible de referencia</i>	151
4.5.3.	<i>Flujo de calor de entrada a caldera</i>	151
4.5.4.	<i>Análisis de gases combustión</i>	151
4.5.4.1.	<i>Reacción ocurrida en llama alta</i>	152
4.5.4.2.	<i>Reacción ocurrida en llama baja.....</i>	153
4.5.5.	<i>Relación aire-combustible teórico de combustión</i>	153
4.5.6.	<i>Aire en exceso en llama alta y llama baja.....</i>	154
4.5.7.	<i>Relación aire combustible según las concentraciones medidas</i>	155
4.5.8.	<i>Cantidad de aire requerido para mejorar la combustión</i>	155
4.5.9.	<i>Entalpía de gases de combustión.....</i>	155
4.6.	Cálculo de eficiencia estacionaria de caldera en llama alta	156
4.6.1.	<i>Balance atómico teórico reacción de combustión en llama alta</i>	156
4.6.2.	<i>Dosado absoluto en llama alta</i>	163
4.6.3.	<i>Balance de masa para combustión en caldera en llama alta</i>	164
4.6.4.	<i>Pérdidas de calor sensible por gases no condensables en llama alta.....</i>	165
4.6.5.	<i>Pérdidas de calor latente por formación de vapor agua en llama alta</i>	166
4.6.6.	<i>Pérdida de calor por inquemado e incombustión química en llama alta</i>	166
4.6.7.	<i>Pérdida de calor por formación de monóxido de nitrógeno</i>	167
4.6.8.	<i>Pérdidas de calor desde carcasa de caldera hacia el exterior en llama alta.....</i>	167
4.6.9.	<i>Eficiencia estacionaria de caldera en llama alta (PCS).....</i>	168
4.6.10.	<i>Eficiencia estacionaria de caldera en llama alta (PCI).....</i>	168
4.6.11.	<i>Flujo de vapor estacionario generado en llama alta</i>	169
4.6.12.	<i>Diagrama de Sankey flujo de calor útil en llama alta (PCS)</i>	170
4.7.	Cálculo de eficiencia estacionaria de caldera en llama baja	171
4.7.1.	<i>Balance atómico teórico reacción de combustión en llama baja</i>	171
4.7.2.	<i>Dosado absoluto en llama baja.....</i>	174
4.7.3.	<i>Balance de masa para combustión en caldera en llama baja</i>	175
4.7.4.	<i>Pérdidas de calor sensibles por gases no condensables en llama baja</i>	175
4.7.5.	<i>Pérdidas de calor latente por formación de vapor en llama baja.....</i>	176
4.7.6.	<i>Pérdida de calor por inquemado e incombustión química en llama baja.....</i>	176
4.7.7.	<i>Pérdida de calor por formación de monóxido de nitrógeno</i>	176
4.7.8.	<i>Pérdidas de calor desde carcasa de caldera hacia el exterior en llama baja</i>	176
4.7.9.	<i>Eficiencia estacionaria de caldera en llama baja (PCS)</i>	176
4.7.10.	<i>Eficiencia estacionaria de caldera en llama baja (PCI).....</i>	177

4.7.11.	<i>Flujo de vapor estacionario máximo generado en llama baja</i>	177
4.7.12.	<i>Diagrama para Sankey flujo de calor útil máximo en llama baja</i>	178
4.7.13.	<i>Verificación de la tasa de vapor máximo generado frente a la tasa de vapor real de circulación de vapor</i>	179
4.7.14.	<i>Cambio de eficiencia estacionaria a eficiencia de servicio</i>	179
4.8.	Pérdidas de calor intermitentes por purgas laterales y de fondo	180
4.8.1.	<i>Ciclo de concentración operativo y porcentaje de purga</i>	180
4.8.2.	<i>Evaluación ex situ de la tasa requerida de purga de caldera</i>	180
4.8.3.	<i>Pérdidas de calor debido a purgas de caldera</i>	181
4.8.4.	<i>Diagrama de Sankey generación de vapor con purgas de caldera</i>	182
4.8.5.	<i>Verificación de la tasa de purga de caldera a través del registro de control de calidad de agua de caldera</i>	183
4.9.	Pérdidas de calor en la tubería de distribución principal en llama baja hacia acondicionador	185
4.9.1.	<i>Pérdidas de calor de tubería principal en llama baja</i>	185
4.9.1.1.	<i>Resistencia térmica del film de vapor húmedo</i>	185
4.9.1.2.	<i>Resistencia térmica por pared de tubería</i>	186
4.9.1.3.	<i>Resistencia térmica por cañuela de lana de vidrio</i>	186
4.9.1.4.	<i>Resistencia térmica del film de aire externo</i>	187
4.9.2.	<i>Pérdidas de calor en tubería principal en llama alta</i>	189
4.9.3.	<i>Tasa de formación de condensado en tubería principal</i>	189
4.9.3.1.	<i>Condensado formado en llama baja</i>	189
4.9.3.2.	<i>Condensado formado en llama alta</i>	190
4.9.4.	<i>Verificación in situ de la tasa de condensación en tubería principal</i>	191
4.9.5.	<i>Pérdidas de calor en tubería posterior a estación reguladora de presión, válvulas y accesorios</i>	192
4.9.5.1.	<i>Resistencia térmica del film de vapor sobrecalentado</i>	193
4.9.5.2.	<i>Resistencia térmica del film de aire externo</i>	194
4.9.5.3.	<i>Resistencia térmica por pared de tubería</i>	194
4.9.5.4.	<i>Perdida de calor por válvulas en PRV</i>	195
4.10.	Análisis energético del consumo de combustible de acuerdo para el proceso de acondicionado	196
4.10.1.	<i>Consumo de vapor para cada tipo de producto</i>	196
4.10.1.1.	<i>Método ex situ</i>	197
4.10.1.2.	<i>Método in-situ</i>	198
4.10.1.3.	<i>Comparación métodos ex situ e in situ</i>	199

4.10.2. Carga térmica total utilizada para el proceso de acondicionado	199
4.10.2.1. <i>Pérdidas de calor en el cilindro acondicionador</i>	199
4.10.2.2. <i>Carga térmica para cada tipo de producto</i>	200
4.10.2.3. <i>Porcentaje de carga útil de caldera por cada tipo de producto</i>	201
4.10.3. Tiempo fraccional ciclo-estacionario de caldera para cada tipo de producto	202
4.10.3.1. <i>Tiempo operativo y de inactividad del quemador por ciclo-estacionario</i>	202
4.10.3.2. <i>Tiempo total operativo y de inactividad del quemador por ciclo-estacionario-hora</i>	203
4.10.4. Pérdidas de calor por ciclo-estacionario de caldera para cada tipo de producto ..	204
4.10.4.1. <i>Pérdidas por pre purga de aire en quemador</i>	204
4.10.4.2. <i>Pérdidas de calor por radiación y convección de caldera en standby</i>	205
4.10.5. Eficiencia cíclica de caldera por ciclo-estacionario para cada tipo de producto ..	206
4.10.6. Eficiencia de servicio (ciclo-estacionario) de caldera de caldera por tipo de producto (no iterada)	206
4.10.7. Eficiencia de servicio neta de caldera por tipo de producto (iterada)	208
4.10.7.1. <i>Galones de combustible consumidos por cada tipo de producto</i>	209
4.10.8. Diagramas de Sankey eficiencia de servicio en caldera para cada tipo de producto	210
4.10.8.1. <i>Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo lechón</i>	210
4.10.8.2. <i>Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo pollo</i>	211
4.10.8.3. <i>Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo cerdo</i>	212
4.10.8.4. <i>Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo cuyes</i>	213
4.10.8.5. <i>Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo ganado lechero</i>	214
4.10.9. Eficiencia vapor-combustible con purgas intermitentes de caldera en la elaboración de balanceados	215
4.10.9.1. <i>Galones de combustible consumidos para cada tipo de producto con purga intermitente de caldera</i>	215
4.10.10. Eficiencia vapor-combustible en caldera con calefacción auxiliar hacia tanques	216
4.10.10.1. <i>Tasa de vapor descargado máxima en L1 o L2</i>	216
4.10.10.2. <i>Tasa de vapor descargado mínima en función de porcentaje de apertura de válvula</i>	217
4.10.10.3. <i>Galones de combustible consumidos para cada tipo de producto con purga intermitente en caldera y calor auxiliar mínimo para calefacción de tanques</i>	219
4.10.11. Pérdidas de calor anuales y galones de combustible netos consumidos por acondicionado, purga de caldera y calor auxiliar	220
4.10.12. Pérdidas de calor por puesta en marcha o arranque de caldera	223
4.10.12.1. <i>Curva de arranque automático de caldera en frío</i>	223

4.10.12.2.	<i>Pérdidas de calor anuales por arranque de caldera en frío</i>	224
4.10.12.3.	<i>Pérdidas de calor anuales por arranques de caldera en caliente</i>	224
4.10.12.4.	<i>Calefacción en llama alta</i>	224
4.10.13.	<i>Costo por pérdidas de calor en el proceso de acondicionado en muestra</i>	225
4.10.14.	<i>Costo total anual de combustible en planta en función de producción</i>	226
4.10.15.	<i>Análisis de ECOS y PIOS prioritarias</i>	228
4.10.16.	<i>Propuestas para la reducción del consumo de combustible para el proceso de acondicionado</i>	229
4.11.	Análisis energético del consumo de combustible para la calefacción de aceite de palma	231
4.11.1.	<i>Verificación de dimensión de trampas de vapor instaladas</i>	231
4.11.1.1.	<i>Carga total máxima de condensado producida en tubería principal</i>	232
4.11.1.2.	<i>Carga máxima de condensado para trampa #0</i>	233
4.11.1.3.	<i>Carga máxima de condensado para trampa #1</i>	235
4.11.1.4.	<i>Carga máxima de condensado para trampa #2</i>	238
4.11.2.	<i>Pérdida de calor en L1 sin aislamiento térmico en régimen condensado</i>	240
4.11.2.1.	<i>Variación axial de la temperatura del fluido por efecto de radiación y convección externa en L1</i>	241
4.11.2.2.	<i>Pérdida de calor en L1 sin aislamiento</i>	247
4.11.2.3.	<i>Diagrama de Sankey para L1 sin aislamiento versus el calor requerido en tanque interno</i>	247
4.11.3.	<i>Pérdidas de calor en L1 sin aislamiento térmico en régimen de vapor húmedo</i> ...	248
4.11.4.	<i>Pérdida de calor en L2 sin aislamiento térmico en régimen condensado</i>	248
4.11.4.1.	<i>Variación axial de la temperatura del fluido por efecto de radiación y convección externa en L2</i>	248
4.11.4.2.	<i>Pérdida de calor en L2 sin aislamiento térmico</i>	249
4.11.4.3.	<i>Diagrama de Sankey para L2 sin aislamiento térmico versus el calor requerida en tanque interno balanza</i>	250
4.11.5.	<i>Pérdidas de calor en L2 sin aislamiento térmico en régimen vapor húmedo</i>	250
4.11.6.	<i>Calores residuales estacionarios en calefacción de aceite de palma</i>	251
4.11.7.	<i>Pérdidas de calor en tanques, calefacción y almacenamiento de aceite de palma</i>	251
4.11.8.	<i>Pérdidas de calor en tanques de almacenamiento de aceite de palma</i>	251
4.11.8.1.	<i>Pérdidas de calor en el transporte de aceite de palma con condensados</i>	253
4.11.8.2.	<i>Pérdidas de calor en el transporte de aceite de palma con vapor</i>	255
4.11.9.	<i>Transferencia de calor transitoria para el aceite de palma</i>	256
4.11.9.1.	<i>Curvas de enfriamiento del aceite de palma sin calefacción</i>	256

4.11.9.2.	<i>Curvas de precalentamiento del aceite de palma</i>	259
4.11.9.3.	<i>Curvas de calefacción del aceite de palma</i>	264
4.11.10.	<i>Calor consumido en precalentamiento de aceite de palma</i>	266
4.11.11.	<i>Costo total por pérdidas de calor en la calefacción de aceite de palma</i>	267
4.11.12.	<i>Diagrama de Sankey consumo de combustible total de forma transitoria y estacionaria para el acondicionado y la calefacción de aceite de palma</i>	269
4.11.13.	<i>Propuestas para la reducción del consumo de combustible para el proceso de calefacción de aceite de palma</i>	270
4.12.	Análisis de las medidas y oportunidades de ahorro energético (ECOs) para planta Biopremix Cía. Ltda.	272
4.12.1.	(ECO-1) Reajuste periódico de la relación aire combustible en llama baja	272
4.12.1.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	272
4.12.1.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	274
4.12.2.	(ECO-2) Instalación de un sistema automático de purgas	274
4.12.2.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	275
4.12.2.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	276
4.12.3.	(ECO-3) Mejora de eficiencia de combustión en llama alta	276
4.12.3.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	276
4.12.3.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	277
4.12.4.	(ECO-4) Inspección y cambio de aislamiento térmico en mal estado de tubería principal	277
4.12.4.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	278
4.12.4.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	279
4.12.5.	(ECO-5a) Incorporación de aislamiento térmico en L1 y L2	279
4.12.5.1.	<i>Diagrama de Sankey para L1 y L2 con aislamiento térmico versus el calor requerida en tanque interno y tanque interno-balanza</i>	280
4.12.5.2.	<i>Ahorro energético y económico</i>	280
4.12.5.3.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	281
4.12.6.	(ECO-5b) Incorporación de aislamiento térmico en tanques de aceite de palma .	281
4.12.6.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	284
4.12.6.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	285
4.12.6.3.	<i>Curvas de precalentamiento de tanques de aceite palma con manta aislante</i>	285
4.12.6.4.	<i>Curvas de calefacción de tanques de aceite de palma con manta aislante</i>	287
4.12.7.	(ECO-5c) Incorporación de aislamiento sistema de distribución de aceite de palma	288
4.12.7.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	290

4.12.7.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	290
4.12.8.	<i>(ECO-6) Estudio estimado para la recolección de calor residual de arranque hacia tanque de alimentación de caldera</i>	291
4.12.8.1.	<i>Re-inyección de vapor al tanque de alimentación durante el precalentamiento de aceite de palma</i>	291
4.12.8.2.	<i>Recolección de condensados por gravedad durante el proceso de acondicionado.</i> ..	297
4.12.8.3.	<i>Ahorro energético y económico</i>	299
4.12.8.4.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	300
4.12.9.	<i>(ECO-7) Incorporación de aislamiento térmico removible en área delantera y trasera de caldera</i>	303
4.12.9.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	304
4.12.9.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación</i>	304
4.12.10.	<i>(ECO-8) Incorporación de aislamiento térmico removible en sistema acondicionador-PRV</i>	305
4.12.10.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	305
4.12.10.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación</i>	306
4.13.	Análisis de medidas de oportunidades de mejoramiento de procesos	306
4.13.1.	<i>(PIO-1) Reducción de la tasa de entrega de combustible en llama baja</i>	306
4.13.1.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	308
4.13.1.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	308
4.13.2.	<i>(PIO-2) Mejorar la eficiencia de producción</i>	309
4.13.2.1.	<i>Aumento en la capacidad de producción</i>	310
4.13.2.2.	<i>Ahorro energético</i>	311
4.13.3.	<i>(PIO-3) Eliminar la dependencia del uso de llama alta</i>	311
4.13.3.1.	<i>Ahorro energético y económico</i>	312
4.13.3.2.	<i>Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión</i>	312
4.13.4.	<i>(PIO-4) Descripción de un concepto alternativo para la distribución y recolección de condensados</i>	312
4.13.4.1.	<i>Velocidad máxima de vapor para línea 1 y línea 2 en llama alta</i>	313
4.13.4.2.	<i>Descripción de posibles acciones correctivas</i>	314
4.14.	Reporte final	317
4.14.1.	<i>Oportunidades de ahorro energético (ECOS)</i>	317
4.14.2.	<i>Oportunidades de mejora de procesos (PIOS)</i>	318
4.14.3.	<i>Factibilidad de ECOS y PIOS para Biopremix Cía. Ltda</i>	319
CONCLUSIONES		320

RECOMENDACIONES	322
BIBLIOGRAFÍA	
ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Producción (muestra) de balanceados Biopremix	11
Tabla 2-2: Principales desperdicios de energía térmica y energía de fluido en la elaboración de alimentos balanceados	19
Tabla 2-3: Composición elemental de una muestra de diésel comercial (referencia)	24
Tabla 2-4: Peso molecular diesel muestra Pichincha Ecuador.....	25
Tabla 2-5: Calidad de agua de alimentación ASME/ABMA.....	36
Tabla 2-6: Requerimientos teóricos de temperatura, presión humedad en acondicionado y tipo de producto elaborado en planta.....	41
Tabla 2-7: Porcentaje de materias primas representativas en la formulación	54
Tabla 2-8: Calores específicos de materias primas	54
Tabla 2-9: Características y tipos de trampas de vapor.....	58
Tabla 2-10: Capacidad de producción en planta por producto	63
Tabla 2-11: Requerimientos técnicos en el calentamiento y almacenamiento del almacenamiento de aceite	67
Tabla 2-12: Coeficientes c y m para correlación de Hilpert	91
Tabla 2-13: Factores de ensuciamiento.....	94
Tabla 2-14: Proceso guía para ejecución de auditoria energética	96
Tabla 2-15: Proceso base para Evaluación de Energética Industrial	97
Tabla 2-16: Calificación para requerimiento de acción correctiva	98
Tabla 2-17: Método de estimación de Chilton.....	103
Tabla 2-18: Estimación de pérdida de calor de acuerdo al Índice de Bacharach.....	107
Tabla 2-19: Costo de tuberías de acero al carbono	120
Tabla 3-1: Información requerida para evaluación de energía industrial.....	121
Tabla 3-2: Condiciones ambientales del sitio a evaluar	122
Tabla 3-3: Áreas operativas a evaluar mediante lista de verificación.....	123
Tabla 3-4: Parámetros para el cálculo de eficiencia de combustión	124
Tabla 3-5: Parámetros y variables para levantamiento de inventario térmico del sistema	126
Tabla 3-6: Indicadores de ahorro energético y económico para la empresa	127
Tabla 4-1: Reducción de presión de vapor hacia el acondicionador.....	130
Tabla 4-2: Dimensiones y capacidad de los tanques de almacenamiento de aceite de palma .	134
Tabla 4-3: Interpretación de medición de temperatura de tanque externo.....	136
Tabla 4-4: Hoja de verificación para zona de caldera y tuberías aledañas	137
Tabla 4-5: Hoja de verificación para línea principal de vapor.....	138

Tabla 4-6: Hoja de verificación para línea 1 -2 vapor/condensados	140
Tabla 4-7: Hoja de verificación para calefacción de tanques de aceite de palma	140
Tabla 4-8: Hoja de verificación para zona de acondicionador.....	141
Tabla 4-9: Especificaciones de caldera Biopremix Cía. Ltda.	143
Tabla 4-10: Parámetros de operación en caldera de Biopremix Cía. Ltda.....	144
Tabla 4-11: Especificaciones de quemador de caldera	146
Tabla 4-12: Prestación de energía térmica nominal quemador instalado Riello RL-70 a 100 msnm	146
Tabla 4-13: Tamaños de boquilla Riello RL.....	147
Tabla 4-14: Kilomoles por componente en el combustible diésel de referencia	149
Tabla 4-15: Kilomoles por componente en el combustible diésel de referencia	150
Tabla 4-16: Fórmula empírica del combustible	150
Tabla 4-17: Fórmula molecular del combustible	151
Tabla 4-18: Concentraciones medidas de gases combustion de caldera en base seca	152
Tabla 4-19: Porcentaje en peso de especies de gases de combustión en base seca.....	152
Tabla 4-20: Variación de entalpia especifica sensible de gases de combustión	156
Tabla 4-21: Moles de especies medidas en el análisis de gases para llama alta	157
Tabla 4-22: Balance atómico de reacción en llama alta.....	161
Tabla 4-23: Fracción molar de especies totales producto de reacción en llama alta.....	161
Tabla 4-24: Concentración en peso de especies en base seca llama alta	162
Tabla 4-25: Concentración en peso de especies en base húmeda llama alta.....	163
Tabla 4-26: Fracción molar de aire húmedo en llama alta.....	163
Tabla 4-27: Balance de masa combustión de diesel en base húmeda para llama alta.....	164
Tabla 4-28: Moles de especies medidas en el análisis de gases para llama baja	171
Tabla 4-29: Corrección balance de atómico para azufre y nitrógeno en llama baja	171
Tabla 4-30: Resultados por Gauss Jordan llama baja	173
Tabla 4-31: Balance atómico de reacción en llama alta.....	173
Tabla 4-32: Fracción molar de especies totales producto de reacción en llama baja.....	173
Tabla 4-33: Concentración final en peso de especies en base seca llama baja	174
Tabla 4-34: Concentración final en peso de especies en base húmeda llama baja	174
Tabla 4-35: Fracción molar del aire húmedo llama baja.....	174
Tabla 4-36: Balance de masa combustión de diesel en base húmeda para llama baja.....	175
Tabla 4-37: Balance teórico de energía con vaporización y purga	181
Tabla 4-38: Registros de control de agua de caldera	183
Tabla 4-39: Parámetros de diseño de estación reguladora de presión.....	192
Tabla 4-40: Pérdidas de calor debido a válvulas de PRV	195

Tabla 4-41: Temperatura de mezcla molida seca.....	196
Tabla 4-42: Temperatura teórica final aproximada de mezcla molida acondicionada.....	197
Tabla 4-43: Calor específico aproximado calculado para mezclas molidas	197
Tabla 4-44: Consumo teórico de vapor y calor neto teórico.....	198
Tabla 4-45: Consumo actual de vapor por batch para cada tipo de producto	198
Tabla 4-46: Error teórico versus experimental en base a humedad final de acondicionado	199
Tabla 4-47: Datos de proceso del cilindro de acondicionado	200
Tabla 4-48: Coeficientes de transferencia de calor para acondicionado.....	200
Tabla 4-49: Carga térmica requerida para la elaboración de balanceado por tipo de producto	200
Tabla 4-50: Carga térmica estacionaria por cada tipo de producto.....	201
Tabla 4-51: Tiempo operativo e inactividad del quemador por ciclo-estacionario.....	203
Tabla 4-52: Tiempo operativo e inactividad del quemador por ciclo-estacionario hora.....	203
Tabla 4-53: Pérdidas de calor por pre-purga.....	205
Tabla 4-54: Pérdidas de calor de radiación y convección en standby.....	205
Tabla 4-55: Eficiencia cíclica-estacionaria para cada tipo de producto.....	206
Tabla 4-56: Eficiencia cíclica para cada tipo de producto en base a carga estacionaria.....	207
Tabla 4-57: Eficiencia de servicio por tipo de producto	208
Tabla 4-58: Galones netos consumidos por tipo de producto	209
Tabla 4-59: Eficiencia vapor combustible con purgas intermitentes	215
Tabla 4-60: Galones netos consumidos por tipo de producto con purgas de caldera	215
Tabla 4-61: Variaciones caudal de vapor según apertura de válvula de bola en L1 y L2.....	218
Tabla 4-62: Eficiencia vapor combustible con purgas y calor auxiliar.....	219
Tabla 4-63: Galones netos consumidos por tipo de producto, purga de caldera y calor auxiliar	219
Tabla 4-64: Consumo de combustible y energía térmica para acondicionado y descarga de vapor para calefacción auxiliar.....	221
Tabla 4-65: Porcentaje y costo de combustible por etapas de proceso en acondicionado	225
Tabla 4-66: Porcentaje y costo relativo de combustible para acondicionado al año.....	226
Tabla 4-67: Diagrama de Pareto gasto de combustible en pérdidas de calor para acondicionado	229
Tabla 4-68: Resultados de proceso iterativo enfriamiento axial de la línea de condensados 1 para los primeros tres tramos de la tubería.....	244
Tabla 4-69: Pérdidas de calor en tanques de almacenamiento de aceite de palma	251
Tabla 4-70: Carga térmica para la calefacción de aceite de palma	267
Tabla 4-71: Medidas y oportunidades de conservación de energía de proceso en precalentamiento y calefacción de aceite de palma	270

Tabla 4-72: Consumo de combustible y energía térmica para acondicionado y descarga de vapor y condensados para calefacción auxiliar con ECO-1	273
Tabla 4-73: Consumo de combustible y energía térmica para acondicionado y descarga de vapor y condensados para calefacción auxiliar con ECO-1	275
Tabla 4-74: Pérdidas de calor en tanques de almacenamiento de aceite de palma	281
Tabla 4-75: Tiempo de calentamiento teórico del agua alimentación con inyección de vapor	294
Tabla 4-76: Costo de implementación concepto alterativo para recuperación y recolección de condensados.....	302
Tabla 4-77: Reducción de pérdida de calor con ECO-7	303
Tabla 4-78: Reducción de pérdida de calor con ECO-8	305
Tabla 4-79: Galones netos consumidos por tipo de producto con PIO-1.....	307
Tabla 4-80: Reducción del consumo de combustible con el aumento de la capacidad de producción	310
Tabla 4-81: Velocidad actual en bypass y tubería aladaña de ½ pulgada y velocidad erosiva	314
Tabla 4-82: Priorización de implementaciones y mejoras ECOS y PIOS	319

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-1: Macro localización del área del proyecto empresa Biopremix Cía. Ltda	2
Ilustración 1-2: Micro localización del área del proyecto empresa Biopremix Cía. Ltda	3
Ilustración 1-3: Consumo de energía térmica en el proceso de elaboración de balanceados	4
Ilustración 1-4: Consumo de combustible versus producción de balanceado Biopremix Cía. Ltda	5
Ilustración 2-1: Consumo de energía industria europea de balanceados	10
Ilustración 2-2: Consumo de energía térmica y eléctrica consumida en base a producción	11
Ilustración 2-3: Temperatura promedio diaria Estación Meteorológica Baños	12
Ilustración 2-4: Velocidad del viento promedio Estación Meteorológica Baños	13
Ilustración 2-5: Humedad relativa promedio de aire Estación Meteorológica Baños	13
Ilustración 2-6: Proceso de elaboración de balanceado Biopremix Cía. Ltda	14
Ilustración 2-7: Energía total consumida en Ecuador	22
Ilustración 2-8: Mecanismo de formación de hollín	31
Ilustración 2-9: Caldera romana de vapor Pompeya 70 D.C	34
Ilustración 2-10: Corte longitudinal caldera pirotubular	35
Ilustración 2-11: Sistema de dos, tres y cuatro pasos en calderas pirotubulares	36
Ilustración 2-12: Capacidad de caldera según capacidad de pelletizadora	39
Ilustración 2-13: Enfriamiento de vapor bajo válvulas o estrangulamiento	44
Ilustración 2-14: Intercambiador de calor de doble tubo o de tubería enchaquetada	48
Ilustración 2-15: Intercambiador de calor de doble tubo concéntrico enchaquetada hacia mezcladora batch	48
Ilustración 2-16: Intercambiadores de calor en tanques y recipientes	49
Ilustración 2-17: Corte cenital de un intercambiador de calor de serpentín tipo horquilla	50
Ilustración 2-18: Inyección de vapor para acondicionamiento	51
Ilustración 2-19: Manifold de salida del área de producción auxiliar	55
Ilustración 2-20: Manifold de llegada desde área de producción auxiliar	56
Ilustración 2-21: Estación reguladora de presión	56
Ilustración 2-22: Corte longitudinal de un separador de vapor	57
Ilustración 2-23: Funcionamiento de trampa de balde invertido	57
Ilustración 2-24: Degradación de la eficiencia estacionaria versus tiempo en funcionamiento por ciclo	63
Ilustración 2-25: Temperaturas exterior de carcasa par caldera pirotubular	73
Ilustración 2-26: Pérdidas nominales por radiación y convección para calderas industriales	74

Ilustración 2-27: Pérdidas de calor por radiación y convección para calderas pirotubulares con aislamiento térmico de 4 pulgadas.....	74
Ilustración 2-28: Eficiencia de caldera a menor tasa de entrega de combustible	76
Ilustración 2-29: Eficiencia de combustión al reducir la entrega de combustible con regulación de punto único.....	76
Ilustración 2-30: Eficiencia de combustión al reducir la entrega de combustible con control de varillaje	77
Ilustración 2-31: Flujo másico de purga basado en 8 m de longitud equivalentes de tubería ...	79
Ilustración 2-32: Carga de condensado en pre-calentamiento y en equilibrio térmico	83
Ilustración 2-33: Coeficiente de expansión térmica del aceite de palma	86
Ilustración 2-34: Factor de corrección para la velocidad del viento.....	87
Ilustración 2-35: Patrones de flujo interno para flujo bifásico	92
Ilustración 2-36: Analizador de gases de combustión para fuente fija.....	106
Ilustración 2-37: Índice de opacidad	106
Ilustración 2-38: Índice de barcharach y concentración de hollín	107
Ilustración 2-39: Eficiencia vapor combustible y eficiencia de servicio.....	109
Ilustración 2-40: Diagrama de Sankey para flujos de energía térmica.....	111
Ilustración 2-41: Costo estimado de aislamiento térmico para tuberías y tanques.....	114
Ilustración 2-42: Factores relacionados a la eficiencia de combustión	116
Ilustración 2-43: Sistema de retorno de condensado por gravedad	117
Ilustración 2-44: Calentamiento del agua de alimentación por inyección de vapor.....	118
Ilustración 2-45: Sistema de recolección seca y húmeda para condensados	119
Ilustración 2-46: Configuración de trampas de vapor para drenaje de condensados	120
Ilustración 3-1: Diagrama de flujo de metodología para el cálculo de la eficiencia de servicio y eficiencia vapor combustible	125
Ilustración 4-1: Distribución de vapor hacia el acondicionador.....	129
Ilustración 4-2: Ciclo termodinámico del vapor ideal para acondicionamiento de balanceado	130
Ilustración 4-3: Punto de partida actual de sistema de calefacción de aceite para línea 1	131
Ilustración 4-4: Punto de partida actual de sistema de calefacción de aceite para línea 2	131
Ilustración 4-5: Sistema actual de recuperación de condensados Biopremix Cía. Ltda.	132
Ilustración 4-6: Descarga actual de condensados de línea 1 y 2 al desagüe.....	133
Ilustración 4-7: Termografía de tanque externo	135
Ilustración 4-8: Termografía de tanque interno.....	135
Ilustración 4-9: Termografía de tanque interno-balanza	135
Ilustración 4-10: Vista externa caldera tres pasos Hurst and Welding.....	143
Ilustración 4-11: Sankey balance de flujos de energía con quemador encendido llama alta ..	170

Ilustración 4-12: D. Sankey balance de energía en caldera en llama baja.....	178
Ilustración 4-13: Sankey balance de energía en caldera en llama baja con purgas de caldera y tasa de evaporización promedio en servicio	182
Ilustración 4-14: Medición de caudal de condensado en equilibrio térmico	191
Ilustración 4-15: Propiedades el vapor sobrecalentado	193
Ilustración 4-16: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balanceado para lechón. 210	
Ilustración 4-17: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balanceado para pollos.. 211	
Ilustración 4-18: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balanceado para cerdos. 212	
Ilustración 4-19: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balanceado para cuyes .. 213	
Ilustración 4-20: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balancead para ganado lechero.....	214
Ilustración 4-21: Galones netos consumidos por tipo de producto, purga de caldera y calor auxiliar	220
Ilustración 4-22: Consumo de combustible y energía térmica para acondicionado y descarga de vapor para calefacción auxiliar	221
Ilustración 4-23: Variación de presión en caldera, temperatura de gases de combustion en chimenea desde arranque en frio en llama baja hasta demanda.....	223
Ilustración 4-24: Porcentajes de consumo de combustible para acondicionado al año	227
Ilustración 4-25: Diagrama de Pareto gasto de combustible en pérdidas de calor para acondicionado	229
Ilustración 4-26: Trampa de vapor #0 y cabezal de drenaje (primer manifold)	231
Ilustración 4-27: Trampa de vapor #1 y bypass (segundo manifold)	232
Ilustración 4-28: Trampa de vapor #2, separador de vapor y by-pass para vapor.....	232
Ilustración 4-29: Trampa de vapor #0 Armstrong 880 series	233
Ilustración 4-30: Dimensión de trampa #0 Armstrong 880 series	234
Ilustración 4-31: Trampa de vapor para la línea #1 Watson McDaniel 1031	235
Ilustración 4-32: Capacidades para trampas de vapor de trampa Watson McDaniel #1	237
Ilustración 4-33: Trampa de vapor 2 Watson McDaniel 1031	238
Ilustración 4-34: Capacidades para trampas de vapor de trampa Watson McDaniel #2	239
Ilustración 4-35: Transición de fase del líquido sobrecalentado	239
Ilustración 4-36: Longitud versus LTMD para línea de condensados 1.....	246
Ilustración 4-37: Variación axial de temperatura de fluido y temperatura de pared versus longitud total para línea de condensados 1.....	246
Ilustración 4-38: D. Sankey perdidas de calor en L1 para calefacción con condensados	247
Ilustración 4-39: Longitud versus LTMD para línea de condensados 2.....	249

Ilustración 4-40: Variación axial de temperatura de fluido y temperatura de pared versus longitud total para línea de condensados 2.....	249
Ilustración 4-41: Sankey pérdidas de calor en L2 para calefacción con condensados	250
Ilustración 4-42: Pérdidas de calor en tanque externo sin aislamiento térmico	252
Ilustración 4-43: Pérdidas de calor en tanque interno sin aislamiento térmico	252
Ilustración 4-44: Pérdidas de calor en Tanque-balance de líquido sin aislamiento térmico ...	253
Ilustración 4-45: Pérdidas actual de calor en el sistema de almacenamiento lleno y distribución de aceite de palma con calefacción con condensados.....	255
Ilustración 4-46: Pérdidas de calor en el sistema de almacenamiento lleno y distribución de aceite de palma con calefacción con vapor	256
Ilustración 4-47: Curva de enfriamiento del Aceite de Palma sin calefacción.....	258
Ilustración 4-48: Pre calentamiento de aceite de palma para el tanque externo.....	263
Ilustración 4-49: Pre calentamiento para el tanque interno	263
Ilustración 4-50: Pre calentamiento para el tanque interno-balanza.....	264
Ilustración 4-51: Calefacción de aceite de palma para el tanque interno	265
Ilustración 4-52: Calefacción de aceite de palma para el tanque interno	265
Ilustración 4-53: Calefacción de aceite de palma para el tanque interno (balanza)	266
Ilustración 4-54: Sankey de consumo de combustible actual para la calefacción de aceite de palma y acondiciono a 7330 toneladas de producción.....	269
Ilustración 4-55: Estimación de costo para la demanda y del calor residual en la calefacción de	270
Ilustración 4-56: Ahorro relativo por automatización de purga en función del acondicionado a 7330 toneladas	275
Ilustración 4-57: Consumo de combustible y energía térmica para sustentar la carga térmica de acondicionado incluyendo fuga de vapor de tubería principal	278
Ilustración 4-58: Sankey de pérdidas de calor con la incorporación de aislamiento en las líneas de condensado	280
Ilustración 4-59: Pérdidas de calor en tanque externo con aislamiento térmico	282
Ilustración 4-60: Pérdidas de calor en tanque externo con aislamiento térmico	282
Ilustración 4-61: Pérdidas de calor en tanque interno balanza con aislamiento térmico.....	283
Ilustración 4-62: Pérdidas de calor en el sistema de almacenamiento lleno con aislamiento térmico y distribución de aceite de palma con condensados sin aislamiento térmico	283
Ilustración 4-63: Pérdidas de calor en el sistema de almacenamiento con aislamiento térmico y la distribución de aceite de palma con vapor sin aislamiento térmico.....	284
Ilustración 4-64: Pre calentamiento de tanque externo con aislamiento térmico.....	285

Ilustración 4-65: Precalentamiento de tanque interno con aislamiento térmico.....	286
Ilustración 4-66: Precalentamiento de tanque interno-balanza con aislamiento térmico	286
Ilustración 4-67: Calefacción de tanque externo con aislamiento térmico.....	287
Ilustración 4-68: Calefacción de tanque interno con aislamiento térmico	287
Ilustración 4-69: Calefacción de tanque interno-balanza con aislamiento térmico.....	288
Ilustración 4-70: Perdidas de calor con aislamiento térmico en el sistema de almacenamiento lleno y distribución de aceite de palma con condensados.....	289
Ilustración 4-71: Calentamiento de agua de alimentación por inyección de vapor.....	294
Ilustración 4-72: Incremento de la temperatura de agua de alimentación con MO-3.1	295
Ilustración 4-73: Decremento de la temperatura posterior a la inyección vapor en tanque de alimentación.....	297
Ilustración 4-74: Comparación decremento de temperatura con y sin inyección de condensados	298
Ilustración 4-75: Calor total acumulado durante la inyección de vapor y con/sin recolección condensad por gravedad.....	299
Ilustración 4-76: Consumo de combustible y energía térmica para sustentar la carga térmica de acondicionado con ECO-7	304
Ilustración 4-77: Consumo de combustible y energía térmica que sustenta la carga térmica de acondicionado con ECO-8.....	305
Ilustración 4-78: Consumo de combustible y energía térmica para sustentar la carga térmica de acondicionado con PIO-8.....	308
Ilustración 4-79: Incremento de capacidad de producción y eficiencia vapor combustible en llama alta y llama baja	309
Ilustración 4-80: Aperturas de válvulas en L1-L2 y eficiencia vapor combustible en llama alta y llama baja.....	311
Ilustración 4-81: Concepto alternativo de conexiones para la recuperación y recolección de condensado aguas arriba	315
Ilustración 4-82: Concepto alternativo de conexiones para la recuperación y recolección aguas abajo.....	315
Ilustración 4-83: Concepto alternativo para el drenaje de condensado en frio en el precalentamiento de tuberías y tanques	315
Ilustración 4-84: Oportunidades de ahorro energético (ECOs) Biopremix Cía. Ltda.	317
Ilustración 4-85: Oportunidades de mejora de proceso (PIOs) Biopremix Cía. Ltda.	318

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: ESPECIFICACIONES DE CALDERA 3 PASOS HURST AND WELDING

ANEXO B: PODER CALORÍFICO SUPERIOR E INTERIOR DEL DIÉSEL Y COMBUSTIBLES LÍQUIDOS

ANEXO C: CORRECCIÓN DE POTENCIA DE QUEMADOR DE ACUERDO A LA ALTITUD SOBRE EL NIVEL DEL MAR

ANEXO D: ANÁLISIS DE GASES DE COMBUSTION DE CALDERA BIOPREMIX CÍA. LTDA.

ANEXO E: SOLUCIÓN GAUSS JORDAN BALANCE ATÓMICO REACCIÓN DE COMBUSTION LLAMA ALTA

ANEXO F: SOLUCIÓN GAUSS JORDAN BALANCE ATÓMICO REACCIÓN DE COMBUSTION LLAMA BAJA

ANEXO G: CALOR ESPECÍFICO MOLAR DE ESPECIES COMO PRODUCTOS DE COMBUSTION

ANEXO H: ANÁLISIS DE CALIDAD DE AGUA DE REPOSICIÓN, ALIMENTACIÓN Y CALDERA

ANEXO I: REGISTRO SEMANAL TIPO CHECKLIST Y PURGAS DE CALDERA

ANEXO J: MONOGRAMA PARA DETERMINAR PÉRDIDAS DE CALOR EN VÁLVULAS

ANEXO K: FUNCIONAMIENTO DEL QUEMADOR

ANEXO L: FACTORES DE FRICCIÓN ACERO COMERCIAL PARA FLUJO TOTALMENTE TURBULENTO

ANEXO M: FACTOR DE EXPANSIÓN PARA FLUJO COMPRESIBLE

ANEXO N: COEFICIENTES DE FLUJO PARA VÁLVULAS DE BOLA

ANEXO O: FACTORES O COEFICIENTES DE FRICCIÓN EN ACCESORIOS PARA EL MÉTODO 3K

ANEXO P: PROPIEDADES FISICOQUÍMICAS DEL ACEITE DE PALMA

ANEXO Q: COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA CONVECCIÓN Y RADIACIÓN EXTERNA EN TUBERÍAS DE ACERO

ANEXO R: COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EQUIVALENTES PARA TANQUES

ANEXO S: CAPACIDAD Y DIMENSIONES DEL TANQUE DE ALIMENTACIÓN PARA CALDERA

ANEXO T: ÍNDICES DE PRECIOS PARA INSTRUMENTACIÓN, TUBERÍAS DE ACERO
AL CARBONO Y AISLAMIENTO MINERAL

ANEXO U: TAMAÑOS DE BOQUILLA RECOMENDADO PARA QUEMADORES RIELLO

ANEXO V: MANTA AISLANTE PARA TANQUES

ANEXO W: FÓRMULA PARA VOLUMEN DE UN TANQUE HORIZONTAL
PARCIALMENTE LLENO

ANEXO X: PÉRDIDAS DE VAPOR DEBIDO A FUGAS DE VAPOR DE ACUERDO A LA
LONGITUD DE PLUMA

RESUMEN

En la empresa productora de balanceados Biopremix Cía. Ltda. se ejecutó una Auditoria Energética (AE) enfocada en la energía térmica, con esta evaluación salieron a la luz múltiples ineficiencias energéticas en la caldera pirotubular, además en la distribución del vapor se identificaron pérdidas de calor mitigables en mayor y menor magnitud, así también se hallaron desperdicios de calor debido al sobredimensionamiento de la caldera, baja capacidad de producción y al estado actual del sistema de recuperación de condensados. En esta evaluación se dio a conocer en que, como, cuando y porque se consume la energía térmica, se plantearon algunas alternativas como Oportunidades de Ahorro Energético (ECOS) y Oportunidades para el Mejoramiento del Proceso (PIOS), a las cuales se las ha categorizado como mejoras o implementaciones altamente factibles, factibles y no atractivas de acuerdo al nivel de retorno de la inversión simple (SP). La metodología utilizada se basó en un enfoque cuantitativo y cualitativo y obedeció la secuencia de pasos tanto de una (AE) como de una Evaluación Energética Industrial (EEI), que consistió en la recolección de información del proceso productivo, operativo y del diseño de las instalaciones en planta; seguido de un pre diagnóstico, posteriormente se focalizó en el análisis energético y finalmente se realizó un reporte de recomendaciones. Con esto se llegó a determinar diez ECOs y cuatro PIOs que permiten obtener un ahorro en el consumo de combustible de las cuales: PIO-1, ECO-1, ECO-4, ECO-7, ECO-8, ECO-5 y ECO-5C son mejoras e implementaciones altamente factibles con un SP menor o igual a 1 año, el costo total de aplicar las mencionadas recomendaciones es de 2.750 USD lo que generaría un ahorro teórico de 5.900 USD al año o 1900 galones de diésel para una producción de balanceados anual de 11.104,12 toneladas.

Palabras clave: <AUDITORIA ENERGETICA>, <CALDERAS PIROTUBULARES>, <TRANSFERENCIA DE CALOR>, <ANÁLISIS DE GASES DE COMBUSTION>, <AHORRO DE COMBUSTIBLE>, <EFICIENCIA CÍCLICA DE CALDERA>, <ACONDICIONADO>, <PÉRDIDAS DE CALOR>.

0423-DBRA-UPT-2024



ABSTRACT

An Energy Audit (EA) focused on thermal energy was carried out at Biopremix Cia. Ltda., with this evaluation multiple energy inefficiencies in the pyrotubular boiler were discovered, in addition, mitigable heat losses of greater and lesser magnitude were identified in the steam distribution, as well as heat wastage due to boiler oversizing, low production capacity and the current state of the condensate recovery system. This evaluation demonstrated in what, how, when and why thermal energy is consumed, some alternatives were proposed as Energy Conservation Opportunities (ECOS) and Process Improvement Opportunities (PIOS), which have been categorized as highly feasible, feasible and unattractive improvements or implementations according to the level of simple return on investment (ROI). The methodology used was based on a quantitative and qualitative approach and followed the sequence of steps of both an Energy Audit and an Industrial Energy Assessment (IEA), which consisted of collecting information on the production and operational process and the design of the plant facilities, followed by a pre-diagnosis, the focused on the energy analysis and finally a report of recommendations. With this, ten ECOs and four PIOs were determined that allow savings in fuel consumption of which: PIO-1, ECO-1, ECO-4, ECO-7, ECO-8, ECO-5 and ECO 5C are highly feasible improvements and implementations with a SP less than or equal to 1 year, the total cost of applying the mentioned recommendations is 2,750 USD which would generate a theoretical savings of 5,900 USD per year or 1,990 gallons of diesel for an annual production of 11,104.12 tons of animal feed products.

Keywords: < ENERGY AUDITING >, < PYROTUBULAR BOILER >, < HEAT TRANSFER >, < COMBUSTION GAS ANALYSIS >, < FUEL SAVING >, < CYCLIC BOILER EFFICIENCY >, < CONDITIONING >, < HEAT LOSSES >.



Abg. Ana Gabriela Reinoso. Mgs.

Ced: 1103696132

INTRODUCCIÓN

El proceso de generar vapor implica agregar un flujo de calor a un líquido hasta su vaporización, esta necesidad y capacidad por generar vapor de agua fue el corazón de la primera revolución industrial precursora de la modernidad y del presente tecnológico, el vapor sigue siendo de importancia medular hoy en las Industrias 4.0. La carga térmica en el mundo ha aumentado, así también el consumo de combustibles fósiles, esto deja una gran brecha por cerrar desde finales del siglo pasado, el cómo consumir menos cantidad y/o el reemplazo paulatino de combustible fósiles, esto orienta esfuerzos hacia la optimización constante de los procesos energéticos, en línea con los estándares internacionales de excelencia y sostenibilidad.

La eficiente utilización de vapor se da gracias a la aplicación de los principios de termodinámica, transferencia de calor, química de los combustibles, hidrodinámica y dinámica de fluidos; a su vez al correcto diseño, dimensionamiento y aplicación ingenieril-técnico de procesos, equipos y mantenimiento. Luego, gracias a una adecuada combustión como punto de partida cuyo calor es transferido a la caldera hacia el agua tratada para generar vapor de agua de calidad, a la presión y caudal necesarios. En este caso la empresa Biopremix Cía. Ltda. requiere vapor para sus procesos de acondicionado y calefacción de aceite de palma.

La eficiencia en los sistemas de generación y distribución de vapor es un factor crucial para la competitividad y sostenibilidad de las empresas industriales. Para evaluar este propósito en Biopremix Cía. Ltda., se empleará un enfoque metodológico riguroso de una Auditoría Energética y de Evaluación Energética Industrial combinadas, de tipo cualitativa y cuantitativa que incluyen: visitas e inspecciones, aplicación de listas de verificación diseñadas específicamente para evaluar cada componente del sistema de generación y distribución de vapor de la empresa, además, se llevará a cabo un análisis energético detallado con los datos recopilados para definir y calcular la eficiencia estacionarias de caldera, eficiencia de combustión, eficiencia cíclica de caldera, para cada tipo de producto elaborado; el levantamiento de un inventario térmico anual de acuerdo a la producción y estimar las pérdidas económicas asociadas a las ineficiencias y desperdicios de calor que se identificarán a través de ecuaciones, métodos iterativos y modelos matemáticos.

Este estudio permitirá estimar los posibles ahorros energéticos y económicos derivados de la implementación de medidas correctivas y oportunidades de ahorro energético y contribuir a la reducción de consumo de combustible, al estudiar este trabajo la empresa podrá implementar un sistema de gestión de energía, permitiendo establecer políticas, objetivos y procesos para mejorar de manera continua su desempeño térmico-energético.

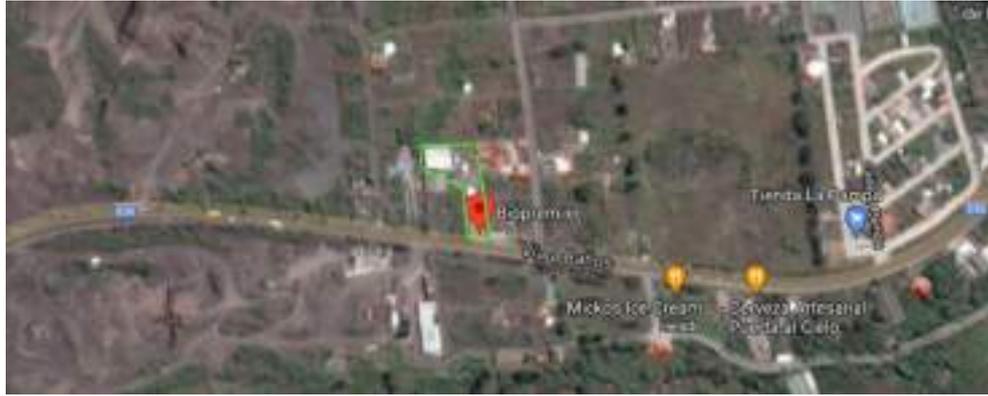


Ilustración 1-2: Micro localización del área del proyecto empresa Biopremix Cía. Ltda

Fuente: (Google Maps, 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

1.1.1. Antecedentes operacionales

El primer consumidor de energía térmica en una Planta de Balanceados es el proceso de acondicionado, este consume hasta el 80-90% del vapor generado (TECALIMAN 2015). En segundo lugar, mientras la caldera permanece en operación; la planta utiliza el calor sensible de los condensados trampeados y en otras veces el calor latente del vapor saturado, para la calefacción del aceite de palma almacenado en tanques; a los cuales se trasfiere energía térmica a través de intercambiadores de calor tipo serpentín sumergidos con el fin de mantener el estado líquido en su interior y posibilitar la viscosidad adecuada para fluir hacia el dosificado accionada por una bomba con destino a la mezcladora.

Se elaboraron 4.767,68 toneladas métricas de balanceado en 2019 y se consumieron 6.963 galones de diésel; en 2020 se elaboraron 9.274,40 toneladas y se consumieron 11.104 galones. La empresa poseía solamente un tanque de almacenamiento de aceite de 700 gal (US) bajo cubierta, sin embargo, debido al incremento gradual en la producción a inicios del año 2020 se implementó un segundo tanque de 2.500 gal (US) a la intemperie y sin aislamiento térmico, con esto también la demanda de energía térmica se incrementa (ver Ilustración 1-3).

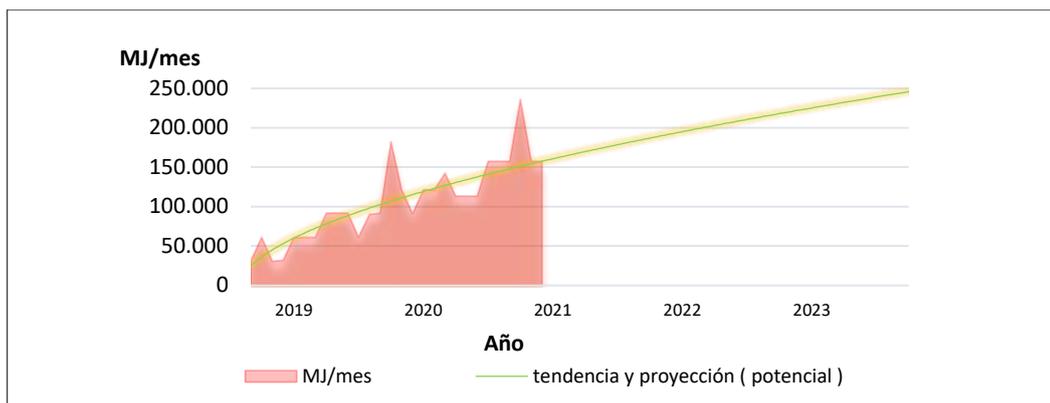


Ilustración 1-3: Consumo de energía térmica en el proceso de elaboración de balanceados

Realizado por: Vaca, S., 2023

En contraste al sistema de recuperación de condensados instalado, a su salida estos son desechadas a la alcantarilla, por lo tanto, son desaprovechados pudiendo estos ser redirigidos al agua de alimentación hacia la caldera. Además, se ha registrado que el aislamiento térmico está presente solamente en un 40% de las tuberías y en ningún tanque, por efecto, la eficiencia térmica energética actual es reducida, todo esto refleja en un mayor gasto de combustible.

Hay que sumar a esto el contexto o antecedente de medidas tomadas por el Gobierno Nacional en el año 2020 con el fin de reducir gradualmente el subsidio y el subsiguiente aumento de los costos de combustibles derivados del petróleo.

1.2. Planteamiento del problema

El combustible diésel usado por la empresa Biopremix Cía. Ltda. registró un consumo promedio de 1.61 gal por tonelada métrica de producción, con un costo por galón de 1,00 USD, el cual fue parte del sistema de subsidios hasta el año 2019 registrándose ese año un costo anual en combustible de 7.500 USD (IVA + transporte). Posteriormente, desde el año siguiente y en adelante el sistema de subsidios ha ido reduciéndose, llegando al costo por galón entre mayo y abril del 2023 de USD 3,06.

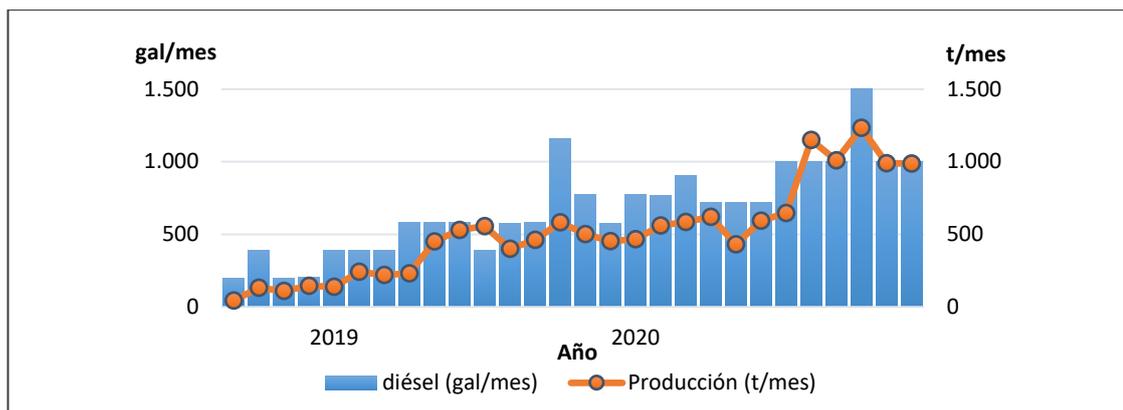


Ilustración 1-4: Consumo de combustible versus producción de balanceado Biopremix Cía. Ltda

Realizado por: Vaca, S., 2023

El rendimiento, la calidad del aprovechamiento y a conservación de la energía térmica en la planta influyen directamente en el gasto total anual/ mensual de combustible, a su vez dicho consumo influye en la facturación tanto de consumo del agua como de tratamiento químico del agua de alimentación para la generación de vapor.

1.3. Justificación del proyecto

Primero, de acuerdo con el Decreto Ejecutivo No 1024 del 19 de mayo del 2020, se aprueba un incremento del precio de combustibles cada mes en 5 puntos porcentuales de acuerdo con el precio del petróleo, sin mayor afectación en los primeros meses debido a la pérdida de valor del crudo en los mercados internacionales hasta su revalorización con tendencia al alza, en el contexto de pos-pandemia (Briones, 2020; Naranjo, 2020).

Segundo, el Decreto No 1158 del 24 de septiembre del 2020 autorizó a la empresa privada, la libre importación y comercialización de hidrocarburos antes exclusivamente distribuidos por Petroecuador que aplicaba el sistema de subsidios; como consecuencia los precios se definen por “cada actor de la cadena de comercialización tomando en cuenta las fluctuaciones del mercado”, por lo que se prevé que debido a la reducción o eliminación de subsidios se produzca un incremento de precios del combustible tanto para la industria como para otros sectores (Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables 2020; Dávalos, 2020).

Tercero, durante el desarrollo de este trabajo se constata, que hubo un incremento del 300% respecto al 2019, a mediados del 2023 se marcó un precio de 3,14 USD (+IVA).

Cuarto, de acuerdo a la Asociación Ecuatoriana de Fabricantes de Alimentos Balanceados para Animales (AFABA) por causa de la especulación e inestabilidad de los precios del maíz y de la

soya, sus materias primas más importantes, se llegan a tener subidas de precios exorbitantes en épocas pico debido a la inexistencia de flujos adecuados de estas materias primas en el mercado nacional (AFABA, 2018). Esto conlleva a un inminente aumento de los costes de producción influenciado por los precios del maíz y de la soya, reflejándose en un incremento del valor del producto final, lo que impide muchas veces que el producto sea competitivo en el mercado; ya que como se dice coloquialmente “si el precio no se rebaja, no se vende”; afectando a las empresas elaboradoras de balanceados al no poder aumentar el precio de sus productos, según la variabilidad del costo de materias primas.

Quinto, resulta pues indispensable para este sector contribuir a disminuir sus costos de producción siendo más eficientes y aumentar la utilidad final (AFABA, 2018).

Sexto, en base a La ley Orgánica de Eficiencia Energética del Ecuador” en su Artículo 1 y 2 se establece que: “Se busca promover el uso eficiente, racional y sostenible de la energía en todas sus formas” (Guerra y Guillén, 2019).

Séptimo, con todos los antecedentes mencionados se concluye que: es factible realizar un estudio o evaluación con el objetivo principal de reducir el gasto energético relacionado a la quema del combustible que está vinculado directamente a la generación, distribución y consumo del vapor y/o condensados en la industria de balanceados, esto lleva a buscar alternativas operativas y/o realizar implementaciones de conservación y ahorro energético/térmico, que contribuyan a reducir el gasto en combustible o el costo derivado de producción por energéticos que presenta esta empresa.

Octavo, para cumplir con lo anterior es necesario evaluar el rendimiento del sistema actual de generación y distribución de vapor desde un enfoque técnico y proponer mejoras realistas, teniendo en cuenta que, es común que estas no se suelen materializar, debido a que no cumplen con una tasa de rentabilidad o que se carece de información sobre la tasa de rendimiento mínima aceptable (ITP, 2011), será necesario complementarlas con estimaciones sobre ahorro energético anual, ahorro económico, costo de inversión y tiempo de recuperación para cada propuestas y/o recomendación a corto y mediano plazo.

Finalmente, Biopremix Cía. Ltda. está interesada en evaluar su sistema de generación y distribución de vapor con el objetivo de mejorarlo, conocer los ajustes específicos que puedan reducir los gastos de combustible innecesarios y lograr una reducción de consumo y minimización de desperdicios en energía térmica en la distribución de los puntos que así lo requieran. Además,

que la empresa contará con el análisis y resultados de la generación, consumos específicos, eficiencias, desperdicios y costos derivados del uso de vapor para la elaboración de sus productos.

1.4. Beneficiarios directos e indirectos

1.4.1. Beneficiarios directos

Biopremix al implementar las recomendaciones de ahorro de energía térmica puede reducir el consumo de combustible innecesario, por efecto, aumentar su competitividad dentro del sector productor y comercializador de alimentos balanceados al reducir costos innecesarios en su producción.

La empresa se puede beneficiar al identificarse con la elaboración de balanceados de alta calidad de una forma más sostenible, más amigable con el ambiente y reduciendo su carga de gases de efecto invernadero.

Se pueden crear oportunidades para empresas u organizaciones que puedan llevar a cabo un adecuado trabajo en la implementación de mejoras energéticas, como: consultores externos, compra-venta e instalación de equipos y capacitaciones; por ello se promueve la dinamización de la economía nacional, a su vez se brinda motivación al propio personal para que se promueva la mejora continua en este caso la eficiencia energética.

1.4.2. Beneficiarios indirectos

Por sinergia también se aportaría positivamente al crecimiento del sector avícola, porcícola, vacuno entre otros. Es decir, a la cría, alimentación, comercialización de animales de granja beneficiando la cadena productiva de la proteína animal, producción de carne de pollo, carne de cerdo, embutidos, huevos, leche, etc. al proporcionar alimentos balanceado de alta calidad, re reduciendo costos de energéticos de producción.

Por otra parte, esta metodología propuesta podría ser emulada, mejorada o readaptada para otros sectores como industrial, académico, emprendedores, auditores energéticos entre otros, con el objetivo de que medianas y pequeñas industrias se desarrollen aprovechando eficientemente la energía térmica y el uso racional y consciente de combustibles fósiles.

1.5. Objetivos del proyecto

1.5.1. Objetivo general

Evaluar las condiciones actuales y posibles mejoras del sistema de generación, distribución y consumo de vapor destinado al acondicionamiento para peletizado y a la calefacción de aceite de palma en la empresa productora de balanceados Biopremix Cía. Ltda.

1.5.2. Objetivos específicos

- Diagnosticar la calidad del sistema de generación y distribución de vapor de la empresa Biopremix Cía. Ltda. mediante listas de verificación.
- Calcular las eficiencias de caldera, determinar el caudal de vapor y condensados producto de la energía térmica requerida para el acondicionamiento y la calefacción de aceite de palma.
- Calcular las pérdidas económicas por ineficiencias y desperdicios de calor encontrados.
- Estimar los ahorros energéticos, económicos, inversión y tiempo de recuperación como resultado de implementar las oportunidades de ahorro energético.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Consumo energético en la elaboración de balanceados pelletizados

La energía en términos generales ha sido bien definida como la capacidad para generar calor, trabajo, movimiento o para efectuar una transformación física o química. La energía es requerida para varias actividades productivas y económicas, siendo las fuentes convencionales desde finales del siglo XIX el petróleo y sus derivados clasificados como energías comercializables y no renovables.

Por ello, estas están sujetos a un precio internacional o regional de acuerdo a la demanda del mercado, asignándose un costo para los consumidores finales en distintos sectores: sea doméstico, comercial, industrial, etc. Este costo final es adoptado según los intereses o planes políticos-económicos y/o gubernamentales, donde el precio puede disminuir a través de subsidios, incrementarse a través de impuestos, liberalizarse o ser adaptado a una regularización o bandas de precios (Bhattacharyya, 2011; Marchán, Espinasa y Yépez-García, 2017).

El consumo eficiente de combustibles sitúa el concepto de Eficiencia Energética, la cual puede ser abordada bajo la primera y/o la segunda ley de la termodinámica. La eficiencia energética se define esencialmente como la generación de la mayor cantidad de energía por cada unidad de energía consumida, es decir que para cada unidad de combustible consumido se obtenga la mayor cantidad de energía útil. Y por efecto, un aprovechamiento inefectivo evidentemente conlleva un impacto económico y ambiental (Solmes, 2009).

Se estima que alrededor de un 20 a 50 % de la energía generada por las industrias se desperdicia al ambiente como calor no aprovechado o no deseada, sin embargo, se debe tener presente que en hasta en un 60%, la mayoría de estos calores residuales no suelen superar los 150 °C por lo que estas se conocen como fuentes de calor de bajo nivel de recuperación y entre un 12-23%. se consideran como fuentes de recuperación media con temperaturas entre 150-500 °C (Haddad et al., 2014; Sirchis, 1990). En cuanto a los calores residuales que pueden provenir de la elaboración de balanceados se cuenta con:

- Vapor a baja presión (nivel bajo)
- Condensados de vapor (nivel bajo)

- Salida de Humo de chimeneas de calderas (nivel medio)
- Aire caliente procedente de procesos de secado (nivel bajo)

Los equipos capaces de hacer posible la utilización de calores residuales son llamados recuperadores o economizadores los cuales son intercambiadores de calor; su diseño y selección dependerá de las condiciones de entrada y salida operacionales, así como del tiempo de disponibilidad de dicha corriente.

2.1.1. Consumo de energía comparativo de plantas de elaboración de piensos y balanceados para animales

De acuerdo con (Fuentes-Pila et al. 2015, p. 10) alrededor de un 80 a 90% del vapor generado se destina exclusivamente al proceso de acondicionado. El consumo de energía eficiente se desglosa por área y equipo; por ejemplo, para una planta de 80.000 t/año resultado se muestra en la Ilustración 2-1 para el consumo térmico y eléctrico.

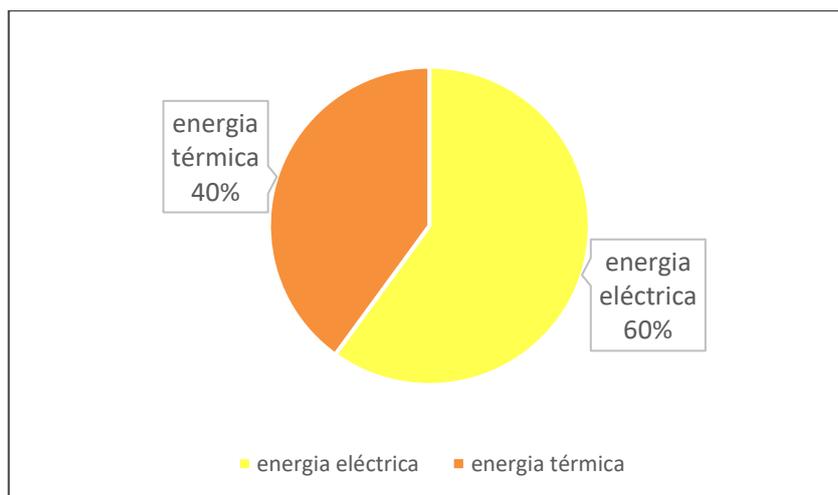


Ilustración 2-1: Consumo de energía industria europea de balanceados

Fuente: (Fuentes-Pila et al. 2015, p. 10).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Consumo eléctrico:

- Pelletizadora 33,6%
- Molienda 12%
- Transporte Dosificado y mezclado 4,8 %
- Área de caldera 4,8 %
- Aire comprimido para secado y limpieza 3,6%

- Recepción de materias primas 1,2%

Consumo térmico:

- Generación de vapor 36%
- Otros 4%

2.1.2. Consumo de energía plantas Biopremix Cía. Ltda.

La planta actual a evaluar cuenta con una producción que bordea los 9000 t/año, es decir con una producción 8.8 veces menor al mostrado en la Ilustración 2-1, de acuerdo a los datos históricos provistos por la empresa estos se traducen y se analizan en las siguientes ilustraciones:

Tabla 2-1: Producción (muestra) de balanceados Biopremix

Muestra producción Biopremix (t/año) 2020	
Lechones	430
Pollos	4.000
Cerdos	2.620
Cuyes	180
Ganado lechero	100
Total	7.330

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

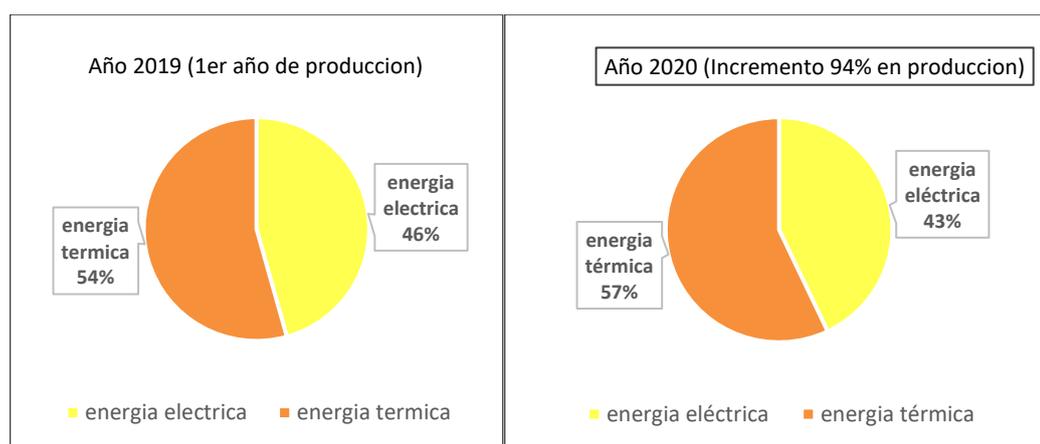


Ilustración 2-2: Consumo de energía térmica y eléctrica consumida en base a producción

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se observa que no se cumple la relación citada en la sección anterior, sino que se observa una relación inversa. (energía térmica mayor a eléctrica), y también se muestra que la misma tendencia se mantiene, incluso el consumo térmico se elevó durante el segundo año de producción, esto conllevó a una intensificación del 72,07 % en el galonaje o consumo de combustible, además hubo una disminución del consumo eléctrico del 13% esto debido a que en el segundo año la planta operaba con mayor productividad y eficiencia que en el primero.

2.1.3. Condiciones ambientales planta Biopremix Cía. Ltda.

El calor se mueve hacia la atmosfera, dicha cantidad de calor está determinada elementalmente por las propiedades del flujo interno, de la dimensión de la superficie y en su gran mayoría por la velocidad del aire, humedad relativa del aire y la temperatura ambiental, todas estas variables influyen a su vez la temperatura de superficie expuesta al ambiente y por ende la cantidad de calor perdido.

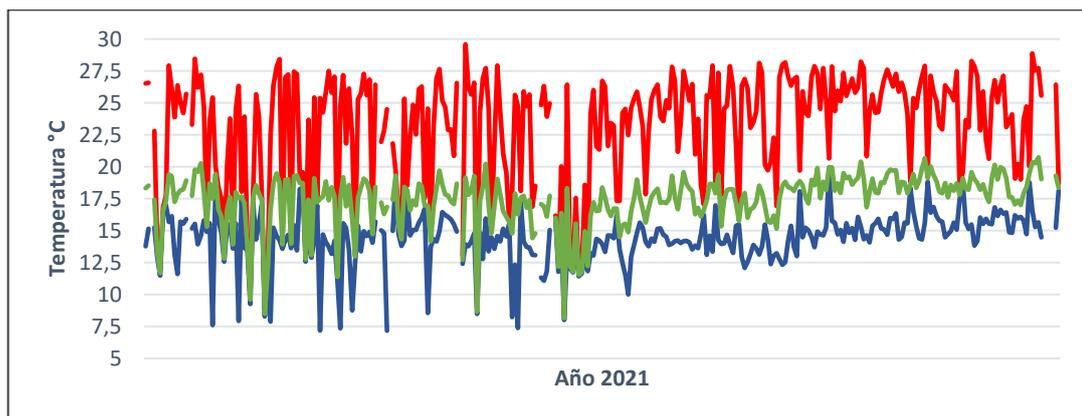


Ilustración 2-3: Temperatura promedio diaria Estación Meteorológica Baños

Fuente: (Red Hidrometeorológica de Tungurahua, 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

La zona cuenta con dos estaciones marcadas, invierno y verano, los primeros mitad del año suelen haber cambios de temperatura drásticos entre el día y mayor pluviosidad, los meses de mayor precipitación son junio, julio y agosto; donde se presenta un considerable descenso de la temperatura nocturna y se registran las temperaturas más bajas en esta temporada. La segunda mitad de año los cambios de temperatura diaria son menos irregulares, esto conlleva que el clima sea más cálido, en los meses de septiembre octubre y noviembre corresponden a lo más secos y presentan en su mayoría días soleados de poca pluviosidad, pero más ventosos que el resto del año.

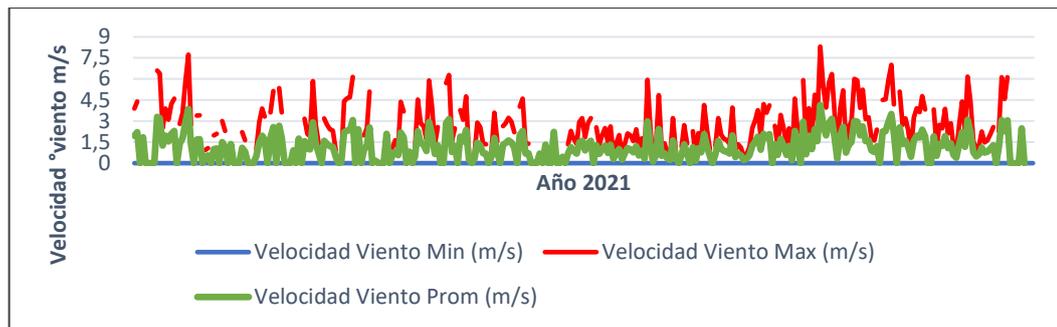


Ilustración 2-4: Velocidad del viento promedio Estación Meteorológica Baños

Fuente: (Red Hidrometeorológica de Tungurahua, 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

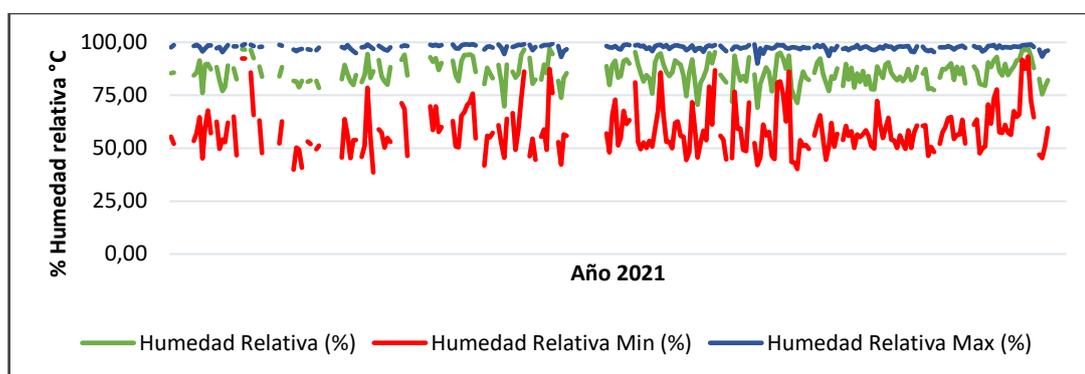


Ilustración 2-5: Humedad relativa promedio de aire Estación Meteorológica Baños

Fuente: (Red Hidrometeorológica de Tungurahua, 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

2.2. Proceso productivo de elaboración de balanceado

A continuación, se presentan las operaciones unitarias secuenciales para la producir balanceado en forma de pellet. La generación de vapor al ser un servicio auxiliar en el diagrama de producción no es descrita en esta sección, sin embargo, al ser un proceso medular en este trabajo se revisa de manera independiente y en mayor detalle en el acápite 2.7.

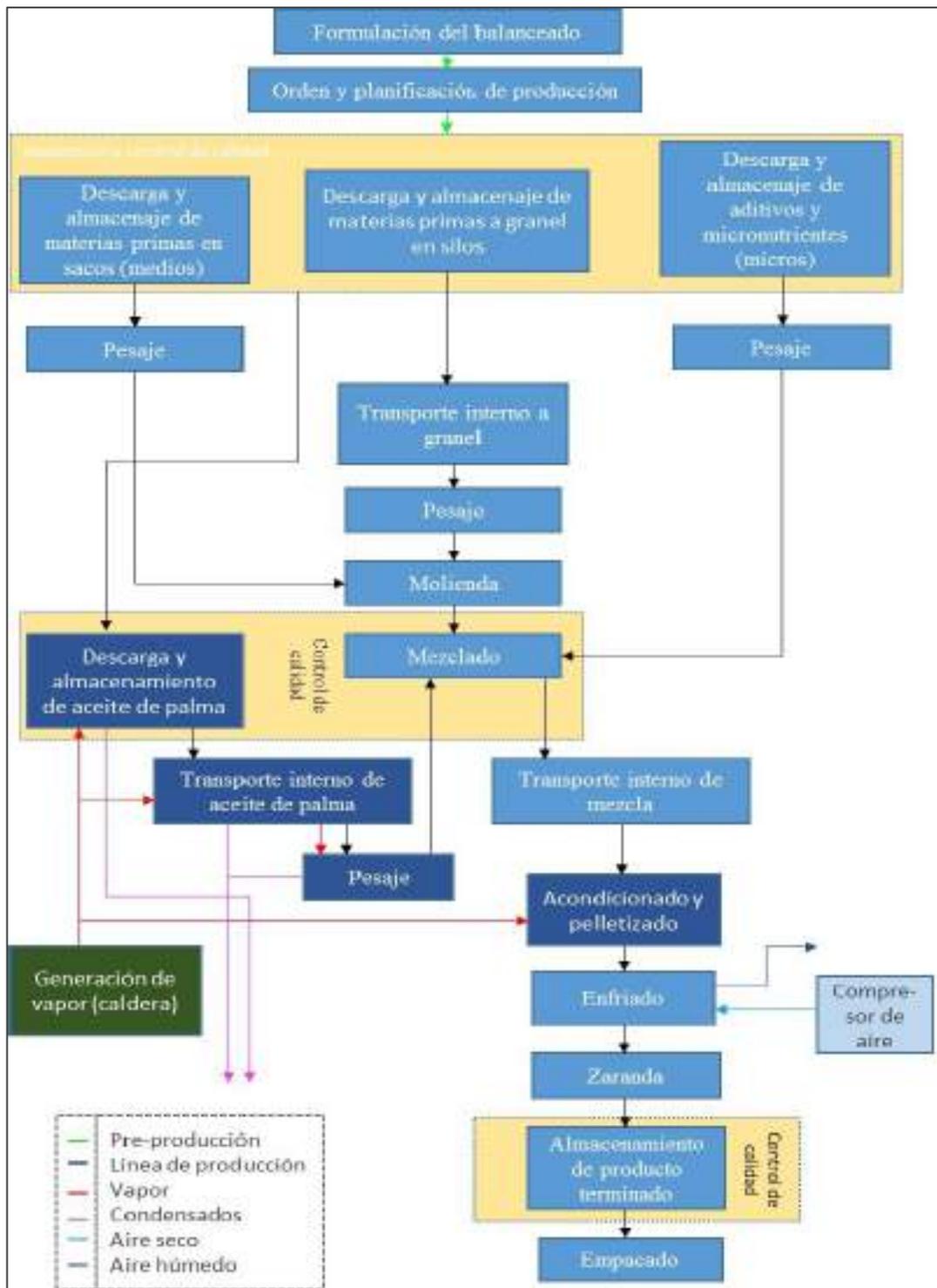


Ilustración 2-6: Proceso de elaboración de balanceado Biopremix Cía. Ltda

Realizado por: Vaca, S., 2023

2.2.1. Consumo térmico

2.2.1.1. Acondicionado

Es la operación unitaria más importante junto al pelletizado, en cuanto a la calidad del pellet se refiere. Consiste en inyectar vapor a baja presión directamente al flujo de ingredientes molidos para posteriormente efectuarse el prensado-pelletizado y enfriado-secado. Esta etapa cumple tres funciones importantes: mezclar, hidratar y calentar. Es decir, la temperatura y humedad activan el almidón y las proteínas (aglutinantes naturales) y reducen microorganismos patógenos.

La humedad además actúa como lubricante reduciendo la fricción en el pelletizador; mientras que el calor añadido penetra en la estructura del almidón desorganizando su estructura, con esto las enzimas digestivas del animal pueden digerirlo más efectivamente y aprovechar de mejor manera las propiedades nutricionales del producto (Bigliani, 2007).

El proceso se realiza generalmente en condiciones atmosféricas, pero hay casos de acondicionadores presurizados; el vapor ingresa a través de varios orificios internos ubicados lateralmente del cilindro a una presión de entre 30 – 50 psig., mientras que la mezcla molida gira por un mezclador axial movido por un motor eléctrico, la mezcla se mantiene dentro un mínimo de 20 s y un máximo de 255 s.

2.2.1.2. Calentamiento de aceite de palma

El aceite de palma es un aceite vegetal que proviene de la planta *Elaeis gineensis*, se hallan tres variedades: Dura, Tenesa y Tisifera. El mayor productor y exportador de aceite de palma es Malasia, mientras que la producción ecuatoriana del aceite de palma representa alrededor del 1%, siendo el sexto lugar en la producción en el mundo, al menos el 60% de la superficie de cultivo corresponde a la especie Tenera Híbrido (INIAP 2018).

El uso alimenticio del aceite de palma para consumo humano y animal tiene importancia desde el punto de vista energético y nutricional ya que posee mayor energía por gramo que los carbohidratos, es portador de ácidos grasos esencial, fomenta el crecimiento, es fuente de ácidos grasos oleico, linoleico, carotenos y favorece la asimilación de vitaminas liposolubles (Rotimi 2016).

El aceite de palma cumple varias funciones como aditivo alimentario, en la elaboración de balanceados la función más importante es la de aportar energía a las dietas animales mediante una

adecuada dosificación según sea la etapa y especie, además, mejora la palatabilidad y contribuye a disminuir la formación de polvo a la hora de la producción favoreciendo una mejor estructura y compactación del pellet (Mateos, Rebollar y Medel 1996).

Las grasas vegetales como el aceite de palma son fluidos altamente viscosos por lo que para ser transportados y descargados se necesita reducir el valor de su viscosidad, para esto se requiere introducir un proceso de precalentamiento y calefacción; las temperaturas recomendadas de almacenamiento y descarga han sido publicadas por FAO, para evitar justamente que las características funcionales y nutricionales se deterioren por exceso de calor y prevenir su oxidación (Fajardo-Muñoz y Páez-Fajardo 2016; Riba et al. 2010).

2.2.2. Consumo eléctrico

Las operaciones unitarias que se describen continuación no dependen de una fuente de calor, es decir la transferencia de calor a través de sus fronteras es insignificante y se puede considerar despreciable. Por lo tanto, la energía que se ejerce sobre estos sistemas es solo “trabajo” mediante motores-rotos, bombas y compresores través de la conversión de energética eléctrica:

2.2.2.1. Molido

Se utiliza un molino de martillo con el objetivo de obtener un menor tamaño de partícula de las materias primas. Donde las distintas granulometrías dependen de la velocidad de molido y del diámetro de apertura del tamiz. Los requerimientos estarán en función del alimento que se va a elaborar y de la especie animal y fase de crecimiento a la que va destinado. Las materias primas que necesariamente requieren molido son maíz y trigo.

2.2.2.2. Mezclado

La mezcladora tiene la función de obtener una mezcla o dispersión homogenizada de todos los ingredientes sólidos y líquidos. También se suele contar con una pre-mezcladora para mejorar la calidad del mezclado de micronutrientes en polvo y aditivos de baja concentración en peso.

2.2.2.3. Pelletizado

Es una prensa incorporada dentro de una carcasa de seguridad que a través del giro de rolos o rodillos comprimen la mezcla molida caliente y humectada contra una matriz que le proporciona

el diámetro adecuado de salida mientras unas cuchillas giratorias otorgan el tamaño adecuado del pellet. Posteriormente el pellet es descargado sobre un lecho con corriente de aire frío para proporcionar la característica dureza.

2.1.1.1 Zaranda

Se utiliza una zaranda industrial vibratoria inclinada para separar los pellets quebradizos, rotos o de menor tamaño para ser reprocesados. De manera análoga se realizan cambios en del número de malla según sea la granulometría del producto final.

Otros equipos de este tipo que resultan fundamentales en esta industria son los cangilones, elevadores y transportadores para movilizar internamente las materias primas, mezclas y producto final; compresores de aire para limpieza de polvos, ventiladores de secado, básculas y ensacadoras. También se agrega al consumo eléctrico el sistema de control automatizado de dosificadores volumétricos, bombas, balanzas, controladores PLCs y HMI de equipos en producción e iluminación de la planta (Chacón, 2015).

2.3. Definiciones y tipos de energía

Es apropiado distinguir las diferentes formas de energías inmiscuidas en los procesos especificados anteriormente. A continuación, se aprecian los fundamentos y distinciones entre calor, energía térmica, energía química, antes de pasar a analizar su aprovechamiento como \dot{Q}_{salida} o $\dot{Q}_{entrada}$ y los fundamentos de transferencia de calor.

De acuerdo con la Ecuación de Bernoulli:

$$\Delta E = \Delta H + \Delta K + \Delta P - Q - W \quad (1)$$

En los procesos de transferencia de calor los cambios de temperatura debido a variaciones en la energía cinética K , potencial P , rozamiento son insignificante y al no haber trabajo mecánico W sobre el sistema la variación de la energía queda simplificada, donde Q es calor como una diferencia de la entalpia ΔH (Himmelblau, 1997):

Sin reacción química:

$$Q = \Delta H = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT = \Delta U + mdV \quad (2)$$

Con reacción química:

$$Q = \Delta H_{\text{productos}} - \Delta H_{\text{reactivos}} \quad (3)$$

Así mismo, para un sistema macroscópico el balance energético global es análogo al balance de macroscópico de masa, dada una frontera y un entorno definido:

$$\left(\begin{array}{c} \text{acumulación} \\ \text{de energía} \\ \text{térmica en el} \\ \text{sistema} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{transferencia de} \\ \text{calor} \\ \text{hacia el sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{transferencia} \\ \text{de calor} \\ \text{desde el sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{generación} \\ \text{de calor} \\ \text{dentro del} \\ \text{sistema} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{consumo} \\ \text{de calor} \\ \text{dentro del} \\ \text{sistema} \end{array} \right) \quad (4)$$

La “generación de calor dentro del sistema” se refiere a calor generado ya sea por reacciones químicas, campos magnéticos o nucleares, mientras que el “consumo de calor dentro del sistema” tiene que ver netamente con transformaciones nucleares, por lo que estos términos son zero donde no existen estas condiciones.

2.3.1.1. *Energía térmica*

Es una propiedad que describe el aumento de la vibración o un mayor movimiento de las moléculas de una sustancia o sistema; generado debido a una elevación de la temperatura. Esta está estrechamente ligada a la energía cinética traslacional de los átomos o moléculas y por lo cual se considera a la energía térmica de una sustancia como la sumatoria de todas sus energías cinéticas moleculares.

2.3.1.2. *Calor*

Mientras que el “calor” o flujo de calor como su nombre lo indica es la energía térmica en traspaso o movimiento debido a una diferencia de temperatura entre dos puntos de una sustancia, objeto o sistema.

2.3.1.3. *Energía de fluido o trabajo de flujo*

Esta energía es la que realiza el movimiento de un fluido cuando pasa por un volumen o superficie de control, se expresa como el producto del volumen específico por la presión del fluido.

2.3.1.4. Energía química

La energía química se produce por las transformaciones en la composición química, a través de una serie de reacciones redox que se transforma en energía térmica; como por ejemplo los enlaces de los hidrocarburos por la acción e un oxidante se transforma en energía térmica (Speight 2020). Algunas reacciones en la generación de productos liberan energía en forma de calor y otros la absorben, este dependerá de la entalpia de formación de cada sustancia

2.4. Causas de ineficiencias energéticas

Tabla 2-2: Principales desperdicios de energía térmica y energía de fluido en la elaboración de alimentos balanceados

Fundamento	perdida energética	Tipo de energía	Proceso/ fenómeno
Primera ley Termodinámica	Cantidad de energía	Calor	-Conducción -Convección -Radiación
		Energía del fluido	-Perdidas de carga continuas y locales - Fuga de fluido -Corrosión e incrustaciones -Obstrucciones
		Energía química	-Combustible inquemado
Segunda ley Termodinámica	Calidad o disponibilidad de energía	Energía química	-Calor de Combustion
		Calor	-Caída de presión -Caída de temperatura -Mezclado Transferencia de calor

Fuente: (Smith y Parmenter, 2013; Dinçer, 1985).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Aunque las pérdidas de calor pueden reducirse Q_{si} , son inevitables termodinámicamente, algunas incluso son inviables de reducir si se pretendiere alcanzar algún ahorro económico mediante su reducción.

2.5. Rendimiento energético en procesos estacionarios

Cuando un flujo de energía se transfiere según la Primera Ley de la Termodinámica, la forma de evaluar dicho rendimiento es a través del cociente de la energía útil de salida (E_{salida}) frente la

energía que ingresa (E_{entrada}). Entonces, la eficiencia se puede calcular en estado estacionario con la siguientes formulas:

2.5.1. Método Directo

Conocido también como Método de Entrada- Salida, se enfoca en comparar la energía ganada por el vapor (salida) frente a la energía contenida en el combustible de entrada, a través de mediciones de flujo o estimaciones indirectas. Es decir, relaciona la variación de entalpia del vapor, la temperatura del agua de alimentación, la cantidad de vapor generado, frente a la cantidad de combustible consumido y su poder calorífico (Vakkilainen, 2017b, p. 78).

$$\eta_{\text{sistema}} = \frac{E_{\text{salida}}}{E_{\text{entrada}}} * 100 \quad (5)$$

2.5.2. Método Indirecto

También llamado Método de pérdidas de calor, debido a que se enfoca en restar a la eficiencia ideal 1 o del 100%, las fracciones o porcentajes de calor perdido como: pérdidas de calor $Q_{\text{si n}}$ en la chimenea o gases secos, perdidas por radiación y convección, perdidas por la humedad del combustible, perdidas por combustible inquemado, entre otras. Este método implica calcular todas los flujos de energía estacionarias, por lo que su desventaja se halla en recopilar mayor cantidad de datos experimentales y laboriosos cálculos (Golato et al., 2008; Vakkilainen, 2017b, p. 79).

$$\eta_{\text{sistema}} = 100 - \left[\frac{Q_{\text{si}} + \dots + Q_{\text{si n}}}{E_{\text{entrada}}} \right] * 100 \quad (6)$$

También se pueden realizar análisis de rendimiento exergético tomando los principios de la Segunda Ley de la Termodinámica en los puntos en los que la energía se degrada.

2.6. Hidrocarburos

Dentro de los hidrocarburos que se hallan disponibles como recursos no renovables en la naturaleza estos son: el carbón, el crudo, y le gas natural. Sin embargo, la biomasa o biocombustibles se los puede considerar como renovables, pero no como hidrocarburos como tal, ya que son una mezcla menos estable de esteres, alcoholes, fibras y ácidos carboxílicos etc. De la refinación del crudo se obtienen una serie de combustibles líquidos o derivados como la gasolina

y el diésel, estos corresponden al primer y segundo mayor subproducto del crudo con mayor consumo en el mundo (Aitani, 2004).

2.6.1. Combustible diésel

La obtención del diésel se genera a partir de destilación fraccionada a presión atmosférica a temperatura de ebullición de entre 175 a 375 °C, resultando ser la mezcla de hidrocarburos de cadenas de carbono de 9 a 25, con una densidad promedio de 840 kg/m³ y con un formula química de estructura variada. Además, suelen tener contenidos de azufre entre 15-5000 ppm, según sea la calidad (Speight, 2020). Conforme a la Norma ASTM-D975 (Especificación estándar para los aceites de combustible diésel) se describen siete grados distintos de aceite combustible diesel de los cuales se detallan el grado 1, grado 2 y grado 6.

2.6.1.1. Destilado N. 1

Diésel oil N°1 o también llamado queroseno el cual se emplea principalmente en motores con altas velocidades y rápidos cambios de carga como vehículos y buses urbanos; también se tiene el aceite combustible o fuel oil N°1 el cual es utilizado en aplicaciones de calefacción en estufas y calentadores portátiles (EIA, 2017).

2.6.1.2. Destilado N. 2

Diésel fuel N. 2 el cual se usa en motores a diésel de vehículos cuyas cargas y velocidades son más estables como tractores o locomotoras, a su vez el Fuel oil N.2 corresponde al aceite combustible empleado en calefacción doméstica y para uso en quemadores industriales (EIA 2017).

Otro combustible comúnmente usado en calderas es el búnker o fuel oil N°6 el cual posee mayor viscosidad por lo que requiere un proceso de precalentamiento, este cubre una serie de mezclas de hidrocarburos ligeros, hidrocarburos más pesados, residuos de carbono y residuos de otros combustibles. Sus características son especificadas por la norma ISO y ASTM D396 (Especificaciones Estándar para Fueloils) generalmente poseen elevada proporción de azufre hasta 27000ppm (ScienceDirect Topics, 2020).

Muy por el contrario, se conoce como ULSD por recomendación de la EPA (Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos) a un tipo de diésel con una concentración máxima de 0-15ppm, este se ha venido adoptando en Europa y Norteamérica, dada las estrictas

regulaciones para reducir las emisiones de dióxido de azufre desde el año 2010 en especial en el campo automotor que es el mayor foco de emisiones (diesel.net, 2008).

2.6.2. Características de calidad y precio del Diésel para consumo Nacional

El consumo de Diésel representa cerca del 32% del total de energía que se consume en Ecuador, el 60% de este y otros derivados se importan (Villamar et al. 2021, p. 3). Las características del diésel que se comercializa deben cumplir con la Normativa NTE INEN 1489;2012 (Productos derivados del petróleo. Diésel. Requisitos).

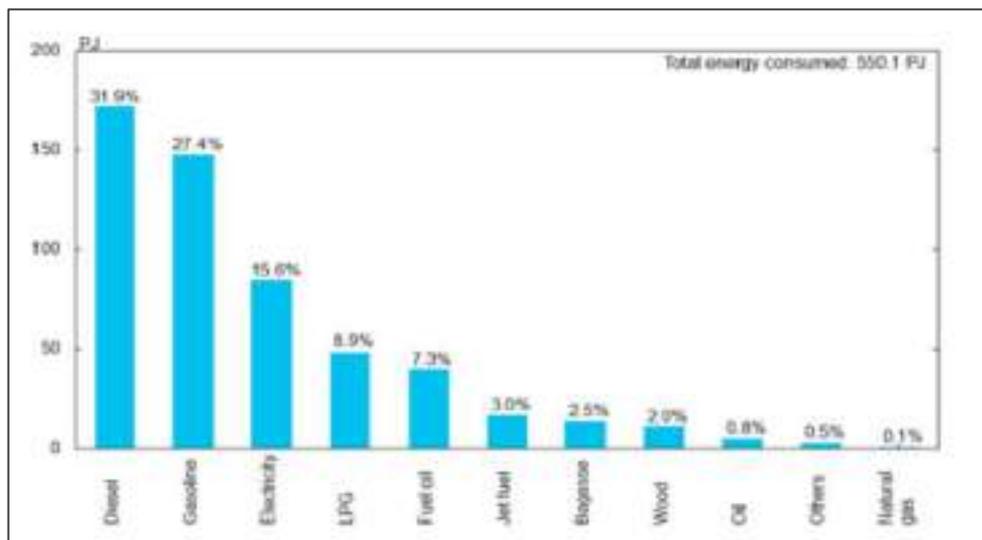


Ilustración 2-7: Energía total consumida en Ecuador

Fuente: (Villamar et al., 2021, p. 3).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Según varias trabajos académicos y muestras analizadas durante marzo del 2020, la Refinería Nacional no produce diésel de alta calidad, la cual aumenta al reducir la concentración (ppm) de azufre, por lo tanto, la calidad de este derivado en general es baja, en tanto que esta también depende del lugar del territorio nacional en donde se distribuya y comercialice. En algunos lugares se han obtenido valores de hasta de 5000 ppm de azufre para el diésel N.2 Premium a diferencia de zonas donde este se distribuyen mezclas con una proporción del importado donde la concentración de azufre es menor a 100 ppm (El Universo, 2020; Ortiz, 2014). A través de políticas energéticas se ha estado trabajando para alcanzar un nivel Euro V es decir, menor a 50 ppm para diésel Premium, sin embargo, se estima que con las repotenciones esperadas en la refinería de Esmeraldas se podría cumplir hasta la norma Euro III que permite hasta un máximo de 500 ppm de azufre (El Universo 2020).

El diesel después de producido en la refinería tiende entrar en un proceso de oxidación o “degradación” de su calidad; el transporte o el tiempo de almacenamiento y factores tales como el aire, los cambios de temperatura y en su mayoría la humedad van mermando sus propiedades fisicoquímicas (ALLIANZ RISK CONSULTING 2021). La cantidad de agua presente en el diésel puede ser detectada mediante el método de Karl Fischer, En base a muestras tomadas de almacenamientos durante 10 días y a humedad relativa promedio de 83 el contenido de agua en el diesel se aproxima a las 98 ppm (Fregolente et al., 2015).

Así mismo la composición de un combustible y por ende su poder calorífico, puede estar fundamentado de acuerdo bien a que los resultados se den en base húmeda es decir tal como se despacha la cual contiene agua en emulsión -en caso de combustible líquidos- que al llegar al punto de evaporación se libera, (af) o bien en base seca (df) o en base seca y libre de cenizas, la presencia de agua y sedimentos ocasiona mayor corrosión y obstrucción de los sistemas de inyección (Vakkilainen, 2017a).

2.6.3. Análisis elemental del diesel de comercialización nacional de referencia

Conocer la composición elemental expresada en porcentaje (C, H, O, N, S) es indispensable para efectuar los cálculos de balances de masa, energía y rendimiento en procesos de combustión. Además, mediante ciertas relaciones se puede estimar el poder calorífico inferior (PCI) de dicho combustible.

El método estándar para la determinación instrumental de las composiciones del combustible en laboratorio es el método ASTM D5291 (Método de prueba estándar para la determinación instrumental de carbono, hidrógeno y nitrógeno en productos derivados del petróleo y lubricantes). Sin embargo, ya sea por el costo de análisis o el tiempo que consume Lopes y Geng (2013) mencionan algunos métodos empíricos tal como el ASTM 3343 (Método de prueba estándar para Estimación del contenido de hidrógeno de los combustibles de aviación) el cual mediante correlaciones entre las propiedades conocidas del combustible tal como el contenido de aromáticos, densidad, temperatura de destilación, etc. permite estimar las composiciones elementales.

Para este trabajo por tratarse del mismo país y región se toma como base representativa el análisis elemental realizado por Chávez et al. (2017) sobre una muestra de diésel tomado de una estación de servicio en la ciudad de Quito, donde se aplicó el método ASTM D5291.

Tabla 2-3: Composición elemental de una muestra de diésel comercial (referencia)

Análisis elemental	Muestra I (Chávez et al. 2017)
Componente	(% p/p)
Porcentaje de carbono (C)	81,208 %
Porcentaje de hidrogeno (H ₂)	13,118%
Porcentaje de nitrógeno (N ₂)	0,062%
Porcentaje de azufre (S ₂)	0,184%
Porcentaje de oxígeno (O)	5,408%
Cenizas	0.02%

Fuente: (Chávez et al., 2017).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Es importante mencionar que el porcentaje de oxígeno no consta en el análisis citado ya que generalmente el contenido de O₂ en la mayoría de los diésels comerciales se considera prácticamente insignificante. Sin embargo, esto dependerá de su calidad, por ejemplo, un diésel ULSD (diésel de azufre ultra bajo) donde el azufre $S \leq 0,015\%$, suele ser llevar a valores de oxígeno cercanos a cero.

Sin embargo, al evidenciar en el análisis una elevada cantidad de azufre (ver Tabla 2-3); y como es bien conocido que el diésel comercializado en el Ecuador corresponde a ser una mezcla de diésel importado y diésel de producción nacional, el porcentaje de oxígeno se asume el restante del análisis hecho, es decir se tendría un 5.408%, lo que concuerda con una calidad media-baja e incluso podría informar posiblemente de mezclas con algún tipo de biodiesel (Lopes y Geng, 2013). De entre los datos análisis referenciados se asume un promedio normal de 0,02 % de cenizas en composición para combustibles derivados del petróleo. Aunque generalmente este porcentaje para el diésel mineral se puede despreciar.

2.6.4. Fórmula molecular del diésel (referencia)

La fórmula molecular representa el número real de átomos presentes en un compuesto, ya que el diésel es una mezcla de alrededor de 1000 hidrocarburos; como base una fórmula molecular equivalente para el diésel es C_{15,2}H_{29,3} y un peso molecular promedio de 211,7 g/mol (Castillo-Hernández, Mendoza y Caballero-Mata, 2012). Para efectuar los balances de materia, se toma en cuenta el cálculo del peso molecular hallado por López (2014), obtenido por medio de un tratamiento estadístico partiendo de las propiedades de 100 muestras de diésel en Rumiñahui – Ecuador.

Tabla 2-4: Peso molecular diésel muestra
Pichincha Ecuador

Parámetro (PM diésel)	Unidades
Peso molecular del diésel (Sierra-Ecuador)	226,5 kg/kmol

Fuente: (López, 2014).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Seguidamente, para establecer los coeficientes de la fórmula molecular del diésel $C_v H_w N_x O_y S_z$, se parte de la formula empírica y de su masa atómica empírica M_{AE} , donde, PA_i es la masa atómica de los componentes.

$$M_{AE} = \sum (n_{iE} * PM_i) \quad (7)$$

$$n^* = \frac{PM_{diésel}}{M_{AE}} \quad (8)$$

2.6.5. Poder calorífico de combustibles

El poder calorífico PC se define como la capacidad que tiene un combustible para producir o generar energía y calor a través de su combustión, el valor se mide en términos de energía sobre masa o volumen, de forma ideal a presión constante se obtiene:

$$PC = \frac{Q_{rxn,p}^0}{m_{comb}} = [M]/[kg] \quad (9)$$

Donde, $Q_{rxn,p}^0$ es la energía total liberada de la reacción de combustión y m_{comb} la cantidad de combustible. Hall (2011, p. 403) e Hidrogen Tools (2017) presenta tablas y una calculadora online respectivamente de poderes caloríficos superiores para combustibles (ver anexo B). Un mejor combustible tendrá un mayor valor de poder calorífico, de forma análoga, a mayor cantidad de carbonos, mayor poder calorífico. Para combustibles destilados variará dependiendo de la cantidad del azufre contenido. Así que, mientras más se refine menor poder calorífico tendrá, sin embargo, el beneficio se gana al reducir el contenido de SO el cual es altamente contaminante.

2.6.5.1. Poder calorífico inferior

El poder calorífico inferior (PCI) neto o simplemente la energía contenida de un combustible se define como la cantidad de energía liberada debido a la combustión de una cantidad específica de

combustible (a 25 °C inicialmente), en la cual el calor latente de vaporización de los productos de la combustión no es recuperado y el agua se elimina como vapor. (Lopes, Furey y Geng 2013)

$$PCI = PCS - \frac{m_{\text{agua}} h_{fg}}{m_{\text{comb}}} \quad (10)$$

El método ASTM D240 (Método de prueba estándar para el calor de combustión de hidrocarburos líquidos mediante calorímetro de bomba) corresponde al estándar para medir la energía contenida de un combustible mediante la combustión de un volumen de muestra líquida en presencia de una bomba calorimétrica; En tanto que el valor de PCI puede estimarse a través de correlaciones reseñadas por Lopes et al. (2013) tomando en cuenta varias propiedades comunes del combustible.

Para este trabajo se utiliza la siguiente relación simple que provee una estimación rápida del PCI como reemplazo al método ASTM D240, teniendo como principio la sólida relación existente el poder calorífico con la composición elemental (Lopes et al., 2013).

$$PCI = 0,022 + 0,3394C - 0,122O + 1,033H = \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \quad (11)$$

La diferencia entre un diésel fuel promedio y un diésel con contenido es el oxígeno que proporcionan las mezclas con biodiésel es que estos últimos tienden a la formación de una combustión completa, aumentando la eficiencia de combustión y reduciendo la producción de NOx, PHAs y contaminantes, sin embargo, tienen poderes caloríficos más bajos (Sendzikiene, Makareviciene y Janulis, 2006, p. 2507-2511).

2.6.5.2. Poder calorífico superior

El poder calorífico superior (PCS) se define como la energía liberada por una masa de combustible (inicialmente a 25 °C), tomando en cuenta la energía latente de la vaporización del agua producto de la combustión, por este motivo la energía es mayor. una vez que a combustionado y los productos regresan a la temperatura inicial, el calor latente de vaporización del agua es recuperado debido a la condensación de vapor del agua. Las calderas de condensación están diseñadas para aprovechar este concepto (Lopes, Furey y Geng, 2013).

$$PCS = PCI + 0.2122H = \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \quad (12)$$

Generalmente el PCS es mucho más empleado en cálculos energéticos en los Estados Unidos, mientras que el PCI es incluido en mayor parte en Europa, normalmente existe una diferencia cuantitativa entre estos dos de entre un 2 y 10% dependiendo del combustible y el contenido de hidrogeno (EIA, 2020).

2.6.6. Combustión de hidrocarburos

Una reacción de combustión es un tipo de reacción redox en la que un material combustible se combina con un oxidante para formar productos oxidados y generar calor (reacción exotérmica). Para este caso, la reacción de oxidación tiene lugar a través de un quemador donde el combustible egresa en forma de aerosol pulverizado en presencia del aire (21% en volumen o 23% en peso) y una fuente de ignición inicial. Se espera que todos los productos de la reacción alcancen el máximo grado de oxidación posible (combustión completa) para esto se requiere teóricamente de una cantidad exacta de aire que reaccione con una cantidad dada de combustible (combustión estequiometria). Sin embargo, como ningún proceso resulta ser ideal (combustión incompleta), en la práctica se aporta un exceso de aire.

2.6.7. Aire teórico o estequiométrico

El aire teórico corresponde al 100% de aire que reacciona o dicho de otra manera la cantidad de aire mínimo necesario para realizar una combustión completa, este valor dependerá de la química elemental del combustible y de la velocidad de flujo de alimentación. Para el caso se usa una relación con la composición química del combustible propuesta por Smith (1981, p. 243) fundamentada en las reacciones estequiométrica de oxidación individuales de cada constituyente.

$$A_{\text{teor}} = 11,5m_C + 34,5 \left(m_H - \frac{m_O}{8} \right) + 4,31m_S = \frac{\text{Kg aire}}{\text{kg comb.}} = \text{RAC}_{\text{estq}} \quad (13)$$

Se desprecia el contenido de nitrógeno por ser el porcentaje más bajo en la composición, por su bajo contenido en emisiones y el contenido de ceniza porque esta parte no combustiona. Donde: $m_{C,H,O,S}$ corresponden a las fracciones en peso de constituyentes del combustible en base húmeda.

2.6.8. Aire en exceso

El aire en exceso es la relación entre de las moles de aire teórico requerido y los moles reales aportados de aire, para combustibles liquido debe ser superior al 15%:

$$\%EA = \frac{\frac{\text{mol}}{\text{h}} \text{Aire}_{\text{real}} - \frac{\text{mol}}{\text{h}} \text{Aire}_{\text{teorico}}}{\frac{\text{mol}}{\text{h}} \text{Aire}_{\text{teorico}}} \times 100 \quad (14)$$

Por fines de practicidad el porcentaje de aire en exceso puede ser expresado en función del contenido de O₂ obtenido por un analizador de gases, para una reacción completa se tiene la siguiente relación (TSI 2004).

$$\%EA = \frac{\%O_2}{21 - \%O_2} * 100 \quad (15)$$

Para una reacción incompleta o con egreso de CO y O₂:

$$\%EA = \frac{\%O_2 - \frac{\%CO}{2}}{21 - \left(\%O_2 - \frac{\%CO}{2}\right)} * 100 \quad (16)$$

Un “escaso” exceso de aire da como resultado la aparición de inquemados como mayor densidad de humos, hollín y monóxido de carbono. Y por otra, “demasiado” aporte de aire produce mayor pérdida de calor en la chimenea debido a un aumento en el flujo de gases, mayor desperdicio de energía y enfriamiento indeseado. Mientras que al proporcionar una cantidad adecuada de exceso de aire a través de una buena relación aire/combustible, se aumenta la eficiencia total en la generación de vapor.

2.6.9. Lambda, dosado absoluto y relativo

El coeficiente lambda es una medida de la relación de la mezcla aire-combustible λ , se utiliza directamente en la reacción de combustión para conocer la concentración de componentes, si este coeficiente es igual a uno, la mezcla es estequiométrica; si esta es menor a uno la mezcla es rica en combustible y pobre en aire, de forma contraria, para mezclas pobres el valor de lambda es mayor a 1 y el aire se halla en exceso. RAC es la relación aire combustible, que a su vez puede ser interpretado como su inverso denominado Dosado o D.

$$D = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\dot{m}_{\text{comb}}} \quad ; \quad \left(\frac{\text{Kg aire}}{\text{kg comb}} \right) = \text{RAC} \quad (17)$$

D es absoluto si representa la relación actual entre el aire y el combustible y relativo si es el radio entre el dosado absoluto y el dosado estequiométrico o ideal.

$$\lambda = \frac{RAC}{RAC_{estq.}} = \frac{\left(\frac{Kg \text{ aire}}{kg \text{ comb}}\right)}{\left(\frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ comb}}\right)_{estq.}} = \frac{D_{abs}}{D_{estq.}} \quad (18)$$

$$D_{abs} = D_{rel} * D_{est} \quad (19)$$

$$D_{abs} = (\dot{m}_{comb}/\dot{m}_{air})_{actual} \quad (20)$$

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{D_{abs}}{D_{est}} = \frac{(n_{comb} * PM_{comb}) / (n_{aire} * PM_{aire})}{1/RAC} \quad (21)$$

Donde se tiene: n_{comb} y n_{aire} son las proporciones o números molares en las condiciones de operación, otra aproximación útil es mencionada en TSI (2004, p. 20):

$$\frac{1}{\lambda} = \left(\frac{\%EA}{100} + 1\right)^{-1} \quad (22)$$

2.6.10. Principales especies químicas producto de combustión de hidrocarburos líquidos

2.6.10.1. Dióxido de carbono

Representa la especie con mayor proporción producto de la combustión de hidrocarburos y en gran medida, la elevación de los niveles de CO₂ a la atmósfera está contribuyendo al calentamiento global. El porcentaje ideal de CO₂ es próximo al 15,6% en los gases de escape, y por regla general la máxima concentración de CO₂ capaz de producir una reacción de combustión garantiza la máxima eficiencia de combustión.

2.6.10.2. Monóxido de carbono

El CO resulta de una combustión incompleta, además, es un gas altamente tóxico y puede formarse en ambos tipos de mezclas sean pobres o ricas en aire, principalmente se produce por carencia de oxidante y, por otro lado, debido a una excesiva cantidad de aire lo cual decrece la temperatura, desfavoreciendo el tiempo de reacción lo que produce la formación de CO.

2.6.10.3. Óxidos de nitrógeno

El nitrógeno que se halla en el ambiente de manera ideal no debería tomar parte en una reacción de combustión, es decir, el gas solamente entra, se calienta y sale. Empero, los óxidos de nitrógeno

NO_x se forman cuando las temperaturas en la cámara de combustión se elevan debido a una gran flama que oxida el nitrógeno del aire o del combustible. La reacción térmica de formación de NO_x térmico puede ser explicada a través del mecanismo extendido de Zeldovich, equilibrio químico y difusión de la llama.

2.6.10.4. Dióxido de Azufre

La formación de SO₂ depende de composición de azufre en el combustible, además es un contaminante corrosivo, al combinarse con el vapor de agua de los gases forma ácido sulfúrico corrosivo y emitido a la atmosfera produce lluvia acida.

2.6.10.5. Vapor de agua

La cantidad de vapor de agua que egresa en los gases dependerá de la cantidad hidrogeno presente en el combustible de entre un 4 y 11% dependiendo el tipo de combustible; y de la humedad de este del aire de alimentación. El vapor egresen como vapor sobrecalentado y calor latente (Elshamy, 2006, p. 3). De hecho, se estima que por cada kg de diésel quemado se forman 1,8 kg de agua (Belmont et al. 2017, p. 3).

2.6.10.6. Hollín o partículas carbonosas

Los hidrocarburos complejos al oxidarse de manera incompleta terminan como finas partículas sólidas esferoidales también denominadas hollín., acompañada de una llama amarilla rica en combustible. El hollín es denominado como residuo carbonoso inquemado y es bien reconocido como sustancia cancerígena, además de que su formación incide en el descenso de rendimiento de la transferencia de calor (Vakkilainen 2017b).

López (2014) lo denota como carbono elemental (C)_{sólido}, o grafito ya que la composición de carbono es del 70-90%. También es comúnmente representado como carbono volátil sin quemar en la forma C_xH_y. (Lee et al. 2020, p. 6) aunque las partículas de hollín son partículas aglomeradas de hidrocarburos aromáticos polinucleares (PAH) en su mayoría benzenoides. Ej. naftalenos, fenantrenos y pirenos, etc. aglomerados de manera progresiva hasta 50 nm pudiendo llegar tener un peso molecular promedio de 534,7 Da o g/mol y de formula molecular C₄₅H₁₇ (Jacobson et al. 2020).

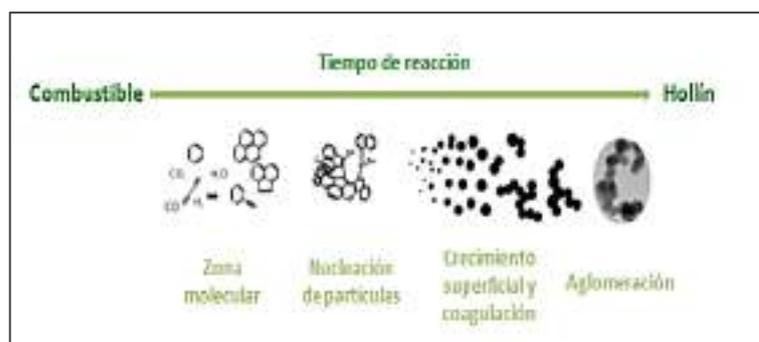


Ilustración 2-8: Mecanismo de formación de hollín

Fuente: (Sánchez 2015) Sánchez, 2016

Realizado por: Vaca, S., 2023

Las moléculas primarias precursoras de la ruta de reacción y formación de los PAH son el etileno C_2H_4 , el acetileno C_2H_2 , y radicales alquílicos $C_nH_m^+$ debido a la descomposición térmica de cadenas más largas del combustible en procesos de combustión pobres en oxígeno, para el diésel se evidencia una mayor cantidad del precursor C_2H_4 (Sánchez 2015; Popovicheva et al. 2017, p. 1723).

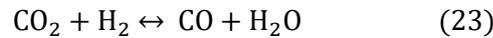
Si el combustible tiene cantidades constitutivas de oxígeno, en la composición de hollín se hallarán grupos carbonilo $C=O$, carboxilos $RCOOH$, carboxilatos COO y oxi-PAHs e incluso $Ar-NO_2$. Para el diésel oxigenado se ha identificado combustible inquemado mayormente en forma de éster metílico $CH_3CO_2CH_3$; en diésel bio di-carbonilos y aldehídos alifáticos en diésel mineral (Popovicheva et al. 2017, p. 1717; Jakober et al. 2008, p. 4701).

2.6.10.7. Hidrógeno

El hidrogeno molecular como producto de combustión es una especie reductora que se obtiene como resultado de una reacción de oxidación incompleta por lo tanto este está presente en el mecanismo de formación del hollín el cual induce a la formación de PAHs, La formación de hidrogeno es un proceso altamente endotérmico por lo que consumirá parte de la energía útil. En consecuencia, en condiciones pobres de oxígeno el hidrogeno puede aparecer a temperaturas inferiores a 200 C, según aumenta la temperatura de gases la concentración de hidrogeno aumentará. Muy por el contrario, en condiciones normales de exceso de aire el hidrogeno no aparece por encima de los 2200 °C ya que se ve desplazado por las especies oxidadas (Otsuka 2010, p. 462-464).

Dicho esto, la concentración de hidrogeno es dependiente de la temperatura, la cual se ve reflejada en una constante de equilibrio a través de la conocida reacción de desplazamiento agua-gas

producto de la oxidación parcial de CO₂, esta reacción de equilibrio químico solo se presenta cuando hay condiciones de escasas de oxígeno y ricas en combustible (Smith et al. 2010, p. 12).



$$K_{\text{eq}} = \frac{[\text{CO}][\text{H}_2\text{O}]}{[\text{CO}_2][\text{H}_2]} \quad (24)$$

$$K_{\text{eq}} = e^{\left(\frac{4577.8}{T_{\text{gas}}} - 2.43\right)} \quad (25)$$

La constante de equilibrio de concentración K_{eq} disminuye según se incrementa la temperatura, donde, T_{gas} es la temperatura de los gases en °K; y las concentraciones molares de los gases en corchetes. Las temperaturas habituales de los componentes de los gases de combustión tiene un promedio de 1200 °C y va disminuyendo paulatinamente a lo largo de la ruta de transferencia de calor hasta rondar los 200 °C en del conducto de la chimenea, por lo tanto a menor temperatura de flama se inhibe la formación de hidrogeno al reducirse el proceso de pirolisis del combustible (Song et al., 2004, p. 316).

2.6.10.8. Cenizas

La ceniza es una mezcla de material oxidado en forma de Si(O₂), Al₂(O)₃, CaO, NaO₂, y se forma a partir de la oxidación del material mineral, por lo cual no forma parte de la reacción de combustión. La ceniza caliente procedente de un proceso de combustión representa una pérdida despreciable y no se toma en cuenta para evaluar el rendimiento general en generadores de vapor. Las composiciones de elementos no combustibles como metales se pueden conocer a través de un análisis de difracción de rayos-X (Liu et al. 2013).

2.6.11. Calor específico y calor sensible de gases de combustión

El calor específico se define como la cantidad de energía necesaria para elevar la temperatura de una cantidad de sustancia. Para una mezcla gaseosa, el calor específico a presión constante utilizando un valor promedio en función de la temperatura; el calor sensible se refiere al cambio de entalpia sin que haya cambio de fase (Kestin, 1948).

$$\Delta H_{\text{s prod}} = \widehat{C}_{\text{p prod}}(T_{\text{Prod}} - T_0) \quad (26)$$

Donde: $\Delta H_{s \text{ prod}}$ es la entalpía sensible parcial, T_0 es la temperatura de reactivos a 25 °C, para el caso de tratar la corriente de los gases como una corriente de energía residual, resulta lógico tratar la temperatura final como la temperatura de los gases fríos a una temperatura estándar de 25 °C y la temperatura inicial será la temperatura de los productos. Considerado que el calor se dirige desde y sale través de la frontera del sistema este es negativo, sin embargo, para el propósito de este trabajo se conserva con signo positivo.

$$\widehat{Cp}_{\text{prod}} = \sum Cp_{i(T)} Y_i \quad (27)$$

Donde, Y_i como la fracción másica de la especie. En la formula anterior la capacidad calorífica del producto queda en función de las capacidades de cada especie Cp_i asumiendo que se cumpla la ley de gases ideales a su vez estas están en función de la temperatura, también se puede descartar la energía de mezclado de los componentes gaseosos. Para los Cp_i molares en $\frac{\text{cal}}{\text{mol K}}$ de cada especie se suelen utilizar correlaciones polinomiales de sexto orden (Prothero, 1969).

$$Cp_i = (a_1 + a_2x + a_3x^2 + a_4x^3 + a_5x^4 + a_6x^5 + a_7x^6) = \left(\frac{\text{cal}}{\text{mol} \cdot \text{°K}} \right) \quad (28)$$

$$dH_i = Cp_{i(T)} dt \quad (29)$$

$$\Delta \widehat{H}_i = \int Cp_{i(T)} dT \quad (30)$$

$$\Delta \widehat{H}_i = \int_{x_{\text{prod}}}^{x_{\infty}} (a_1 + a_2x + a_3x^2 + a_4x^3 + a_5x^4 + a_6x^5 + a_7x^6) dx \quad (31)$$

$$\Delta \widehat{H}_i = \left(a_1x + \frac{a_2}{2}x^2 + \frac{a_3}{3}x^3 + \frac{a_4}{4}x^4 + \frac{a_5}{5}x^5 + \frac{a_6}{6}x^6 + \frac{a_7}{7}x^7 \right) \Big|_{x_{\text{react}}}^{x_{\text{prod}}} \quad (32)$$

$$\dot{Q}_{\text{gases}} = (\dot{m}_{\text{aire hum}} + \dot{m}_{\text{comb}}) * \sum (\Delta \widehat{H}_i * Y_i) \quad (33)$$

2.7. Generación de vapor saturado y tasa de vapor requerido para la industria de balanceados pelletizados

2.7.1. Breve historia de la generación de vapor

Los orígenes documentados de la generación de vapor en Occidente se remontan a la antigua Grecia, alrededor del 200 A.C, con la conversión de la energía térmica en trabajo mecánico por medio de la invención del artefacto de Eolípila o también llamado el “motor de Herón”, además de mecanismos a base de vapor para abrir y cerrar puertas en templos. Posteriormente los romanos utilizaron vapor como fuente de calefacción domestica utilizando aparatos de bronce con una configuración de tubos tipo parrilla donde el calor se transfería al agua y sobre los cuales se quemaba una fuente de combustible (Vakkilainen 2017b; Croft 1922).

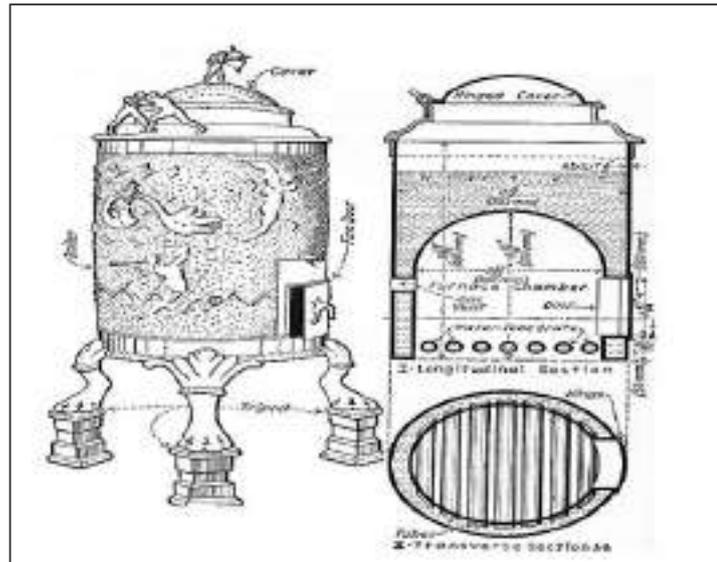


Ilustración 2-9: Caldera romana de vapor Pompeya 70 D.C

Fuente: (Croft, 1922).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Alrededor del siglo XVI o fines del renacimiento etapa de gran albor científico se vuelve a retomar el interés por el vapor en Europa, apoyado en los descubrimientos fundamentales de Torricelli, Galilei y destacados ingenieros como Papín. La primera aplicación industrial a inicios de VXIII se popularizó con el objeto de generar trabajo para bombear el agua procedente de las minas de carbón más profundas imposibilitadas para el trabajo manual (Vakkilainen 2017b).

En estas primeras etapas las calderas pasaron de la forma esférica a semicilíndrica diseñada por James Watt (1765) que incluía ya algunos accesorios como válvulas rompe-vacío y medidores graduados de presión. Para adecuarse a las nuevas demandas de presiones más elevadas se adecuó la carcasa de forma cilíndrica que se conserva hasta la actualidad (Croft 1922; Vakkilainen 2017b). Durante el siguiente diecinueve se desarrolló la configuración de tubos internos para los gases de combustión y la configuración de tubos de agua, a inicios del siglo veinte fueron agregados gradualmente los avances en procesos de elaboración de acero y de piezas de mejor calidad como

las patentes de tubos sin costura, el cambio de la soldadura por remachado y la invención del formado (Croft 1922; Vakkilainen 2017b).

A través del tiempo y a pesar de la variedad de diseños, la función estándar sigue rigiendo, fundamentado en el mismo antiguo principio; cuya definición formal se dio ya a principios del siglo XX. “la caldera es un recipiente cerrado en el que, mediante la aplicación de calor, se hierve agua y, por lo tanto, esta se convierte en vapor que luego está disponible para energía o calor” (Croft 1922).

Hoy en día se cuenta con variedad de tipos y diseños según sus criterios de funcionalidad (doméstica, industrial, generación de trabajo mecánico, electricidad y cogeneración). Según sea la presión de trabajo y el tipo de combustible, con una tendencia al consumo de bio- combustibles y/o fluidos térmicos alternativos; altas eficiencias, normativas internacionales para mayores niveles de seguridad en operación, automatización y reducción niveles de contaminación.

Existen distintos tipos de caldera de vapor, por ejemplo, según la disposición de tubos: tipo pirotubulares y tipo acuotubulares; por tipo de combustible utilizado: sólido, líquido o gas; según su necesidad se adaptan para uso industrial, vivienda o producción de potencia eléctrica. Dentro de las calderas de tipo pirotubulares (ver Ilustración 2-10) el patrón y disposición de los tubos por donde atraviesan el flujo de humos se nominan número de pasos, básicamente pueden ser de tres tipos (ver Ilustración 2-11).

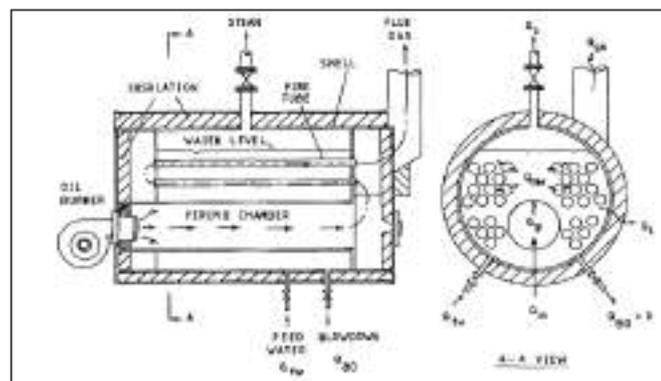


Ilustración 2-10: Corte longitudinal caldera pirotubular

Fuente: (Huang y Ko, 1994).



Ilustración 2-11: Sistema de dos, tres y cuatro pasos en calderas pirotubulares

Fuente: (Gutiérrez, 2011).

Es importante mantener en la generación de vapor un máximo permisible de concentración de sólidos disueltos en el agua de alimentación a través de un tratamiento químico para tener una óptima generación de vapor y eficiencia de caldera. ASME/ABMA (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos/Asociación Americana de Fabricantes de Calderas) estandarizó la permisibilidad de contaminantes para el agua de alimentación y en el interior de la caldera.

Tabla 2-5: Calidad de agua de alimentación ASME/ABMA

Parámetro	Agua de alimentación Ablandada	Agua de caldera
O ₂ disuelto (ppm)	<0,07	-
Dureza total (ppm)	<5	-
Ca(CO) ₃ (alcalinidad)	<700	
Fe	<10	
SiO ₂	<150	<150
Sólidos disueltos (TDS)	<3500	<3500
Sólidos suspendidos (TSS)	-	<15
Sólidos totales ppm (TS)	-	<3500
Aceites	<1	
PH	7,5-10	7,5-10,5
% purga	1-20%	

Fuente:(HYDRO-LOGIC INC, 2016).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Debido a que es muy difícil por métodos convencionales eliminar todas sustancias disueltas en el agua de alimentación se deben realizar purgas de fondo de manera intermitente para bajar estas concentraciones en el interior de la caldera con el propósito de evitar principalmente incrustaciones (Campabadal et al., 2014).

2.7.2. Control automático de calderas

2.7.2.1. Control de nivel de agua

El control automático de caldera se encarga de mantener el nivel del agua interna según sea la demanda de vapor, este se encarga de: a) encendido de la bomba de alimentación de ingreso de agua a la caldera b) apagado de la bomba cuando el nivel sea normal, c) apagado del quemador antes de que llegue al nivel más bajo permitido.

De manera general, se utilizan sensores a través del desplazamiento de un flotador de forma magnética o hidráulica También existe otro tipo que censa las propiedades eléctricas del líquido pudiendo medir la conductividad según sea el nivel, mediante varillas-electrodos cumpliendo también las funciones a, b y c. Se suele poseer instalados ambos para que funcionen el uno como control auxiliar del otro en caso de fallo. Las variantes de este sistema de control pueden ser sistema básico On-Off para arranque/parada o en contraste uno más complejo tipo modulante-electrónico cuando se requiera un nivel constante de agua constante de forma permanente.

2.7.2.2. Control de presión

El control de presión permite que la caldera opere bajo ciertos límites a través de interruptores llamados presostatos. Estos controladores son dispositivos electromecánicos que utilizan como fundamento elementos primarios elásticos como son los tubos Bourdon calibrados para ciertas presiones de trabajo.

Fundamentalmente se usan tres de tipos: a) Los presostatos de operación de alta y baja con el fin de arrancar y apagar el quemador, se emplean para controlar la presión máxima y mínima de acuerdo un rango configurado. Cuando disminuye la presión o aumenta la demanda vapor el presostato compensa ese desequilibrio permitiendo que se active el modo de llama alta (de baja presión) o llama baja (de alta presión), activando las válvulas del combustible y dämpers a la opción de calibración para cada modo. b) el presostato de seguridad se utiliza siempre para apagar el quemador en caso de emergencia y c) opcionalmente se utiliza un presostato de modulación el cual puede variar los regímenes del combustible y/o aire de acuerdo a la carga y/o la relación aire/combustible.

2.7.2.3. Control de quemador

El control del quemador permite arrancar el quemador de forma segura evitando que haya derrames, explosiones o interrupciones, el sistema está ligado a un programador y a un sensor de

llama. Por un lado, existen controles de tipo varillaje por medio de actuadores hidráulicos, donde, se tienen dos sets de varillaje uno para el combustible y otro para el dámper del ventilador, y el ajuste de cada uno permite un mayor o menor flujo de aire y combustible respectivamente. Los cuales permanecen fijos durante un cierto tiempo y deben ser re-calibrados nuevamente.

Por otro lado, los sistemas modernos de quemadores usan un controlador en paralelo en el cual se reemplaza el sistema de varillaje por un servomotor (actuador eléctrico) junto a un relé y pistón eléctrico, el cual acciona de forma independiente la opción del camper para el aire y/o una válvula solenoide para el combustible. Así mismo, Los sistemas de control pueden ser de tipo a) Control ON-OFF más un ciclo programado b) control con llama piloto: c) Control modulado-termostato de modulación, estos son menos sensibles a des-calibrarse.

2.7.3. Potencia estándar de caldera

La potencia de caldera es la capacidad nominal que posee una caldera para producir un caudal de vapor, esta se suele presentar en unidades BHP (Boiler Horse Power) o Caballos de Fuerza de Caldera; donde un BHP produce 34,5 libras de agua evaporada por hora a presión atmosférica a una temperatura de 212°F o 100°C; en el argot técnico estas características nominales se denominan “clasificación desde-hasta 100°C”. La equivalencia de 1 BHP es igual a 33475 Btu/h, pero para posteriores cálculos resultará más apropiado transformar la capacidad en términos de MJ/h.

2.7.4. Quemador Industrial

Son equipos cuya función es combustionar un determinado tipo de combustible otorgándole estabilidad a la llama para diferentes caudales de entrada y condiciones de mezcla del comburente, mediante una fuente de ignición inicial. Otorgando así la energía de combustión y potencia requerida para un proceso. Si el combustible es hidrocarburo líquido el quemador tiene que efectuar su atomización en suma del aire que ingresa, esto se logra comúnmente a través de una gran presión de la bomba del combustible más la turbulencia generada en el orificio de la boquilla

2.7.4.1. Funcionamiento automático del quemador

El arranque o funcionamiento consta de los siguientes pasos: 1) En los primeros segundos se realiza un pre barrido de aire con el caudal de aire preestablecido para el modo operativo inicial 2) las electroválvulas y el registro hidráulico de aire se activan y al pasar por la chispa se enciende la primera llama, 3) cuando la presión de la caldera disminuye el control actúa cerrando un

termostato de regulación (TR) haciendo que la electroválvula de llama alta se abra, y viceversa, 4) el quemador se apaga cuando el sensor de nivel abre un relé de regulación máximo (TL) indicando que existe un nivel bajo de agua cerrando así las electroválvulas 5) finalmente cuando se indica la presión más baja desde los presostatos, se cierra el relé de regulación máxima (TL) para iniciar el proceso de pre purga y encendido de llamas de nuevo.

2.8. Generación de vapor para acondicionado en la industria de balanceados

2.8.1. Potencia de caldera requerida para la elaboración de balanceados

De acuerdo con (Campabadal et al. 2014) se puede contar con una aproximación sobre la cantidad de vapor a generar y de la potencia de caldera requerida para un proceso de acondicionado y pelletizado, en función de la humedad a adicionar por el acondicionado y de la capacidad de la pelletizadora. De modo que para estimar el flujo de vapor a generar se requiere: a) conocidos los datos de la tabla de humedad máxima que requiere el o los productos y b) la capacidad máxima nominal de la pelletizadora que dependerá de la escala de la planta.

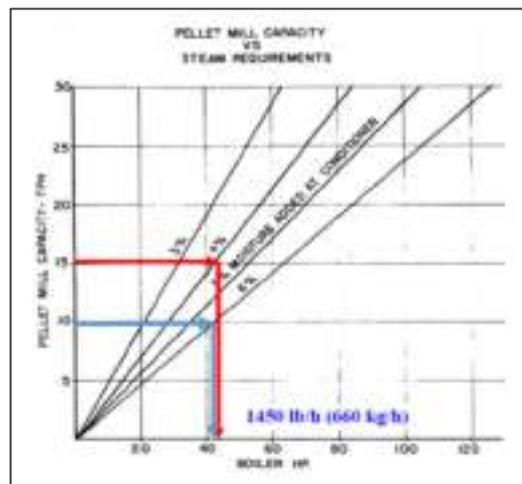


Ilustración 2-12: Capacidad de caldera según capacidad de pelletizadora

Fuente: (Campabadal et al., 2014).

También, Fairchild (2016) define la capacidad de la caldera requerida en base a una fórmula sencilla:

$$\text{BHP}_{\text{requerido}} = \frac{(\text{TPH}_{\text{nom}} * 2000) * H_{\text{max}}}{(\%V * 34,5)} \quad (34)$$

Donde, TPH_{nom} es la capacidad de la pelletizadora, H_{max} la humedad a adicionar y %V es el porcentaje de vaporización de la caldera.

2.8.2. Temperatura y presión de referencia para el acondicionado de balanceado

(Campabadal et al. 2014; Thomas, van Zuilichem y van der Poel 1997) establecen cinco categorías de productos en referencia a la temperatura y humedad añadida post acondicionado (ver Tabla 2-6) a la cual se le ha incorporado los tipos de balanceado elaborados en la planta de acuerdo a sus características:

Tabla 2-6: Requerimientos teóricos de temperatura, presión humedad en acondicionado y tipo de producto elaborado en planta

Datos de Campabadal et al.			Datos de Thomas et al.		Datos de planta B.C.L			
Categoría	Rango de Temp. (Min-Max) °C	Humedad añadida %	Presión recomendada (psig)	Rango de Temp. (Min-Max) °C	Categoría	Humedad Previa % h_{in}	Humedad condicionado % h_{add}	Humedad Añadida % add
	T _{ref}		P _{ref}	T _{ref}				
Mezcla rica en almidones (I)	82-93	≤ 6	14,8	80-85	No produce ningún producto de esta característica	-	-	-
Mezcla de almidones sensibles al calor (II)	≤43	≤ 5	14,8	≤55	lechones	8,90	10,80	1,9
Mezcla alta en proteína natural (III)	60-77	≤ 3%-	64,0	80	pollos	11,80	13,20	1,7
Mezcla alta en fibra (IV)	54-60	≤ 2	64,0	69-65	cerdo	11,50	14,00	2,5
					-cuy	11,20	12,90	1,7
Mezcla alta en melaza o urea (V)	≤43	≤ 1	64,0	-	ganado lechero	11,70	14,10	2,4

Fuente: (Campabadal et al., 2014; Thomas, van Zuilichem y van der Poel, 1997).

Realizado por: Vaca, S., 2023

A partir de la transferencia de calor directa \dot{Q}_{inj} para dos fluidos sin tomar en cuenta las pérdidas de calor al ambiente, el calor requerido o vapor que se condensa en la mezcla molida, depende de h_g que es la entalpia total de vapor; de T_{final} la temperatura final de la mezcla molida post-acondicionado y t tiempo de acondicionado (para lotes) y/o del flujo másico de mezcla molida (caudal de producción constante).

$$\dot{m}_{MM} C_{pMM} (T_{inicial} - T_{final}) = \dot{Q}_{inj} = \frac{m_{vapor} (h_g - C_{pMM} T_{final})}{t} \quad (35)$$

Z_p refleja el ratio entre el consumo de vapor por tonelada de producción métrica de mezcla molida.

$$Z_p = \frac{\dot{m}_{vapor}}{\dot{m}_{MM}} \quad (36)$$

2.8.3. Caída de presión a través de tuberías y accesorios

Asumiendo que el flujo sea unifásico, es decir, solo vapor saturado, y que la caída de presión correspondiente sea menor al 40% de la presión inicial, será válido y aceptable usar el modelo para flujo incompresible (Stewart, 2016, p. 400). En presencia de un fluido de las características mencionadas que atraviesa secciones de tubería se presenta una caída de presión y pérdida de carga por fricción, estas pueden ser primarias, aquellas derivadas de la fricción debido a la rugosidad de la tubería, mientras que las pérdidas de carga menores son aquellas producidas por accesorios, la energía no se pierde sino se compensa con el aumento de la energía interna del fluido:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{elev} + \Delta P_{fric\ tub} + \Delta P_{acces} \quad (37)$$

Para una tubería en serie queda expresada desde la ecuación de Bernoulli, en la cual la densidad se asume constante

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = (z_2 - z_1) + \left(f_{darcy} \frac{L v^2}{D} \right) + \sum_i K_i \frac{v^2}{2g} = h_{f\ Total} \quad [m] \quad (38)$$

$$\Delta P_{total} = (z_2 - z_1) \rho g + f_{darcy} \frac{L v^2 \rho}{D} + \sum_i K_i \frac{v^2 \rho}{2} \quad [Pa] \quad (39)$$

Donde, K_i es el coeficiente local por accesorio, h_f es la pérdida total de carga de presión estática en metros.

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{m/\rho}{A} \quad (40)$$

La velocidad promedio del fluido v , Q caudal y ρ la densidad del fluido. La relación entre el factor de Darcy y Fanning es un valor asumido siempre como constante a través de la tubería, para tuberías que ya tienen años de uso debido a la corrosión es conveniente multiplicar por un factor de seguridad empírico de 1,2 hasta 2 según sea el desgaste por corrosión.

$$f = f_{\text{darcy}} = 4f_{\text{fanning}} \quad (41)$$

Donde, K_i es el coeficiente local por accesorio y $f \Rightarrow F(\text{Re}, \varepsilon/D)$, puede encontrarse mediante el diagrama de Moody y para este caso se va a usar dicho factor de fricción, ya que el factor de fricción de Fanning dimensionalmente se utiliza para expresar la caída de presión directamente en kilogramos-fuerza. El factor de fricción de Moody también se ve representado por la ecuación de Colebrook en la cual, para su resolución precisa de la aplicación de iteraciones; para obviar este método se utiliza la aproximación de Swamee-Jain (1976) en el que suplanta la iteración de Colebrook:

$$f = f_{\text{darcy}} = \frac{0,25}{\left[\log \left[\frac{\varepsilon}{3,71 * D_H} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right] \right]^2} \quad (42)$$

Mientras que Donde, K_i es el coeficiente local por accesorio o factor de fricción específico para el accesorio, o a su vez mediante la relación entre su longitud equivalente y el diámetro interno del accesorio.

$$\frac{K_i}{f_{\text{darcy}}} = \frac{L_{\text{equiv}}}{D} \quad (43)$$

Donde K , se deriva de método 3-K de Darby de tres constantes, que relaciona el número de Reynolds y la dimensión de la tubería para estimar de manera más precisa la caída de presión por accesorio, la ecuación se describe a continuación, mientras que el valor de las constantes K_m, K_i, K_d para determinado accesorio se exponen en el Anexo O:

$$K_i = K_f = \frac{(n)K_m}{\text{Re}} + (n)K_i \left(1 + K_d \left[\frac{25,4}{D_{\text{mm}}} \right]^{0,3} \right) \quad (44)$$

D_{mm} es el diámetro nominal de tubería contigua en milímetros, (n) es la cantidad de dicho accesorio en la línea. Para el caso de los distribuidores, “headers” o manifolds, la caída de presión en longitud es insignificante, debido al aumento ligero en el diámetro se asume que equivale a un reductor expansión y codo.

2.8.4. Caída de temperatura a través de válvula de estrangulamiento PRV

En el estrangulamiento se produce una caída o reducción de presión y una expansión volumétrica, así como una caída de temperatura consecuentemente existe variación de energía interna en función del cambio de volumen específico y presión, por otro lado, los cambios de energía cinética y potencial se consideran despreciables. Por lo tanto, el proceso es isoentálpico es decir la entalpia se mantiene constante a través de los dos estados para gases ideales.

$$\dot{m}H_{in} = \dot{m}H_{out} \quad (45)$$

Sin embargo, es importante mencionar que en un gas real y en un proceso real existe pérdida de entalpia del fluido en la tubería debido a las pérdidas de calor inevitables, produciendo una saturación del gas, que tiende a generar en la zona de menor presión una separación de fases lo que decrece la calidad de vapor como gas real aguas abajo. Este fenómeno puede ser representado matemáticamente por el coeficiente de Joule-Thomson μ_H , el cual para el vapor de agua es un valor positivo es decir se produce un enfriamiento isoentálpico (ver Ilustración 2-13) (Temir y Bilge, 2004).

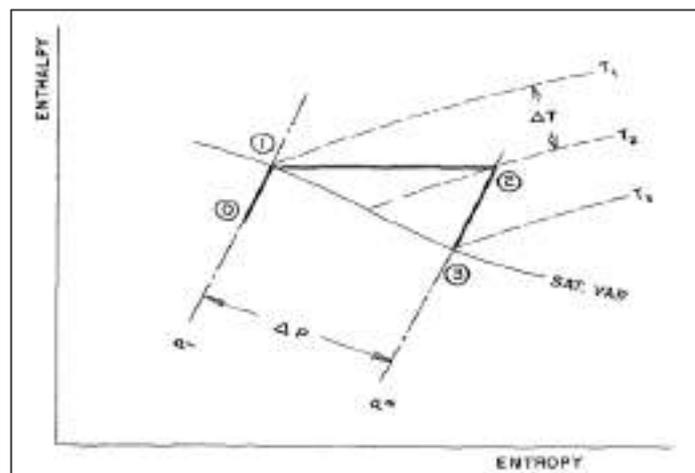


Ilustración 2-13: Enfriamiento de vapor bajo válvulas o estrangulamiento

Fuente: (Potter, 1970).

A través de la Ilustración 2-13 se describe las etapas: 0) vapor húmedo 1) vapor saturado seco, donde 1-2 representa un proceso de estrangulamiento $P_2 < P_1$ 2) vapor sobrecalentado 3) vapor saturado seco, y en 2-3 se evidencia un enfriamiento del vapor sobrecalentado a presión constante.

2.9. Carga de energía térmica

También conocido como duty térmico o carga térmica es la demanda de calor necesaria a agregar o quitar de un fluido o un proceso.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{\text{requerido N}} + \dots + \dot{Q}_{iN} + \dots + \dot{Q}_{N \text{ perdidas}} \quad (46)$$

Donde, Q_T es la sumatoria de q_1 a q_N que equivalen al calor para aumentar la temperatura de una sustancia o de un proceso más las pérdidas de calor. Es bien sabido que para un proceso a presión constante, el calor absorbido es igual a la variación de la entalpía en dicho proceso (Stewart, 2014; Oil & Gas Process Engineering, 2021).

Si solo se requiere un cambio de temperatura (calor sensible):

$$\dot{Q}_{1-N} = \dot{m}C_p(\Delta T) \quad (47)$$

Si requiere cambio de fase (calor latente), se agrega el calor latente de fusión (H_F) o evaporación-condensación:

$$\dot{Q}_{1-N} = \dot{m}(H_F) \quad (48)$$

Para pérdidas de calor al ambiente, U es el coeficiente de transferencia de calor:

$$\dot{Q}_{\text{Perd-N}} = UA\Delta T_m \quad (49)$$

En $\Delta T_m = T_m - T_{\text{amb}}$, en algunos casos se representa a la temperatura ambiente como T_∞ . En síntesis, se tiene:

$$Q_{\text{total}} = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}} + Q_{\text{perdidas}} \quad (50)$$

$$\Delta T = T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}} + \Delta T_p \quad (51)$$

Donde, las entalpías h_{salida} y $h_{entrada}$ dependen de la temperatura y de la presión de entrada y de salida respectivamente, ΔT_p es la variación de la temperatura debido a la fricción, la cual para caída de presión por válvulas y secciones cortas de tubería puede despreciarse. La carga térmica de cada proceso también dependerá de cómo interactúe la masa y la energía dentro del proceso; el cual puede ser cerrado: si no entra ni sale masa; abierto: si entra y sale masa; semi abierto: si entra, pero no sale masa y semi-cerrado. Así mismo, adiabático: si no entra ni sale calor; isotérmico: si la temperatura permanece constante; isobárico: si la presión se mantiene constante e isocórico si el volumen es constante durante el proceso.

2.9.1. Transferencia de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos utilizados para permitir que el calor se transfiera de manera eficiente entre dos medios a diferente temperatura. La transferencia de calor se puede dar por tres mecanismos:

2.9.2. Conducción

Se lleva a cabo sobre todo en sólidos mediante vibración de una molecular a otra mientras el material se mantiene sin movimiento. La tasa de calor transferido bajo este mecanismo es interpretada matemáticamente a través de la ley de Fourier.

$$Q''_{placa} = -k \frac{\Delta T}{\Delta x} = k_{capa} \frac{(T_c - T_f)}{\Delta x} = -k_{capa} \frac{(T_f - T_c)}{\Delta x} \quad (52)$$

Donde k_{capa} es la conductividad, Δx el espesor. $T_f - T_c$ las temperatura fría y caliente de la placa respectivamente, Q''_{placa} es el flux de calor expresado en MJ/sm²C, para pasar a flujo de calor como tal se debe multiplicar por el área de la placa.

$$\dot{Q}_{cilindro} = 2\pi L k_{pared} \frac{(T_{int} - T_{ext})}{\ln\left(\frac{r_{int}}{r_{ext}}\right)} \quad (53)$$

Donde, $\frac{r_{int}}{r_{ext}}$ es el radio logarítmico, representando el área media logarítmica A_m que relaciona el área de la capa interna y el área de la capa externa del cilindro en una longitud L constante.

$$A_m = \frac{A_{ext} - A_{int}}{\ln\left(\frac{r_{ext} 2\pi L}{r_{int} 2\pi k L}\right)} \quad (54)$$

2.9.3. Convección

La convección se da lugar solo si en el momento de intercambio de calor existe un fluido líquido o gas en movimiento y para hallar el calor transferido Q_{conv} desde o hacia este, se obedece la ley de enfriamiento de Newton (Kosky et al. 2021)

$$\dot{Q}_{conv} = -h_{conv}A(T_c - T_{\infty}) = h_{conv}A(T_f - T_{\infty}) \quad (55)$$

Donde, h_{conv} es el coeficiente de transferencia convectivo, A el área de transferencia, T_{∞} , T_f y T_c son las temperaturas del fluido circundante, la temperatura del frío y caliente respectivamente. Existe convección natural cuando el movimiento del fluido no obedece a ninguna fuerza motriz sino en su lugar, se debe al movimiento debido a la diferencia de densidades por efectos de gradientes de temperatura, mientras que en la convección forzada el movimiento del fluido se logra a través de una fuerza motriz.

2.9.4. Radiación

La transferencia de calor por radiación ocurre a través de la emisión de ondas de radiación electromagnética desde un objeto caliente. Cuando el objeto circundante a este es un cuerpo negro con emisividad igual a 1 y no reflectante, se aplica la simplificación la ley de Stephan Boltzmann.

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon A \sigma (T_{\infty}^4 - T_s^4) \quad (56)$$

Donde intervienen, A el área respectiva; la diferencia de las temperaturas absolutas ambiente y de pared elevadas a la cuarta potencia; ϵ la emisividad del material y σ la constante de Stefan-Boltzmann.

2.9.5. Tipos de intercambiadores de calor, geometría y disposición en Biopremix Cía. Ltda.

La mayoría de intercambiadores de calor en la industria alimentaria son de dos corrientes y en su sentido en contracorriente para una mayor efectividad. A continuación, se describen brevemente los tipos, características y la disposición de los intercambiadores y calentadores con los que cuenta la empresa.

2.9.5.1. Intercambiador de calor concéntrico de doble tubo para transporte de aceite de palma

Este tipo de intercambiador de calor es el más simple ya que consiste en dos tubos de diferente diámetro para el caso correspondiente, el tubo interno transporta al aceite y el externo trasporta al fluido calefactor.

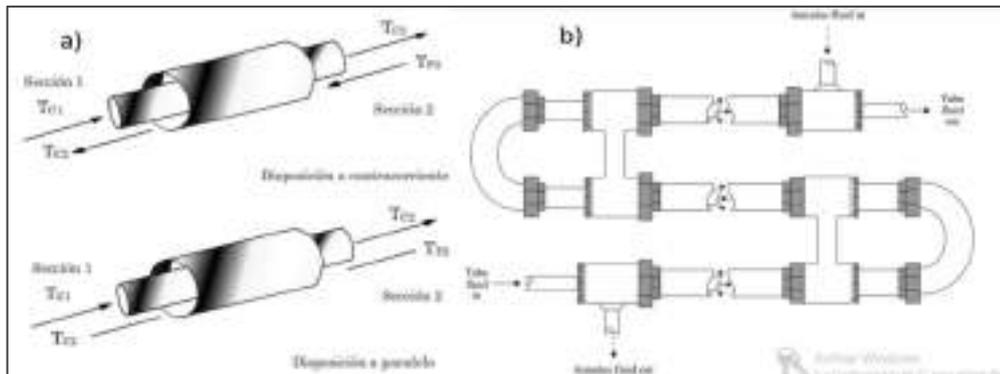


Ilustración 2-14: Intercambiador de calor de doble tubo o de tubería encaquetada

Fuente: (Doran, 2013).



Ilustración 2-15: Intercambiador de calor de doble tubo concéntrico encaquetado hacia mezcladora batch

Fuente: (Biopremix, 2022).

Realizado por: Vaca, S., 2023

2.9.5.2. Calentadores para calefacción en tanques de almacenamiento

De entre los varios tipos de calentadores se suele optar por el tipo serpentín en horquilla. Estos se disponen a colocarse sumergidos, desde los 5 hasta 15, 2 cm por sobre el lecho del tanque; a una

distancia de 15, 2 cm de las paredes laterales y deben estar sujetos a un soporte para brindarles mayor estabilidad. En cuanto al diámetro interno del tubo este no debe superar los 76,2 mm para evitar una disminución de efectividad en la transferencia de calor. (Luque 2009)

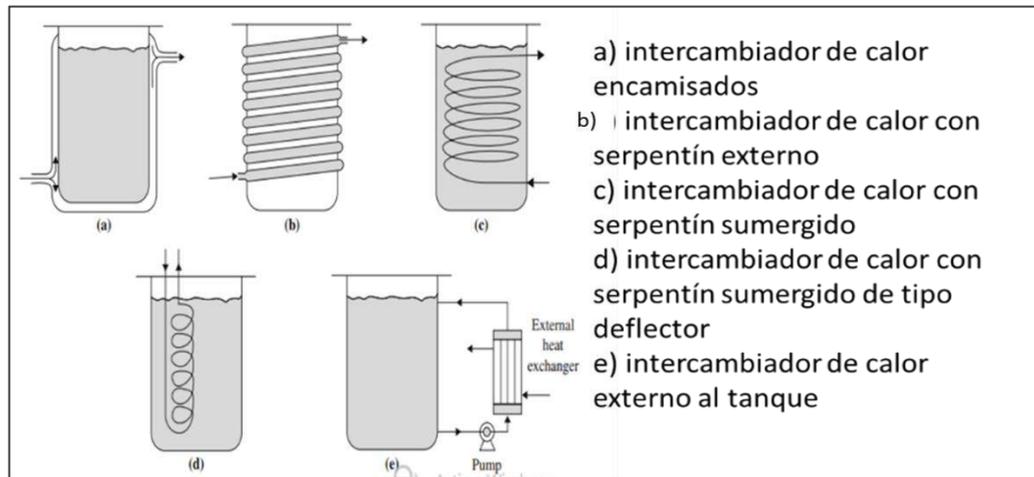


Ilustración 2-16: Intercambiadores de calor en tanques y recipientes

Fuente: (Doran, 2013).

Además de las anterior mencionado también son populares los calentadores tipo bayoneta, en forma de pancake, calentadores laterales, calentadores con orientación vertical u horizontal de un solo paso o de múltiples elementos tubulares en distintas aplicaciones específicas. En cuanto a los tanques para el almacenamiento de aceite de palma estos deben poseer una disposición vertical y techo plano para emplazamientos exteriores e interiores. Mientras los fondos del tanque deben contar con forma cónica tipo sumidero para favorecer la extracción del fluido, en climas tropicales o templados no suelen requerir ningún tipo de aislamiento térmico.

2.9.5.3. Área de serpentín sumergido

El área de serpentín o transferencia de calor en procesos Batch incide directamente en el tiempo de calentamiento desde un estado de partida, ya sea líquido, semilíquido, solido, o la combinación de estos, también denominado un estado de autoaislamiento térmico donde el aceite solido adyacente a la pared fría provoca resistencia a la pérdida de calor manteniendo el interior líquido o menos viscoso.

Para cada caso, en almacenamiento el estado inicial es consecuencia de enfriamiento previo por convección natural transitoria debido a un menor a mayor tiempo de exposición del tanque en el ambiente. Por lo tanto, el área requerida será también directamente proporcional al tiempo requerido para que el fluido interno alcance la temperatura líquida de descarga o bombeo. La

reposición para el aceite de palma como aditivo en la elaboración de balanceados se entrega en estado líquido, es necesario que la temperatura sea cercana a 50 o 55 °C.

Por lo tanto, el área de transferencia de calor con la que se cuenta se reducirá a mantener una temperatura constante líquida y eso se logra satisfactoriamente si el calor proporcionado por el serpentín sustituye a las pérdidas de calor. Para hallar el área de serpentín, se requiere conocer el régimen de flujo operativo esperado, la temperatura del fluido calefactor y el coeficiente global de transferencia de calor U_{serp} , más un factor de seguridad aceptable de $F=1,10$ para compensar las resistencias por ensuciamiento del fluido (Green y Perry 2007, p. 1031).

$$A_{serp} = \frac{Q_{perdido} (F)}{U_{serp} LMTD} = \frac{Q_{perdido} (F)}{U_{serp} (T_{calef} - T_{mant})} \quad (57)$$

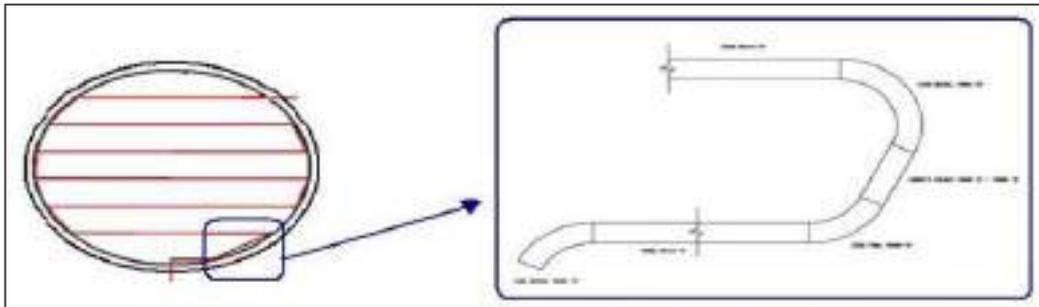


Ilustración 2-17: Corte cenital de un intercambiador de calor de serpentín tipo horquilla

Fuente: (Luque, 2009).

En el trabajo de Luque (2009, p. 124), se utiliza una ecuación para diseño de serpentines en el calentamiento de aceite de palma en base a “coeficientes de transferencia de referencia y áreas equivalentes” $A_{eq\ tanq} U_{eq\ tanq}$, $U_{eq\ serp}$.

$$A_{serp} = \left[Q_{entrada} + A_{eq\ tanq} U_{eq\ tanq} \left(\frac{T_{Final} + T_0}{2} - T_{\infty} \right) \right] * \left[\frac{1}{U_{eq\ serp} \left(T_{vapor} - \frac{T_{final} + T_0}{2} \right)} \right] * (F) \quad (58)$$

La ecuación anterior de diseño es útil siempre y cuando se conozca el coeficiente global, basado en un régimen de diseño, ya que se desconocen las condiciones a las que el fabricante diseñó el tanque, la ecuación utiliza coeficientes equivalentes, es decir toma como referencia condiciones geométricas y ambientales similares, pero, no específicas para el aceite de palma, este desajuste puede arrojar cierto grado de sobredimensionamiento o sub-dimensionamiento al modelar el sistema transitorio deseado. Una tercera alternativa simple para dimensionar el serpentín, se encuentra en el Apéndice V, Sección III del Informe de la 16ª Reunión del Comité del Codex

Sobre Grasas y Aceites, en donde se expresa como regla general un área de $0,1m^2$ para efecto de derretimiento y $0,05m^2$ para efecto de calefacción por cada tonelada de aceite de palma almacenado.

$$A_{\text{serp}} \approx \frac{0,075 \text{ m}^2}{\text{tonelada}_{\text{aceite de palma}}} \quad (59)$$

2.9.5.4. Transferencia de calor con inyección directa de vapor

La peletización, la extrusión, la expansión o la formación de alimento granulado son procesos que necesitan de tratamientos hidrotermales. La granulación y peletización es especialmente útil en la elaboración de alimentos para aves y cerdos ya que se provoca la aglomeración de partículas pequeñas gracias a la adición de calor y humedad, facilitando la compresión mecánica y la formación de gránulos de mayor tamaño (pellet) de forma y tamaño definido (Kiarie y Mills 2019).

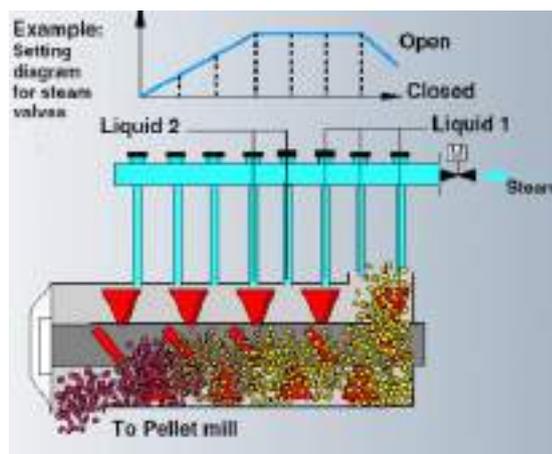


Ilustración 2-18: Inyección de vapor para acondicionamiento

Fuente: (Alles y Andritz Group, 2014).

Desde el punto de vista energético, el efecto de la inyección directa de vapor (DSI) produce un calentamiento instantáneo, donde por regla general, se alcanzan eficiencias térmicas cercanas al 100%, es decir que se transfiere toda la energía contenida del vapor al fluido a calentar, obviamente dependiendo de las variables operacionales de presión, control de flujo de vapor, tiempo de residencia, orificio de inyección y de las formas en la que se distribuye el vapor en la mezcla (Hydro-Thermal Corporation, 2020). A su vez la adición de vapor y calor provee un valor higiénico reduciendo así posibles microorganismos patógenos en el rango de temperaturas de peletizado entre 70 a 87.8 °C.

2.10. Carga térmica requerida para la elaboración de acondicionamiento de balanceado

El proceso de pelletizado es el proceso central después del mezclado y molido. En el cual se procura la adecuada compactación del pellet mediante la adición de una precisa proporción de humedad de acuerdo a las materias primas agregadas, asegurando la calidad y durabilidad del producto final, por otro lado, el buen funcionamiento del proceso evitando paros por atascamientos por quemado del producto y/o pellet mal compactado. Por ejemplo, para algunos alimentos animales las temperaturas ideales de acondicionado bordean los 70 °C a 88 °C generalmente con un tiempo de residencia de entre 15 a 60 segundos, también se pueden dar condiciones de temperaturas más altas como por ejemplo 117°C; siempre y cuando se reduzca el tiempo de residencia (Goodarzi Borojani et al., 2016; Lewis, 2014).

Los parámetros a controlar deben siempre favorecer la compactación y aglutinación de la mezcla y el mantenimiento de las características nutricionales de los ingredientes, favoreciendo en especial la solubilización de fibras y la gelatinización del almidón del maíz mejorando así la digestibilidad del producto (Bahrani et al., 2017; Thomas, van Zuilichem y van der Poel, 1997).

Balance de energía:

$$\dot{Q}_{\text{generado}} - \dot{Q}_{\text{purgas}} = Q_{\text{entrada}} = \dot{Q}_{\text{acond}} + \dot{Q}_{\text{perdidas tub}} + \dot{Q}_{\text{perdidas flash}} = \dot{Q}_{T1} \quad (60)$$

Balance de masa:

$$\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}} \quad (61)$$

$h_g @ (65 \text{psig})$

Donde, el calor Q_{T1} está en función de la presión promedio de referencia de caldera (65 psig o 76,8 psi(abs), posterior a la estación reguladora de presión se produce sobrecalentamiento isoentálpico, mientras tanto que las pérdidas de masa y calor por vapor flash al ingreso del acondicionar a presión atmosférica son mínimas y se pueden despreciar

$$\dot{Q}_{T1} = \dot{m}_{MM} \overline{Cp}_{MM} (T_{\text{inicial}} - T_{\text{final}}) + \sum \dot{Q}_{\text{perd acond}} \quad (62)$$

$$\dot{Q}_{\text{inj}} = \dot{m}_{MM} \overline{Cp}_{pm} (T_{\text{inicial}} - T_{\text{final}}) = \dot{m}_{\text{vapor}} (h_{g \text{ sup}} - \overline{Cp}_{\text{agua}} T_{\text{final}}) \quad (63)$$

2.10.1. Carga de vapor requerido para acondicionado

El vapor requerido es equivalente a la masa condensada sobre la mezcla molida:

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{Q}_{T1(\text{ref})}}{(h_{g \text{ sup}} - \overline{Cp}_{\text{agua}} T_{\text{final}})} \quad (64)$$

Tomando en cuenta la masa añadida en la inyección de vapor que es condensado se tiene:

$$m_{\text{MM}} \overline{Cp}_{\text{MM}} T_{\text{inicial}} + \dot{m}_{\text{vapor}} h_{v \text{ sup}} = \dot{m}_{\text{MM}} \overline{Cp}_{\text{MM}} T_{\text{final}} + \dot{m}_{\text{cond}} Cp_{\text{liq}} T_{\text{final}} \quad (65)$$

Conociendo experimentalmente mediante mediciones in situ las humedades: inicial %h_{in}, posterior al acondicionado %h_{add}.

$$\frac{m_{\text{cond}} + m_{\text{hum i}}}{m_{\text{cond}} + (m_{\text{seca}} + m_{\text{hum i}})} * 100 = \%h_{\text{add}} \quad (66)$$

$$m_{\text{MM}} = m_{\text{hum i}} + m_{\text{seca}} = 1000 \text{ kg} = 1 \text{ batch} \quad ; \quad m_{\text{hum i}} = \%m_{\text{in}} * m_{\text{MM}}$$

Despejando el vapor neto consumido:

$$m_{\text{vapor}} = m_{\text{cond}} = \frac{\%m_{\text{add}} * m_{\text{MM}} - 100 * m_{\text{hum i}}}{100 - \%m_{\text{add}}} * (\text{Fs}) \quad (67)$$

Donde, m_{cond} es la masa de vapor consumido o flujo calefactor que ha condensado; m_{hum i} es la masa de agua libre inicial de la mezcla molida previa al acondicionado, m_{seca} la masa seca respectivamente y (Fs) un factor de seguridad igual a 1,10. El calor específico depende esencialmente de la formulación de cada alimento (fracción másica) y de la humedad inicial de la mezcla molida. Dado que la humedad inicial es agua ligada físicamente. Se asume el calor específico para materia seca por cada ingrediente. Entonces, el calor que se debe incorporar para pasar de la temperatura inicial hacia una la temperatura adecuada de acondicionamiento, queda en función de sus fracciones másicas (Othuman y Wang 2011, p. 709).

$$\overline{Cp}_{\text{MM}} = \sum Cp_i Y_i \quad (68)$$

Q_{acond}, es el “calor absorbido” requerido, para pasar de T_{inicial} ≈ 25°C que es la temperatura de la mezcla recién molida hacia la T_{final} la cual será la temperaturas máxima o mínima según el tipo

de alimento, dichos valores de temperatura final promedio aceptables, mientras el flujo másico a acondicionar \dot{m}_{MM} en kg/h es la capacidad de producción de la pelletizadora la cual difiere para cada tipo de producto.

Tabla 2-7: Porcentaje de materias primas representativas en la formulación

Producto	Materia prima seca (%)			
Lechones	28,57 Suero lácteo	23,81 Arrocillo	31,75 Avena	15,87 Arroz extruido
Pollos	56,18 Maíz	32,58 Pasta de soya	11,24 Trigo	
Cerdos	65,56 Maíz	23,33 Pasta de Soya	11,11 Trigo	
Cuyes	46,67 Maíz	43,33 Afrecho de trigo	10 Alfarina	
Ganado lechero	41,86 Afrecho de trigo	29,07 Maíz	20,93 Palmiste	8,14 Melaza

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda, 2022)

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 2-8: Calores específicos de materias primas

Materia prima	Calor específico (MJ/kg °C)	Fuente
Suero lácteo	$1,34 \times 10^{-3}$	(Kong et al. 2017, p. 302)
Arrocillo	$1,20 \times 10^{-3}$	(Jayas y Cenkowski 2006, p. 12)
Avena	$2,05 \times 10^{-3}$	(Łapczyńska-Kordon, Zaremba y Kempkiewicz 2021, p. 275)
Arroz extruido	$1,82 \times 10^{-3}$	(Mariam, Cho y Rizvi 2008, p. 420)
Maíz	$1,48 \times 10^{-3}$	(Jayas y Cenkowski 2006, p. 12)
Pasta de soya	$1,25 \times 10^{-3}$	(Popescu et al. 2020, p. 10)
Trigo	$1,81 \times 10^{-3}$	(Muir y Viravanichai 1972, p. 341)
Afrecho de trigo	$1,56 \times 10^{-3}$	(Kim et al. 2003, p. 484)
Alfarina	$1,17 \times 10^{-3}$	(Jayas y Cenkowski 2006, p. 12)
Palmiste (PKS)	$1,98 \times 10^{-3}$	(Fono-Tamo y Koya 2013, p. 10)
Melaza de caña	$4,02 \times 10^{-3}$	(Olbrich 1963, p. 45)

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda, 2022)

Realizado por: Vaca, S., 2023

Donde: Y_i es la fracción másica. C_{p_i} representan los calores específicos de las materias primas más representativas de la formulación a una humedad promedio de 12 a 15% y temperatura 20 °C en base húmeda para granos; para la alfarina 6,5-11,2% y para extruido esta referenciado a 88% de almidón pre-gelatinizado y 12% de proteína 30 °C; para el suero lácteo se usó como

referencia el calor específico a 25°C, para la pasta de soya se tomó como referencia el Cp de biomasa seca y para la melaza de caña a 24,64% de pureza, 85,65 grado Brix y a 51,1 °C

Dado, que se agrega aceite de palma en una proporción pequeña no se considera. Empero, este componente graso, contiene un elevado calor específico entre $3-5 \times 10^{-3}$ MJ/kg °C, superior a todos los componentes secos, por lo tanto, para compensar este grado y aproximarlos de mejor forma a la realidad se toma va a tomar en cuenta la humedad de la mezcla final molida $\%H_{bh} + \text{grasa}$, donde asumiendo que esta sea el agua capilar libre con calor específico promedio de $4,2 \times 10^{-3}$ MJ/kg °C (Bentz et al. 2011, p. 268)

$$C_{pMM} = (100 - \%H_{bh})\overline{C_{pm}} + (\%H_{bh})C_{p\text{agua}} \quad (69)$$

El flujo distribuido por la tubería principal \dot{m}_{dist} , el vapor saturado destinado a él acondicionador \dot{m}_{cond} , a través de un balance de masa quedan:

$$\dot{m}_{dist} = \dot{m}_{gener} - \dot{m}_{prg} \quad (70)$$

Para vapor húmedo $(1 - X_D)$:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{dist} - \dot{m}_{cond\ tub} - (1 - X_D) * \dot{m}_{vapor} \quad (71)$$



Ilustración 2-19: Manifold de salida del área de producción auxiliar

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda. 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023



Ilustración 2-20: Manifold de llegada desde área de producción auxiliar

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

La estación reguladora de presión tiene las funciones de reducir la presión de llegada para así controlar de mejor manera el flujo de vapor y reducir la presión del vapor saturado (húmedo), y aumentar la calidad del vapor. Con lo cual se eleva más rápidamente la temperatura de la mezcla, provocando una suave cocción, mientras el vapor sobrecalentado se enfría se convierte nuevamente en vapor saturado y su condensado le confiere la humedad necesaria a la mezcla del balanceado (Campabadal et al, 2014). Se requiere poseer la instalación de una estación reguladora de presión, conjuntamente con un separador de vapor y trampas de vapor.

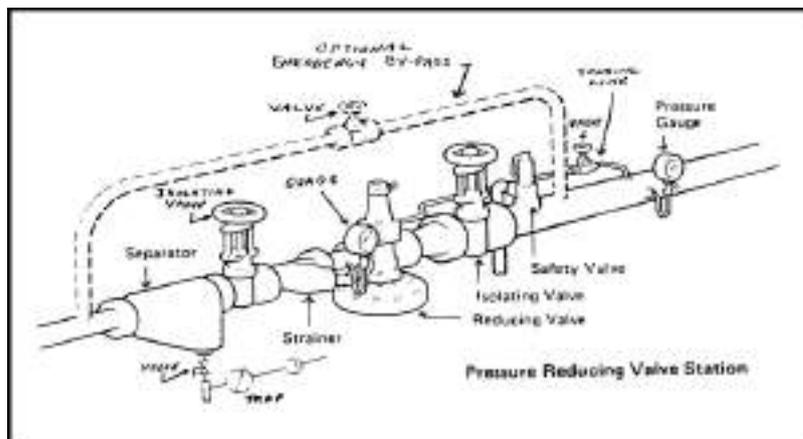


Ilustración 2-21: Estación reguladora de presión

Fuente: (Industrial Controls, 2011).

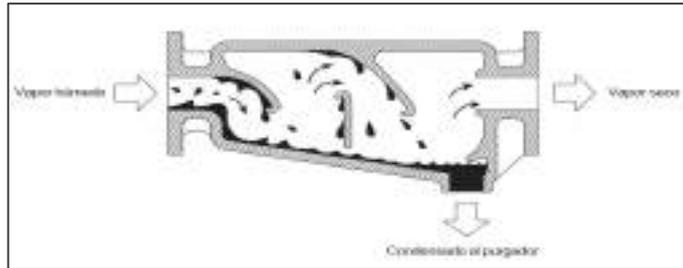


Ilustración 2-22: Corte longitudinal de un separador de vapor

Fuente: (Spirax Sarco, 1998).

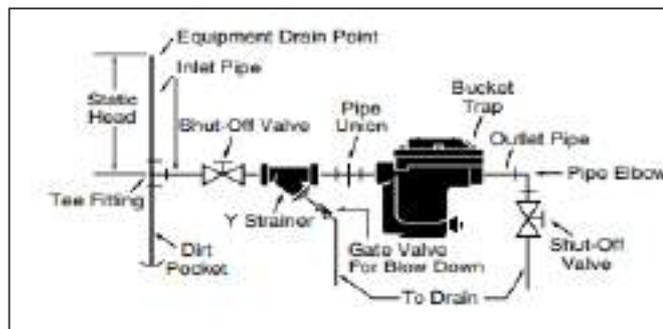


Ilustración 2-23: Funcionamiento de trampa de balde invertido

Fuente: (Bell & Gossett, 2016).

Para determinar el dimensionamiento de la trampa de vapor, la capacidad debe ser multiplicada por un factor de seguridad según sea el caso particular de aplicación, por ejemplo, si el proceso es de solamente la distribución de vapor un factor aceptable es de 2 a 3, también se considera el diferencial de presión, el cual se entiende como la diferencia de presión de entrada de vapor y la presión de salida del condensado generalmente a presión atmosférica o presión de línea de retomo.

A mayor presión diferencial mayor tasa de descarga, en cuanto al orificio de salida, este será menor al diámetro de la tubería en base a que el volumen específico del condensado es menor comparada con el vapor. La trampa de vapor además permite ventear el aire que se conserva en la tubería antes de que ingrese el vapor. Las líneas de recuperación de condensados deben estar diseñadas para flujo bifásico vapor flash y el líquido saturado. Donde, la fracción de vapor flash formado en la fase de transición bifásica en una despresurización adiabática, es determinado por (Ja) número de Jacob (Reinke 1997, p. 7).

$$Ja = X \text{ Flash} = \frac{h_{f(P \text{ alta})} - h_{f(P \text{ baja})}}{h_{fg(P \text{ baja})}} \quad (72)$$

Tabla 2-9: Características y tipos de trampas de vapor

		Factor de seguridad	
Por tipo:	Termostáticas	F= (1-3)	
	Bimetálicas	F= (2,5)	
	Termodinámicas	Disco	F=(1-3)
		Impulso	
	Mecánicas	Cubeta invertida	F= (1-3)
Flotador		F= (1-4)	
Por carga de condensado:	<45,4bkq/h condensado Bajas cargas	45,4 -454 kg/h condensado Cargas medias	>454 kg/h Alta carga
Por aplicación:	-Traceado de vapor -Perdidas de calor en tuberías de distribución -Drenaje -Prevención contra golpe de ariete	Procesos, aplicaciones y equipos en intercambio de calor	
	F=1	F=(2-5)	
Tipo	ventajas	desventajas	
Termostáticas	- Compactas - Temperatura fija de descarga - Aprovechamiento de calor sensible para traceo	- Respuesta lenta - alta acumulación de condensado - Produce subenfriamiento	

Bimetálicas	<ul style="list-style-type: none"> -Buena respuesta para cargas muy bajas de condensado - Buena capacidad de venteo - Robusta en condiciones de ariete 	<ul style="list-style-type: none"> - Descarga intermitente - mayor desgaste de hermeticidad
Termodinámicas	<ul style="list-style-type: none"> -Apta para carga bajas y muy bajas de condensado - Repuesta rápida -Excelente capacidad de venteo 	<ul style="list-style-type: none"> - Descarga intermitente - Vida corta y mayor desgaste - Produce subenfriamiento
Cubeta invertida	<ul style="list-style-type: none"> -Robusta a variables condiciones ambientales -Alta resistencia a la corrosión - Buena capacidad para carga fluctuante 	<ul style="list-style-type: none"> -Descarga intermitente - Acumulación de condensado en trampa -No se adapta a cargas muy bajas
Flotador	<ul style="list-style-type: none"> - Descarga continua - buena capacidad para carga fluctuante - Excelente para manejar variación de presión 	<ul style="list-style-type: none"> - No se adapta a cargas muy bajas -Frágiles a golpe de ariete - No funcionan a altas presión

Fuente:(Emerson, 2017).

Realizado por: Vaca, S., 2023

2.10.2. Calidad de vapor para acondicionado

En el acondicionado, la mayor ventaja de trabajar con vapor sobrecalentado es que este al tener mayor volumen adquiere una mayor velocidad de inyección con la misma cantidad de agua evaporada. A mayor velocidad de inyección mayor volumen de cocción y el calentamiento es más uniforme. Sin embargo, mayor dificultad para su condensación y esto dependerá del tiempo de residencia, para evitar que el producto eleve su temperatura por encima del punto requerido. El vapor sobrecalentado se condensa al estar contacto con una superficie a menor temperatura que la de saturación, sin embargo, la tasa agua condensada resultara menor que la del vapor seco.

Por lo tanto, los productos que han sido acondicionados con vapor seco o vapor húmedo tendrán una mayor cantidad de humedad final, esto envuelve mayor esfuerzo en el posterior secado de agua. Mientras que con vapor sobrecalentado la cantidad de humedad añadida será menor. La temperatura T_1 inicial previo al acondicionado es importante, esta influencia también en mayor o menor cantidad de calor requerido útil para evaluar el consumo térmico, se debe tener en cuenta, como regla de cálculo, que en promedio por cada 12-15 °C, que incrementa la temperatura en el proceso de acondicionado dependiendo del tiempo de residencia, se ha está añadiendo aproximadamente 1% de humedad (Gurbuz 2017, p. 12).

Posteriormente, la temperatura despejando T_2 para hallar la temperatura de la mezcla no se incluye las pérdidas, asumiendo la inyección de vapor como transferencia de calor adiabática:

$$\Delta H = (H_{\text{sup}} - H_{\text{mezcla}}) = C_p(T_{\text{sup}} - T_{\text{sat}}) + H_{\text{fg,vapor}} + (H_{\text{f,vapor}} - H_{\text{mezcla}}) = \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \quad (73)$$

Donde H_{sup} es la entalpia del vapor sobrecalentado y T_{sup} la temperatura del vapor sobrecalentado.

$$T_2 = \frac{Q_{\text{acond}} + \dot{m}_{\text{MM}} \overline{C_{p\text{MM}}}(T_1)}{\dot{m}_{\text{MM}} \overline{C_{p\text{MM}}}} \quad (74)$$

2.10.3. Eficiencia térmica de acondicionado

A mayor temperatura requerida de acondicionado mayor consumo de energía y vapor; a mayor presión del vapor, se genera un menor consumo de vapor; las mezclas de balanceados molidos con menores densidades tienden a demandar menor consumo de vapor y energía térmica; a mayor presión de saturación de vapor se produce un menor gasto de energía térmica; a mayor humedad

de materias primas, mayor capacidad calorífica de la mezcla molida a su vez mayor demanda de vapor y energía térmica y a menor temperatura de la mezcla molida mayor demanda de vapor y calor.

2.10.4. Carga de caldera y demanda de vapor variable

La carga de caldera viene definida por el calor que se requiere para llevar a cabo un proceso, debido a las condiciones de cada tipo de alimento, estos requieren menor o mayor cantidad de vapor, la caldera estará sobredimensionada para aquellos productos que demanden menor vapor, y estará en cerca de su mejor desempeño solo para uno o algunos tipos de productos que justifiquen su capacidad. De ahí es donde surge el porcentaje de carga y es una medida del grado de sobredimensionamiento de la caldera para un proceso dado.

$$\%Carga = \frac{\dot{Q}_{requerido}}{\dot{Q}_{generado}} \quad (75)$$

Además, la carga requerida no es constante, sino que oscilará dependiendo de las circunstancias ambientales del día o época de año, en función de a temperatura externa, de las variaciones en el flujo de planeación-producción-productividad, del tiempo operativo, de las instalaciones y/o por causas relacionadas a factores humanos (Heslton, 2005, p. 93-106). Como la energía de la tasa de vaporización (entrada) y la energía requerida o consuma (salida) difieren, se incorpora el termino de acumulación energética, a través de un balance energético diferencial. Donde, la acumulación es una variación de la energía interna, tomando como referencia para dicha variación los presostatos y el tiempo fraccional operativo del quemador.

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{(mCv)dT}{dt} = Q_{generado} - \dot{Q}_{requerido} \quad (76)$$

Muchas veces se considera equipar al sistema con un acumulador de vapor, el cual es un cilindro presurizado utilizado en demandas discontinuas como dispositivo de almacenamiento intermedio entre la generación y el consumo. Para el caso de la planta no cuenta con este equipo, pero debido a la tubería de distribución $L \approx 40$ m esta almacena bien el exceso de vapor generado mientras la demanda de vapor es consumida en un tiempo t . Este calor acumulado puede utilizarse para otros procesos siempre y cuando no afecte el balance energético y másico principal para el acondicionado.

2.10.5. Rendimiento de caldera a cargas bajas

Para un proceso que esté muy por debajo de la tasa de vaporización máxima o nominal suministrada por la tasa de entrada de combustible no modulada la caldera estará forzada a ciclar, esto es debido a que la energía interna absorbida por el sistema se eleva rápidamente, elevando la temperatura $\Delta T_{\text{control}}$ y la presión $\Delta P_{\text{control}}$ provocando que el sistema de control (presostatos) de alto apague el quemador.

$$\Delta U_{\text{sistema}} = (\dot{m}C_{v1})\Delta T_{\text{control}} = \left(\frac{\dot{m}C_{v1}}{R}\right)\Delta P_{\text{control}} = \dot{Q}_{\text{generado}} - \dot{Q}_{\text{requerido}} \quad (77)$$

Cuando la demanda de vapor ha sido cubierta rápidamente por la caldera, esta entra en un estado de standby, no hay tasa de vaporización directa, ya que no hay entrega de combustible y solo se consume la energía acumulada en el sistema hasta el límite inferior del presostato predefinido, donde se vuelve a encender el quemador.

$$-\Delta U_{\text{sistema}} = (\dot{m}C_{v1})\Delta T_{\text{control}} = \left(\frac{\dot{m}C_{v1}}{R}\right)\Delta P_{\text{control}} = -\dot{Q}_{\text{requerido}} \quad (78)$$

La causa más común de este ciclado corto es el sobredimensionamiento de calderas. Mientras más amplia la brecha del consumo con respecto a la carga nominal mínima, menor el tiempo en que la caldera permanece encendida, causando que el tiempo operativo se reduzca y la eficiencia se degrade (heatgeek, 2021). Sumado a esto el quemador sufre un ciclo de barrido de pre-purga y post purga antes y después del nuevo ciclo de encendido que suele durar entre 20-45 segundos; tiempo en que el ventilador envía aire frío, acarreando calor interno al ambiente que luego debe ser repuesto con una mayor proporción de combustible. Entonces, a mayor cantidad de ciclos del quemador, mayor consumo de combustible, a diferencia de un quemador operando continuamente.

Se estima que un ciclo corto puede reducir hasta en un 15% la eficiencia estacionaria de la caldera, aunque estas pérdidas de calor relacionadas por ciclos ON-OFF suelen pasar encubiertas. Se considera un buen indicador que una caldera trabaje sin apagarse mínimamente entre 8 a 15 minutos, visto desde otro modo, una cantidad de 8 a 10 ciclos por hora ya se considera un ciclado excesivo (Lawley, 2022; Bennett, Cliff y Tadj, 2019, p. 78).



Ilustración 2-24: Degradación de la eficiencia estacionaria versus tiempo en funcionamiento por ciclo

Fuente: (Heat Geek, 2018).

Ya que el tipo de proceso de acondicionado es en lotes, además del proceso que conlleva dosificar, mezclar y moler también habrá paradas inevitables que causaran que el quemador no pueda operar continuamente, entre ellas las purgas previas de transportadores para evitar contaminación cruzada entre productos y los cambios habituales de mallas en pelletizadora, molino y zaranda.

Otras paras por errores imprevistos en mayor o menor medida son: reprocesos, ordenes de producción discontinuos, demandas pull-up y ajuste de stock, reparación de peletizadora, molinos, etc. Siendo la cota nominal de la peletizadora 15 t/h. un descenso en la capacidad de producción es obvia (ver Tabla 2-10). Cualquier de estas causas tendrá su efecto en el tiempo en que la caldera este fuera de operación (standby), intervalos en el que la demanda de vapor es cero y la eficiencia es cero, aun con esto, la caldera no puede apagarse. Se puede estimar de forma teórica el tiempo en que la caldera va a estar inactiva antes de que se vuelva a encender, por regla general la sumatoria de ambos tiempos no debería ser inferior a 10 minutos (JMP, 2015).

Tabla 2-10: Capacidad de producción en planta por producto

Volumen de producción (t/h)	Producto
4	Lechones
6,5	Pollos
8	Cerdos
8	Lecheros
8	Cuyes

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda. 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

2.10.5.1. Tiempo fraccional operacional del quemador.

Es la relación entre el tiempo que el quemador permanece encendido con respecto al tiempo total de un ciclo de encendido y apagado. Por ejemplo, un quemador con un tiempo fraccional operacional $\%t\Phi_{on}$ del 25% y un tiempo operativo que dura 5 minutos, el tiempo en inactividad viene a ser de 15 minutos, obteniéndose un tiempo total por ciclo de 20 minutos.

$$\%t\Phi_{on} = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} * 100 \quad (79)$$

$$t_{ciclo} = t_{on} + t_{off} = 1 \text{ ciclo} \quad (80)$$

En un tiempo fraccional del 100% el quemador opera continuamente sin la presencia de apagados, esto quiere decir que toda la energía de la tasa de vaporización generada a la par es consumida o condensada en la misma cantidad, así pues, esta relación proporcional indica que el porcentaje de carga y el tiempo fraccional operacional del quemador son equivalentes.

$$\%carga = \%t\Phi_{on} \quad (81)$$

Cada uno de los tiempos puede ser medido experimentalmente o estimado de forma teórica, ya sea a través de la carga o de la energía acumulada.

2.10.5.2. Tiempo teórico de inactividad del quemador

Para condiciones sin carga el tiempo en OFF se relaciona a cuatro factores: el volumen normal de agua almacenada de la caldera (NWL) por sus siglas en inglés “normal water line” o nivel de agua normal de cadera en galones (ver anexo A); el diferencial de temperaturas de saturación cuando el quemador se apaga y se vuelve a encender en términos de los setpoints alto y bajo ($T_{OFF} - T_{ON}$) en °C; la capacidad calorífica del agua a volumen constante C_v y la carga esperada requerida que es igual al acondicionado Q_{T_1} incluyendo las pérdidas de calor (Peterson, 2018, p. 54-57).

$$(\dot{m}C_{v_i}) \int_{T_{off}}^{T_{on}} dT_{control} = -Q_{requerido} \int_{t=0}^t dt \quad (82)$$

$$t = \frac{(\dot{m}C_{v_i})\Delta T_{control}}{-\dot{Q}_{requerido}} \quad (83)$$

$$t_{\text{off}} = \frac{(\text{NWL}) \left(\frac{3.79 \text{ kg}}{\text{ga}} \right) C_v (T_{\text{off}} - T_{\text{on}})}{Q_{T1} \left(\frac{\text{h}}{60 \text{ min}} \right)} = [\text{min}] \quad (84)$$

2.10.5.3. Tiempo teórico de funcionamiento del quemador

Si se agrega la entrada de energía al balance Q_{generado} operando continuamente sea el caso llama baja o llama alta (JMP 2015). En este caso, toda la producción se genera a llama baja, basada en el radio mínimo 2:1.

$$(\dot{m}C_{v_i}) \int_{T_{\text{on}}}^{T_{\text{off}}} dT_{\text{control}} = (Q_{\text{generado}} - \dot{Q}_{\text{requerido}}) \int_{t=0}^t dt \quad (85)$$

$$t = \frac{(\dot{m}C_{v_i}) \Delta T_{\text{control}}}{\dot{Q}_{\text{generado}} - \dot{Q}_{\text{requerido}}} \quad (86)$$

$$\dot{Q}_{\text{generado}} = \dot{m}_{\text{comb}} \text{PCS} * \eta_E \quad (87)$$

$$t_{\text{on}} = \frac{\text{NWL} \left(\frac{3.79 \text{ kg}}{\text{ga}} \right) C_v (T_{\text{off}} - T_{\text{on}})}{Q_{\text{generado}} - Q_{T1} \left(\frac{\text{h}}{60 \text{ min}} \right)} = [\text{min}] \quad (88)$$

Conocidos t_{on} y t_{off} se deducen los siguientes parámetros o variables relativos al comportamiento cíclica de la caldera:

2.10.5.4. Numero de encendidos/ciclos por hora

$$\# \text{ ciclos/hora} = \frac{60}{t_{\text{ON}} + t_{\text{OFF}}} \quad (89)$$

2.10.5.5. Tiempo operativo y de inactividad del quemador por hora

$$t_{\text{on-h}} = t_{\text{on}} * \frac{\# \text{ ciclos}}{\text{h}} = \left[\frac{\text{min}}{\text{h}} \right] \quad (90)$$

$$t_{\text{off-h}} = t_{\text{off}} * \frac{\# \text{ ciclos}}{\text{h}} = \left[\frac{\text{min}}{\text{h}} \right] \quad (91)$$

2.10.5.6. Porcentaje de sobredimensionamiento caldera por proceso

$$\%S = (1 - \%t\Phi_{on}) * 100 = \left(1 - \frac{k}{\dot{m}_{\text{vapor inst}}}\right) * 100 \quad (92)$$

Donde, $\dot{m}_{\text{vapor inst}}$ es la tasa de vaporización instantánea, k la cantidad de vapor requerido para un proceso específico por hora y $\%t\Phi_{on}$ el tiempo fraccional del quemador expresado en porcentaje.

2.11. Carga térmica para el calentamiento de tanques de almacenamiento

Teniendo como volumen de control el tanque, en almacenamiento no existe intercambio másico (Carga térmica máxima para precalentamiento y calefacción de tanques)

$$\dot{Q}_{\text{acumulado}} = \frac{\rho V * C_p(T_f - T_i)}{dt} \quad (93)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{acumulado}} &= \dot{Q}_{\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{salida}} = \dot{Q}_{\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{perdidas}} \\ \dot{Q}_{\text{salida}} &= \dot{Q}_{\text{perdidas}} \end{aligned} \quad (94)$$

(Carga térmica máxima para mantenimiento de temperatura en los tanques) La transferencia de calor solo tiene como función únicamente contrarrestar las pérdidas al ambiente y ya no existe acumulación. Cuando el aceite recibe calefacción $\dot{Q}_{\text{acumulado}}$ para calentar el aceite, donde Q_{mant} es el calor aportado para evitar el enfriamiento.

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{Q}_{\text{mant}} = \dot{Q}_{\text{perdidas}} \quad (95)$$

2.11.1. Calentamiento y calefacción del aceite de palma

El calentamiento en tanques a través de los serpentines aporta calor mientras que en el seno del líquido se produce una combinación de convección natural y convección natural mixta donde se genera un movimiento generalmente ascendente y descendente debido a la gradiente de densidades hasta que se alcanza una temperatura uniforme (estado estacionario) en un tiempo específico según su diseño y requerimientos, así mismo durante el enfriamiento natural del aceite se tiende a estratificar hasta llegar a una temperatura de equilibrio (Oliveski et al., 2005).

Las capas cercanas a la fuente de calor se calientan rápidamente, las temperaturas mayores dentro del tanque se encuentran siempre en la parte media-alta, ya que el flujo más caliente se eleva al tener menor densidad, en la capa baja cercana al serpentín o fondo, experimentalmente se suelen registrar gradiente de 1-1,5 °C con respecto a la parte media del tanque. En el instante que se detiene el proceso de calefacción o dicho de otra forma cuando la temperatura es cuasi uniforme, esta diferencia se va incrementando polinomialmente o enfriándose de forma estratificada a condiciones ambientales (Arshad, Inayat y Chughtai, 2009).

La Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO) establece que para el almacenamiento de aceite de palma el material interno del tanque al igual que los serpentines debe ser de acero inoxidable (ver tabla 2-11). Normalmente las temperaturas de cristalización para el aceite de palma están entre 0-10 °C, pudiendo incluso variar entre 0-35° C según la composición química del aceite (Alakali, Eze y Ngadi, 2012). En promedio Ramli, Siew y Cheah (2008) establece que la cristalización del aceite de palma se da a 10 °C.

Tabla 2-11: Requerimientos técnicos en el calentamiento y almacenamiento del almacenamiento de aceite

Operación	Área de serpentín (m ² / t _{aceite})	Fluido calefactor			Aceite de palma		
		Agua (° C)	Vapor		(° C/ h)	(° C) mín.	(° C) máx.
			(° C) máx.	Psig máx.			
Precaentamiento	-	-	-	-	-	-	
Derretimiento (sólido-semisólido)	≈ 0,1	-	-	-	≈ 0,21-0,33	-	-
		≈ 80	127	21,75			
Almacenamiento	≈ 0,05	-	-	-	32	40	
Bombeo	-	-	-	-	50	55	

Fuente: (CODEX ALIMENTARIUS, 2001).

Realizado por: Vaca, S., 2023

2.11.2. Regulación del flujo calefactor para el calentamiento de aceite palma

Se mencionan para este caso las válvulas de bola ya que estas son las que han sido instaladas para este propósito. Las válvulas de bola giran un cuarto de vuelta o 90 grados con el fin de bloquear el paso de un fluido, estas ofrecen una resistencia mínima al flujo cuando está totalmente abierta al girar la manilla a la posición paralela al flujo, aunque han sido tradicionalmente aplicadas con la intención única de cierre y apertura, su uso se ha extendido al control y variación de flujo o

caudal para situaciones de bajas velocidades, influenciado por su bajo costo, altas capacidades/prestaciones/versatilidad, además de la alta resistencia a fugas.

Para altas velocidades de flujo no se recomiendan como válvula reguladora de flujo a la válvula de bola ya que la expectativa de vida útil se verá reducida por daño en el sello, con la excepción de las válvulas de bola con puerto en V que pueden ser una buena opción para dicho propósito. En cuanto a la característica del flujo inherente, es decir la relación entre el porcentaje de apertura de la válvula (porcentaje de rotación) y el caudal de flujo másico que pasa a través de esta, la válvula de bola se puede considerar como una combinación de tipo lineal y de tipo apertura rápida, pero se puede aproximar a un comportamiento de tipo igual porcentaje, teniendo una rangeabilidad de 50:1. Para características de flujo inherente de igual porcentaje se tiene:

$$\dot{V} = \left(\frac{e^x}{R}\right) \dot{V}_{max} \quad (96)$$

$$x = (\ln R) \left(\frac{\%H}{100}\right) \quad (97)$$

Donde R es la rangeabilidad de la válvula, \dot{V} el caudal del flujo, \dot{V}_{max} el caudal máximo con la válvula abierta al 100% , x es la función logarítmica que sustituye el rango y %H es el porcentaje de apertura.

2.11.3. Curvas de calentamiento/ enfriamiento de tanques de aceite de palma

2.11.3.1. Temperatura y tiempo de enfriamiento del aceite de palma almacenado

Un sistema no-adiabático que pierde calor a través del paso del tiempo se enfría, dicha variación T_{ace} dependerá de su capacidad calorífica, volumen y densidad, como por ejemplo algunos aceites vegetales por sus propiedades almacenan bastante bien el calor. Cualquier sustancia o masa que se enfría a través del tiempo de forma simplificada cumple con la ley de enfriamiento de Newton:

$$\frac{dT}{dt} = -k(T - T_{amb}) \quad (98)$$

Ya que la planta trabaja un solo turno, el aceite permanece sin recibir calor durante un promedio de 16 horas aproximadamente, se asumen densidad, capacidad calorífica y U coeficiente de transferencia de calor como constantes.

$$\frac{Q_{acum}}{dt} = \dot{Q}_{perdidas} \quad (99)$$

$$\frac{(\rho_{ace} * V_{Tanq} * Cp_{ace})dT}{dt} = U * A * (T_{ace} - T_{amb}) = \sum \dot{Q}_{perd} \quad (100)$$

Reemplazando, se tiene la ecuación de enfriamiento en función de la cantidad de calor perdido al ambiente e integrando (Mawire y Taole 2013, p. 3):

$$-z(T - T_{amb})e^{-kt} = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4)/(\delta_1 * V_{Tanq} * Cp_1) \quad (101)$$

Despejando T interna del tanque:

$$T_{ace} = \frac{(Q_{N\ perdidas})}{(-z)(\delta_{ace} * V_{Tanq} * Cp_{ace})e^{-kt}} + T_{amb} \quad (102)$$

Donde Z es una constante que se halla a partir de las condiciones iniciales, se asume que está dentro de la normativa, como la temperatura mínima de descarga $T=T_0=50\text{ °C}$ para un $t=0$. Y la segunda constante $-k$ se halla a través de la termografía en un tiempo T para $t = 48$ que le corresponde una temperatura aproximada de 31 °C .

2.11.3.2. Temperatura y tiempo de calentamiento del aceite palma almacenado

Previo y durante el bombeo/ dosificado, es decir, para calentamiento con vapor o condensado:

$$\frac{Q_{acum}}{dt} = \dot{Q}_{entada} - \dot{Q}_{perdidas} \quad (103)$$

$$\frac{\rho_{ace} * V_{Tanq} * Cp_{ace})dT}{dt} = (\dot{Q}_0) - (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4) \quad (104)$$

En función de la temperatura interna del tanque, resolviendo la EDO integrando por sustitución de variables o por factor integrante:

$$T_{ace}(t) = \frac{A}{B} - \frac{ke^{t/C}}{B} \quad (105)$$

Donde A, B, C y k son constantes manifestadas por las variables del proceso en función de distintos regímenes de flujo y propiedades de fluido representado las distintas etapas del proceso.

Mientras las pérdidas de calor sean aproximadamente constantes durante el tiempo, es decir en cuanto el intervalo de tiempo no sea considerable

2.12. Pérdidas de calor totales en planta

2.12.1. Pérdidas estacionarias de calor en la generación de vapor

Las pérdidas de calor en la caldera pueden estimarse a través de varios métodos y técnicas, en Arjona (2019) se describen a detalle al menos diecisiete métodos propuestos por determinados organismos y asociaciones, como por ejemplo el código ASME PTC 4-2013 proporciona fórmulas estandarizadas para a través de un cálculo rápido y abreviado hallar el rendimiento de una caldera o generador de vapor, mientras que otros enfoques en particular requieren de menos o más datos de entrada. Se puede optar por uno u otro método que se adapte a los pocos o muchos datos disponibles. En resumen, la pérdida de calor primaria corresponde a los gases egresados por la chimenea y las pérdidas secundarias a los flujos egresados por efecto de purgas del quemador y caldera y pérdidas de calor a través de convección, conducción y radiación desde la carcasa a el ambiente; se destaca también la degradación de la energía en standby y las pérdidas de calor incontables que se suelen asumir entre un 0,1 a 2% (Arjona, 2019, p. 51).

2.12.1.1. Pérdidas de calor por escape de gases

El calor que es descartado naturalmente por escapar como productos de combustión calientes a la atmosfera se estima a través del exceso de aire y un balance estequiométrico o fracciones másicas Y_i de los productos de combustión y sus propiedades caloríficas por sobre el flujo de entrada de energía entrante.

$$\%P_{\text{gases totales}} = \frac{(\dot{m}_{\text{aire hum}} + \dot{m}_{\text{comb}}) * \sum \Delta \widehat{H}_i * Y_i}{\dot{m}_{\text{comb}} * PCS_{\text{comb}}} * 100 \quad (106)$$

En esta relación se puede incluir la composición de agua que egresa como vapor $\%P_{cl}$ y su entalpia específica, para ello todas las composiciones deben estar en base húmeda y se debe utilizar el poder calorífico superior. De forma análoga, se puede optar por calcular independientemente las pérdidas en gases secos $\%P_{cs}$ en función de la composición de gases en base húmeda, sin tomar en cuenta el agua.

$$\%P_{\text{gases totales}} = \%P_{\text{calor sensible}} + \%P_{\text{calor latente}} \quad (107)$$

$$\%P_{cs} = \frac{\sum(\dot{m}_{\text{gases secos}})_{\text{base humeda}} * \sum \Delta \widehat{H}_i * Y_i}{\dot{m}_{\text{comb}} * PCS_{\text{comb}}} * 100 \quad (108)$$

$$\%P_{cl} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} * \Delta H_{v-l}}{\dot{m}_{\text{comb}} * PCS_{\text{comb}}} * 100 \quad (109)$$

Tener en cuenta que, si se utiliza directamente el PCI, el calor latente de vaporización de agua no debe estar involucrado y las fracciones másicas o molares deben estar en base seca

2.12.1.2. Pérdidas de calor por incombustión química

La liberación real de calor \dot{Q}_{Lib} se ve afectada por la formación indeseada de inquemados en los productos, conociendo la fracción de estos en los gases de combustión, se puede tener una idea del calor que no tiende a liberarse debido a un proceso de combustión inadecuado.

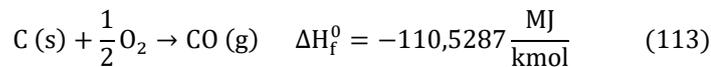
$$\dot{Q}_{\text{Lib}} = \dot{Q}_{\text{Teor}} - \dot{Q}_{\text{inq}} \quad (110)$$

Donde, \dot{Q}_{Teor} es el flujo de calor teórico, producto de la reacción completa

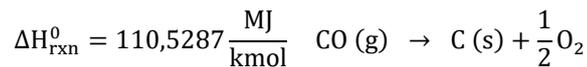
$$\dot{Q}_{\text{inq}} = \sum \dot{m}_{\text{inq}} PCI_{\text{inq}} \quad (111)$$

$$\%P_{\text{inq}} = \frac{(\dot{m}_{\text{aire hum}} + \dot{m}_{\text{comb}}) Y_{\text{CO}} * PC_{\text{co}}}{\dot{m}_{\text{comb}} * PCS} \quad (112)$$

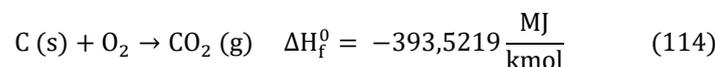
El Poder Calorífico por la formación de CO queda definido por la siguiente reacción múltiple:

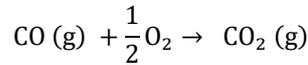
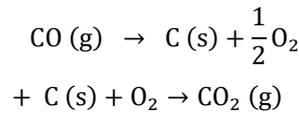


Invirtiendo la reacción sabiendo que $\Delta H_f^0 = 0$ para el oxígeno y el grafito



Además, el carbono también puede reaccionar completamente:





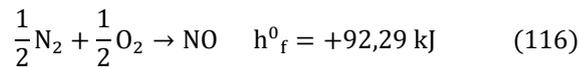
$$PC_{\text{CO}} = \Delta H_{\text{rxn}}^0 = \Delta H_{\text{fCO}_2}^0 - (\Delta H_{\text{fO}_2}^0 + \Delta H_{\text{fCO}}^0) \quad (115)$$

$$PC_{\text{CO}} = -393,5219 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}} - (0 + (-110,5287 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}}))$$

$$PC_{\text{CO}} = \left| -282,9932 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}} * \frac{1 \text{ kmol}}{28 \text{ kg}} \right| = 10,1069 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

2.12.1.3. Pérdidas de calor por formación de óxidos de nitrógeno

La formación de NOx puede darse además del mecanismo de Zeldovich por otras dos vías, la primera, por la oxidación del nitrógeno ligado al combustible en forma de anillos aromáticos nitrogenados, y una segunda vía alterna es el mecanismo de Fenimore en el cual se describe que cuando el combustible se quema, este se descompone en radicales CH los cuales son altamente reactivos y puede combinarse con el nitrógeno del aire para formar moléculas más estables para luego ser oxidados en ciertas condiciones. De forma simplificada, para formar una mol de NO se consume oxígeno y se consumen 90,29 kJ, por lo cual esta reacción es endotérmica y en términos generales se considera una pérdida de calor.



$$\%P_{\text{fNO}} = \frac{(\dot{m}_{\text{aire hum}} + \dot{m}_{\text{comb}}) Y_{\text{NO}} * h_{\text{fNO}}^0}{\dot{m}_{\text{comb}} * \text{PCS}} \quad (117)$$

2.12.1.4. Pérdidas de calor desde carcasa de caldera al ambiente

Las pérdidas de calor por radiación y convección dependerán de que tan tanto se encuentre aislada la caldera. tratándose de una caldera pirotubular compacta, per se, dependerá tanto del diferencial de temperatura entre la superficie y la temperatura ambiente como de la corriente de convección natural de aire a sus alrededores; además de sus dimensiones, capacidad y carga utilizada.

La temperatura superficial de la pared trasera suele ser mayor a la frontal y la temperatura de la envolvente aislada es menor a las antedichas, habiendo zonas críticas por donde se filtre mayor intensidad de calor (ver Ilustración 2-25). Resulta complejo y extenso calcular dichas pérdidas de manera convencional tomando en cuenta los fenómenos de transferencia de calor que intervienen en cada área/geometría, accesorio y sus coeficientes de transferencia para lo cual se requiere múltiples variables y parámetros, por lo que el cálculo de las pérdidas de calor hacia el exterior de la caldera suele estimarse mediante simplificaciones (Jiménez Borges et al. 2021, p. 266).



Ilustración 2-25: Temperaturas exterior de carcasa par caldera pirotubular

Fuente: (Savaş y Kocabaş, 2022, p. 1460).

Resultan bastante reconocidas las grafica de pérdidas por radiación de ABMA (Asociación Americana de Constructores de Caderas), o a su vez, otras ecuaciones, gráficas y tablas desarrolladas por otros organismos o fabricantes bajo ciertas asunciones se exponen a continuación:

- *Perdidas de calor por radiación y convección nominales*

La norma europea EN 12953 (calderas pirotubulares) limita hasta un máximo de 1 % con respecto a la capacidad máxima de vapor generado. De acuerdo a la capacidad máxima nominal a plena carga, es decir al 100% los autores citados, estiman que representan entre el 0,1 hasta un 2% con respecto a la energía de entrada (Savaş y Kocabaş, 2022, p. 1459). En una caldera mal asilada o antiguas según Jiménez Borges et al. (2021, p. 263) alcanzarían de 5-10%.

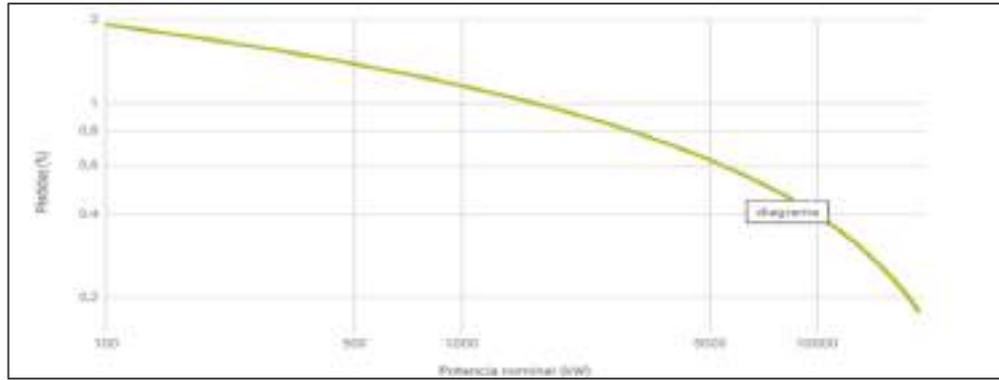


Ilustración 2-26: Pérdidas nominales por radiación y convección para calderas industriales

Fuente: (Sincal, 2022).

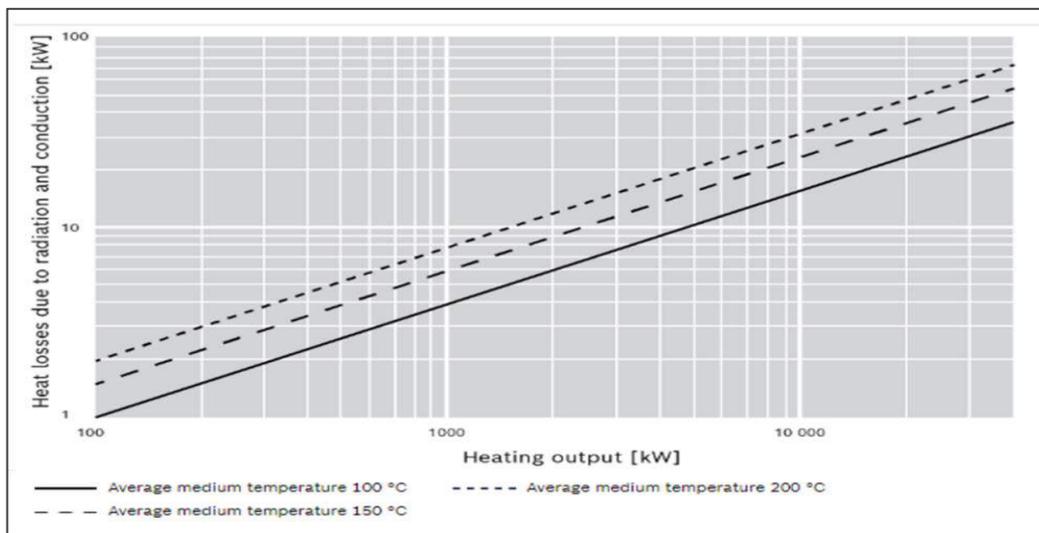


Ilustración 2-27: Pérdidas de calor por radiación y convección para calderas pirotubulares con aislamiento térmico de 4 pulgadas

Fuente: (BOSCH COMPANY, 2020).

$$\%Q_{cr} = \frac{\dot{Q}_{cr \text{ nom}}}{\dot{m}_{\text{comb nom}} \text{PCS}} * 100 \quad (118)$$

Otros métodos utilizan relaciones simples para estimar los coeficientes de convección y radiación (Arjona 2019, p. 97), conocida la temperatura de pared representativa para cada área y la velocidad del aire promedio, generalmente suele haber un diferencial de temperatura media $\Delta T = T_{\text{pared}} - T_{\infty} = 28^{\circ}\text{C}$ y una velocidad del aire de 0,5 m/s (DOF 1995), junto con estos datos suele utilizarse una fórmula propuesta por Patro (2016, p. 7).

$$Q''_{cr \text{ nom}} = 0,548 \left[\left(\frac{T_{\text{pared}}}{55,55} \right)^4 - \left(\frac{T_{\infty}}{55,55} \right)^4 \right] + 1,957 (T_{\text{pared}} - T_{\infty}) \sqrt{\frac{196,85v + 68,9}{68,9}} = \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (119)$$

Optativamente también Said et al. (2019, p. 5) para una velocidad de aire circundante de 1,5 m/s se tiene:

$$Q''_{cr\ nom} = 0,0253\Delta T^2 + 20,860\Delta T - 108,48 = \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (120)$$

2.12.1.5. Pérdidas de calor por radiación y convección a distinta carga y porcentaje de tasa de combustible

Como regla general las temperaturas de las paredes externas de la caldera se mantienen constantes durante todo el rango posible de cargas, por lo tanto, el flujo de energía cedida a los alrededores se asume fija, sin embargo, su valor relativo variará respecto a la carga útil. Es decir, a menor carga o demanda de vapor por principio de conservación de energía, mayor será la proporción relativa de pérdidas de calor hacia el exterior con respecto a la energía de entrada. Si se reduce la tasa de combustible la influencia en la eficiencia puntualmente en el porcentaje de pérdidas de calor por radiación y convección aumenta de forma inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la tasa de combustible entregada (Lapido, Vidal y Madrigal, 2015, p. 21).

$$\% \dot{Q}_{cr} = \% \dot{Q}_{cr\ nom} \sqrt{\frac{\dot{m}_{comb\ nominal}}{\dot{m}_{comb\ actual}}} \quad (121)$$

2.12.1.6. Relación entre las pérdidas de calor por gases de escape y reducción de la tasa de entrega de combustible

Si se toma en cuenta la superficie interna de calentamiento o de intercambio de calor de diseño, los gases pasarán más lentamente a través de dicho volumen a menor entrega de combustible ya sea por cambio de llama alta a llama baja, reducción de tamaño de boquilla, reducción de presión de entrega o reducción modulada y con esto la transferencia de calor aumenta ya que aumenta el tiempo de residencia logrando que la eficiencia de combustión aumente ligeramente a medida que el porcentaje de combustible se reduce (firing rate).

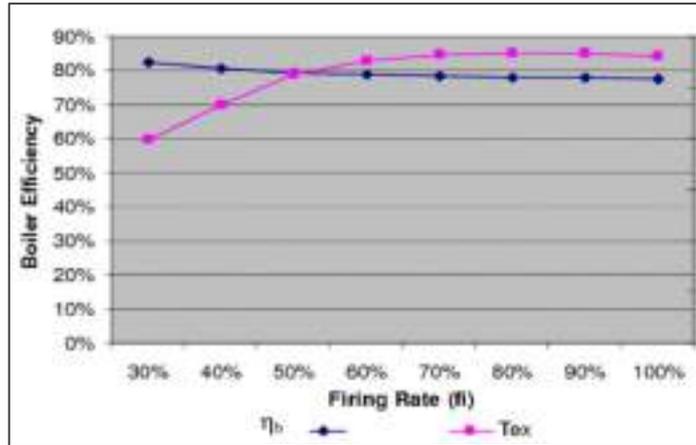


Ilustración 2-28: Eficiencia de caldera a menor tasa de entrega de combustible

Fuente: (Carpenter y Kissock, 2006).

A su vez esto se traduce en temperaturas de gas de chimenea más bajas y un requerimiento de una proporción mayor de aire en exceso a menor porcentaje de entrega de combustible (Batey et al. 1978, p. 21), el ligero aumento en la eficiencia de combustión en quemadores con sistemas de control sin varillaje y con control en paralelo es más alto que en sistemas de regulación de posicionamiento único, debido a un menor exceso de aire requerido, menor propensión a la descalibración y necesidad de mantenimiento.

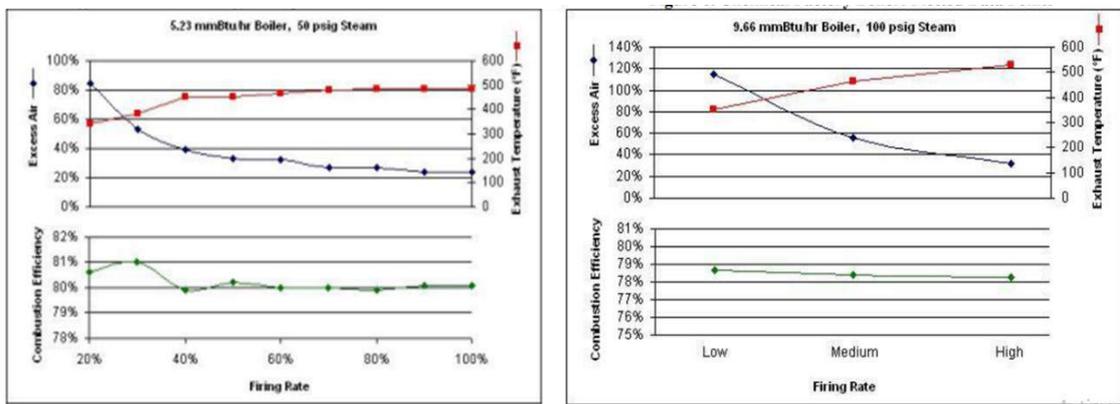


Ilustración 2-29: Eficiencia de combustión al reducir la entrega de combustible con regulación de punto único

Fuente: (Carpenter y Schmidt, 2008, p. 57-58).

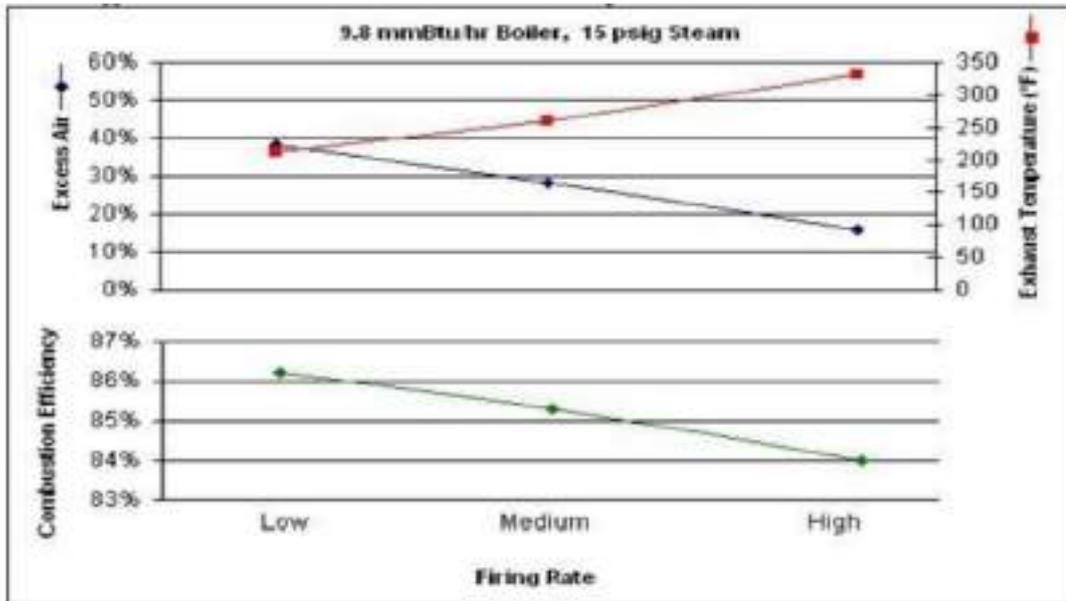


Ilustración 2-30: Eficiencia de combustión al reducir la entrega de combustible con control de varillaje

Fuente: (Carpenter y Schmidt, 2008, p. 62)

Al analizar ambos factores la eficiencia decrece parcialmente por la carga y al mismo tiempo aumenta por la reducción en la velocidad en los gases de combustión, la variación de esta última queda expresamente en función de la temperatura de los gases de combustión y del aire en exceso.

2.12.2. Pérdidas de calor cíclicas e intermitentes en la generación de vapor

2.12.2.1. Pérdidas intermitentes y/o continuas de calor por purgas de caldera

La cantidad de agua a purgar depende de la cantidad de ciclos de concentración $C.C$, definida como la cantidad de impurezas o contaminantes que puede llegar a acumularse o concentrarse dentro de la caldera. Las impurezas pueden ser sílice, sulfitos, dureza total, alcalinidad, TDS, etc. En los sistemas más básicos de control de calidad del agua se registran primariamente los valores de TDS (solidos disueltos totales) en ppm. Las purgas laterales o de fondo se realizan para reducir la concentración de TDS y evitar la formación de depósitos e incrustaciones en el interior de la caldera.

$$C.C = \frac{\text{Concentracion maxima permitida}}{\text{concentracion en agua de alimentacion}} \quad (122)$$

$$\dot{m}_{\text{alimentacion}} = \dot{m}_{\text{purga}} + \dot{m}_{\text{vapor}} \quad (123)$$

$$\dot{m}_{\text{purga}} = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}}}{C.C - 1} \quad (124)$$

$$C.C = \frac{\dot{m}_{\text{alimentacion}}}{\dot{m}_{\text{purga}}} \quad (125)$$

Si la cantidad de agua purgada o la tasa de purga es excesiva las concentraciones de contaminantes se reducirán rápidamente, sin embargo, habrá mayores pérdidas de calor y esto se reflejará en un mayor gasto en combustible, tratamiento químico y agua de reposición. Si la cantidad de agua purgada es menor a la adecuada para mantener el nivel recomendado (3500ppm), la concentración de TDS o contaminantes en el interior de la caldera aumentará y habrá un decrecimiento en la calidad del vapor que se genera, este efecto tenderá a acarrear agua junto con el vapor, además de la formación de deposiciones, incrustaciones, erosiones y golpe de por arrastre de agua.

La incompleta formación de vapor a elevadas concentraciones de TDS se debe a que la tensión superficial del agua aumenta, incrementando las fuerzas intermoleculares del líquido, con lo que se necesita mayor cantidad de energía para producir la evaporación, la eficiencia en la generación de vapor se reduce, viéndose reducido el aprovechamiento del combustible (Gilman y Gilman 2010, p. 116). El estado de la purga es líquido, esta egresa desde la zona inferior a la de zona de vaporización de la calera, por lo tanto, el calor perdido representara el calor sensible del agua a la presión de operación de la caldera.

$$\%P_p = \frac{\dot{m}_{\text{purga}}(H_f - H_{\text{ref}})}{m_{\text{comb}} * PCS} * 100 \quad (126)$$

Donde %P_p es las pérdidas por purgas, m_{comb}, es igual a la masa de combustible utilizado para llama alta o llama baja y PCS corresponde al poder calorífico superior del combustible, h_f corresponde a la entalpia del agua purgada a la presión de vapor saturado (65 Psig u 76,8 Psia) y h_{ref} entalpia del agua a temperatura de referencia de 16 a 23 °C.

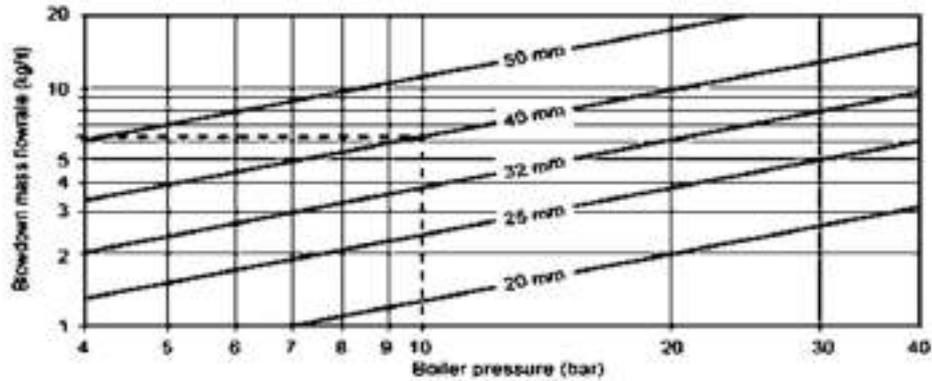


Ilustración 2-31: Flujo másico de purga basado en 8 m de longitud equivalentes de tubería

Fuente: (Spirax Sarco, 2019a).

La cantidad de agua purgada al abrir las válvulas de purga, viene determinada por la presión de caldera, el diámetro de la tubería, la longitud de esta y por ende la caída presión de esta y los accesorios. Para fines prácticos una longitud equivalente tubería y accesorios de 7,5m se toma como regla general si la longitud es menor a este valor la presión de caldera se multiplica por 1,15 (ver Ilustración 2-31).

2.12.2.2. Pérdidas cíclicas de calor en arranque y parada del quemador

Las purga de aire antes de la ignición del quemador o llamada pre purga debe ser de al menos 15 segundos de duración (t_{purga}), y con el suficiente caudal para que el ventilador de tiro forzado del quemador pueda limpiar y expeler cualquier residuo de combustible o gases a través de los tubos internos lo que elimina el riesgo de explosiones o combustión retrocedida cerca al cabezal; tal flujo debe ser como mínimo un 70% del aire a capacidad nominal máxima del equipo, en el tiempo de purgado, los dämpers se accionan para abrirse completamente y permitir al menos 8 cambio de aire dentro de los ductos (Gilman y Gilman 2010, p. 93).

Para calderas pirotubulares por cada BHP de potencia se requieren $8 \text{ ft}^3 / \text{min}$ de aire fresco a 300 msnm, por encima de esa altitud debería agregarse un 3% al caudal por cada 300m (Hurst Boiler & Welding Company, Inc. 2007, p. 6). En cada pre purga o post purga el aire extrae calor sensible reduciendo la eficiencia de la caldera.

$$\dot{Q}_{pre\ p} = \dot{m}_{aire} C_{p,aire} \Delta T \quad (127)$$

$$\Phi \dot{Q}_{pre\ p} = \dot{Q}_{pre\ p} \left(\frac{h}{3600s} \right) * \left(\frac{t_{purga}}{\text{ciclo}} \right) * \left(\frac{\#\text{ciclos}}{h} \right) = \left[\frac{MJ}{h} \right] \quad (128)$$

$$\% \Phi \dot{P}_{pre\ p} = \frac{\Phi \dot{Q}_{pre\ p}}{\left(\dot{Q}_{util} * \frac{t_{on}}{h} \right)} \quad (129)$$

Siendo \dot{Q}_{util} el calor disponible del combustible menos las pérdidas de calor estacionarias.

2.12.2.3. Pérdidas cíclicas de calor en standby

Las pérdidas de calor por radiación y convección desde carcasa se mantienen constante ya sean en encendido o en standby, en esta última serán equivalentes a las nominales en el intervalo de tiempo en el que el quemador se mantiene apagado, por ende, se debe incluir ($t_{off}/ciclo$) y número de ciclos por hora (ciclos/h).

$$\Phi \dot{Q}_{cr} = \dot{Q}_{cr\ nom} \left(\frac{h}{60min} \right) * \left(\frac{t_{off}}{ciclo} \right) * \left(\frac{\#ciclos}{h} \right) = \left[\frac{MJ}{h} \right] \quad (130)$$

$$\% \Phi \dot{P}_{pre\ p} = \frac{\Phi \dot{Q}_{cr}}{\left(\dot{Q}_{util} * \frac{t_{on}}{h} \right)} \quad (131)$$

2.12.3. Pérdidas de calor del sistema de distribución, acondicionamiento y calefacción de aceite de palma

Siempre existirán pérdidas al ambiente, través de conducción, convección y radiación térmica.

$$\dot{Q}_{perd} = U_{si} A_{si} (T_{si} - T_{amb}) \quad (132)$$

Donde; $U_{si} A_{si}$ y T_{si} corresponden al coeficiente de transferencia calor global, área y temperatura de un sistema o subestima ya construido o a diseñar, bajo las consideraciones operacionales asumidas.

Para tuberías cilíndricas:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_{ext}}{r_{int}} + \frac{r_{ext} \ln \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}} \right)}{k} + 1/h_{ext}} \quad (133)$$

2.12.3.1. Pérdidas de calor totales tubería de transporte de fluidos

A mayor diferencia temperatura entre la superficie caliente de la tubería con respecto a la temperatura de aire, mayor pérdida de calor, así también mayor pérdida de calor a mayor velocidad del viento generado debido a dicha diferencia de temperatura. Para condiciones interiores cerradas la velocidad del viento en espacios bien ventilados es 0,8 - 1 m/s y la velocidad en sitios interiores poco ventilados se puede tomar una velocidad mínima interna del aire de 0,1 m/s (designing buildings wiki 2016).

No solo las pérdidas correspondientes al área cilíndrica $\dot{Q}_{\text{perd-1}}$ de la tubería, sino también se debe cuantificar aquellas perdidas debido accesorios de tuberías y/o válvulas $\dot{Q}_{\text{accesorios}}$ a través de monogramas (ver Anexo J), o a través de una longitud equivalente que suma a la longitud de la tubería lineal (Giurca, 2015).

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \dot{Q}_{\text{perd-1}} + \sum \dot{Q}_{\text{accesorios}} \quad (134)$$

2.12.3.2. Pérdidas de calor lineales en tubería

$$\dot{Q}_{\text{perd-1}} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\sum R_{\text{capas}}} \quad (135)$$

Donde $\sum R_{\text{capas}}$ es la sumatoria en serie y/o en paralelo de las resistencias térmicas en la tubería.

2.12.3.3. Pérdidas de calor en válvulas y bridas

Por lo regular las pérdidas de calor para estos ítems suelen pasarse por alto, pero se estima que una válvula no aislada equivaldría a la pérdida de calor de una tubería aislada de hasta 12 o 24 metros (Polovnikov, Vergun y Sergeenko 2017). En base a esto, el calor perdido se puede comparar con una longitud equivalente según sea el accesorio, por ejemplo, una bridas equivale a 0,5 m y una válvulas 1 m (Spirax Sarco, 2020c).

2.12.4. Pérdidas de calor en tanques de almacenamiento de aceite de palma

Las pérdidas se dan de manera superlativa a mayor área de contacto del aceite es decir cuando el tanque se encuentra lleno. Estas se resumen de acuerdo con Luque (2009) en:

- Pérdidas por convección natural del aceite con la superficie lateral del tanque y este a su vez por convección y radiación hacia el ambiente

- Pérdidas por convección natural del aire caliente confinado que está por encima de la superficie del aceite con la superficie lateral y este a su vez por convección y radiación al ambiente.
- Pérdidas por convección natural del aire caliente confinado que está por encima de la superficie del aceite con el techo del tanque cerrado y este a su vez por convección y radiación al ambiente.
- Pérdidas por conducción desde el fondo del tanque hacia el suelo o perdidas por convección hacia el aire ambiental desde el fondo si el tanque se encuentra sostenido con soportes o patas.

Cada una de las pérdidas enlistadas se puede hallar con mayor o menor precisión dependiendo del método aplicado. La forma más precisa de cálculo está basada en cada una de las resistencias térmicas individuales, para ello se requiere conocer las correlaciones adimensionales y áreas en contacto y reunirlos en un coeficiente de transferencia global para cada una de las 4 secciones mencionadas.

Área lateral de un cilindro:

$$A = D\pi h_L \quad (136)$$

Área de base de un cilindro (techo):

$$A = \frac{D^2\pi}{4} \quad (137)$$

Área cónica (fondo):

$$A = \pi (R + r) * g \quad (138)$$

2.12.5. Tasa de formación de condensados en puesta en marcha y en condiciones pérdidas de calor en equilibrio térmico

En el arranque de planta y en el transcurso de operaciones difieren dos etapas a tener en cuenta para el dimensionamiento de las trampas de vapor, la primera, la carga de condensado que se forma debido al calentamiento de equipos, tubería, accesorios y aislamiento para que pasen de manera progresiva en un intervalo de tiempo t_{arranq} en minutos desde la temperatura inicial en frío hasta la temperatura a presión operativa de vapor previo al inicio de actividades.

La segunda carga de condensado en consecuencia se desarrolla en funcionamiento del proceso o equilibrio térmico donde las pérdidas de calor por radiación y convección al ambiente son máximas en función de las resistencias térmicas y temperatura operativa del material o del fluido.

Condensación en precalentamiento o arranque:

$$\dot{m}_{\text{cond arr}} = \frac{m_{\text{mat}} C_{p_{\text{mat}}} (T_f - T_0) \times 60}{h_{fg} (t_{\text{arranq}})} \quad (139)$$

Donde, $m_{\text{mat}} C_{p_{\text{mat}}}$ corresponden al a masa del metal de la tubería u otro material y su capacidad calorífica respectivamente, $(T_f - T_0)$ es el diferencial de temperatura entre el estado final e inicial y h_{fg} el calor latente a presión promedio.

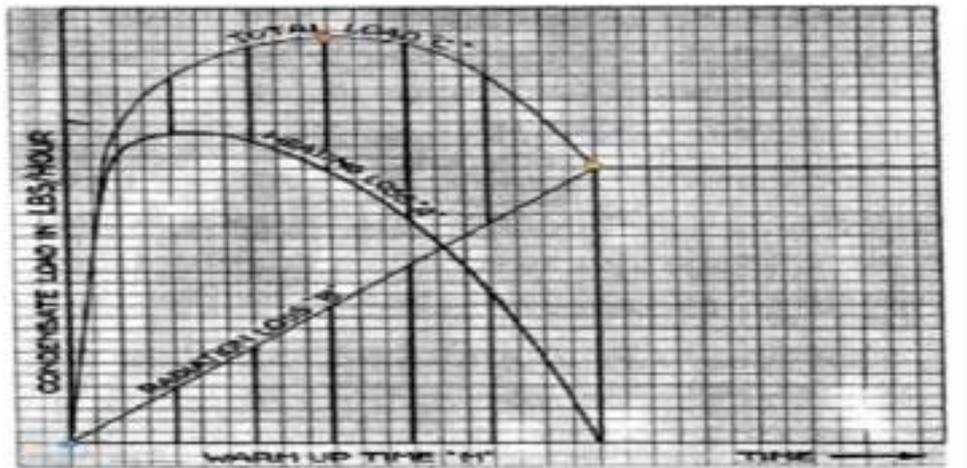


Ilustración 2-32: Carga de condensado en pre-calentamiento y en equilibrio térmico

Fuente: (Velan steam traps, 2010).

Para la condensación en funcionamiento o en equilibrio térmico:

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\sum R_{\text{capas}} h_{fg}} \quad (140)$$

La carga de condensado máxima o en el punto pico de la figura 2-21, que tendrá que descargar la trampa es:

$$\dot{m}_{\text{cond max}} = [(0,5)\dot{m}_{\text{cond}} + \dot{m}_{\text{cond arr}}] * FC \quad (141)$$

FC depende del tipo de proceso y trapa de vapor.

2.13. Relaciones entre los coeficientes de transferencia local para flujos de uno fase y números adimensionales

Los coeficientes de transferencia de calor convectivo h_{conv} , de parte de cada uno de los fluidos en la transferencia térmica dependen de las propiedades y característica hidrodinámicas del fluido. El coeficiente individual queda definido como:

$$h_{conv D} = \frac{Nu_D * k}{D} ; h_{conv L} = \frac{Nu_L * k}{L} \quad \left[\frac{W}{m^2C} \right] \quad (142)$$

Donde, h_{conv} es el coeficiente de transferencia individual del fluido en cuestión, “Nu” es el número adimensional de Nusselt, k, la conductividad térmica del fluido y d_i el diámetro para un área cilíndrica, cuando las aproximaciones se realizan en función de la pared o placa L corresponde a su longitud.

2.13.1. Coeficiente global de transferencia de calor

En todas las ecuaciones de transferencia de calor el coeficiente de transferencia en términos de operación, diseño y simulación le corresponde una importancia medular, y se concibe como, que tanto del calor se conduce a través de una serie de capas o medios resistentes y se representa con la letra U. A mayor coeficiente de transferencia global mayor facilidad de transferir de calor tiene el sistema desde una temperatura mayor a otro de menor temperatura.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{x_{pared}}{k_{pared}} + \frac{1}{h_{ext} + h_{rad}} + F_{ens}} \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (143)$$

Pueden existir (n) capas de pared de distintos materiales en serie entre los dos fluidos, como el caso de aislantes y (n) causas de ensuciamiento del fluido como suciedad, corrosión etc.:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv int}} + \sum \frac{x_{n pared}}{k_{n pared}} + \frac{1}{h_{conv ext} + h_{rad}} + \sum F_{n ens}} \quad (144)$$

Para un sistema como una tubería o un tanque se tiene: h_{int} el cuál es el coeficiente de convección interno; x_{pared} es el grosor de la pared y k_{pared} la conductividad del material. El coeficiente convectivo del fluido externo h_{ext} y el coeficiente de radiación h_{rad} los cuales operan de forma

paralela en la superficie externa y por último algún factor de ensuciamiento inherente se interpreta como una resistencia expresada en m^2K/W que naturalmente reducirá la transferencia de calor.

2.13.2. Número de Nusselt

Es un número adimensional en función del número de Reynolds y Prandtl; a mayor número de Nusselt mayor transferencia de calor. En términos simples su valor se incrementa según conforme aumenta la turbulencia del fluido.

2.13.3. Número de Reynolds

Cuanto más “lento” fluye un fluido mayor es la región laminar y menor transferencia de calor ya que este régimen genera mayor resistencia térmica que en el régimen turbulento presente a mayores velocidades. Cuando mayor es el número de Reynolds mejor la transferencia de calor.

$$Re = \frac{\rho * v_m * D}{\mu} \quad (145)$$

Se tiene que un flujo con $Re < 2100$ está en régimen laminar, desde $2100 < Re < 4000$ está en régimen transitorio y un número de Reynolds por encima de 4000 se considera turbulento.

2.13.4. Número de Prandtl

Relaciona sencillamente la tasa de “cantidad de movimiento” o momentum con la tasa de transporte térmico para un fluido en particular, cuando menor el número de Prandtl, mejor capacidad tiene un fluido para transferir el calor por difusión térmica, los números altos de Prandtl son característicos de fluidos altamente viscosos y ejercen mayor resistencia a la transferencia de calor

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{k} \quad (146)$$

C_p es la capacidad calorífica a presión constante, μ es la viscosidad cinemática y k la conductividad térmica, generalmente estas propiedades se evalúan a la temperatura media del fluido o a la temperatura media de película T_{film} .

$$T_{film} = \frac{T_{pared} + T_{fluido}}{2} \quad (147)$$

2.13.5. Número de Grashof

De existir convección natural, el número de Grashof cuantifica el tipo de movimiento del fluido que sucede a lo largo de una superficie, por lo tanto, es la equivalencia a lo que es el número de Reynolds es a la convección forzada. Mientras más grande es el número de Grashof mayor influencia de convección natural $Gr < 10^9$, mientras que en $Gr > 10^{10}$ predomina una convección natural turbulenta.

$$Gr_x = (x^3 \rho^2 g \beta \Delta T) / \mu^2 \quad (148)$$

Donde, ρ densidad del fluido, x es la longitud de pared; g es la aceleración de la gravedad equivalente a $9,8 \text{ m/s}^2$; β es el coeficiente de expansión térmica volumétrica del fluido expresado en $1/^\circ\text{C}$, ΔT diferencia de temperatura entre la temperatura de pared y la temperatura del fluido y por último μ es la viscosidad dinámica del fluido. Los valores del coeficiente de expansión térmica para el aire, a una temperatura dada son aproximadamente el inverso de su temperatura absoluta, mientras que para el aceite de palma la expansión volumétrica (línea - o) representa un valor muy cercano a $7 \times 10^{-4} 1/^\circ\text{C}$ y se mantiene prácticamente constante de 0 a 100°C .

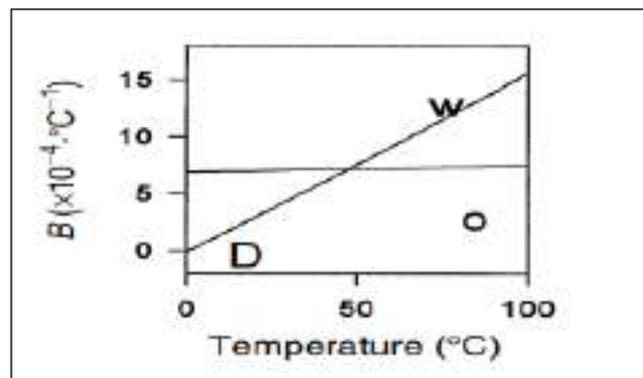


Ilustración 2-33: Coeficiente de expansión térmica del aceite de palma

Fuente: (Coupland y McClements, 1997, p. 1560).

2.13.6. Número de Rayleigh

Rayleigh valora la tendencia hacia la conducción o convección. Los valores inferiores o superiores a $Ra = 10^3$ indican conducción o convección respectivamente con respecto a un estado de reposo. De la misma de manera, para convección natural en régimen laminar $10^4 < Ra < 10^9$ o en su caso $Ra > 10^{13}$ se tiene convección natural turbulenta dada una gradiente de temperatura.

$$Ra = Pr * Gr \quad (149)$$

2.13.7. Correlaciones adimensionales en fluido en una fase

Algunas correlaciones particulares a distintos números Rayleigh para tanques se encuentran en el trabajo de Kumana et al. (1982), pero también se pueden emplear correlaciones más convencionales atribuidas a convección natural tales como las de McAdams (McAdams 1954, p. 172) o Churchill y Chu (Incropera et al. 2006, p. 571). Para el caso de Kumana et al. (1982) la correlación usada para hallar convección natural de aire para tanques se multiplica por un factor de corrección W_s que se halla relacionada directamente a la velocidad del viento.

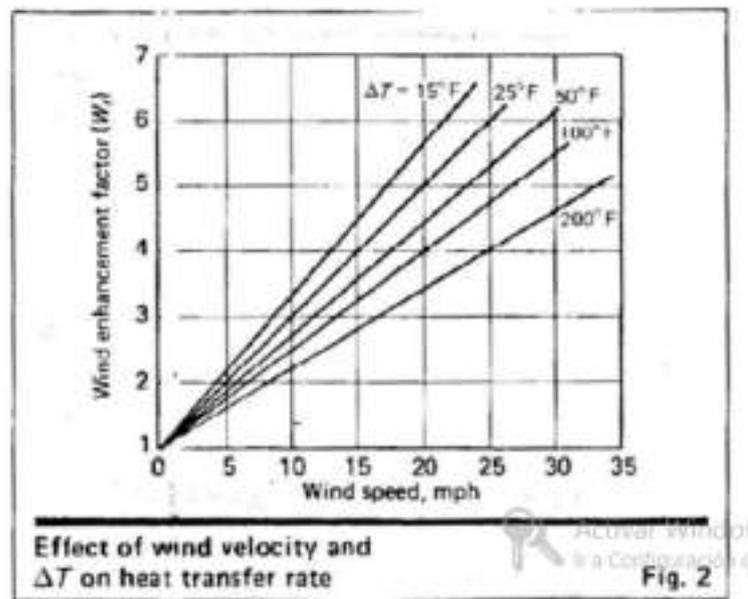


Ilustración 2-34: Factor de corrección para la velocidad del viento

Fuente: (Kumana et al., 1982, p. 128).

$$h_{\text{aire ext}} = h_{\text{conv ext}} * W_s \quad (150)$$

El coeficiente de transferencia para radiación h_{rad} simplificado se define como:

$$h_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (T_p - T_\infty) (T_p^2 + T_\infty^2) \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (151)$$

De forma alternativa Kumana et al. (1982):

$$h_{\text{rad}} = \frac{(0,1713) \varepsilon}{(T_p - T_\infty)} \left[\left(\frac{T_p + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_\infty + 460}{100} \right)^4 \right] \quad \left[\frac{Btu}{h^\circ F ft^2} \right] \quad (152)$$

$$\left[\frac{1 \text{ Btu}}{\text{h}^\circ\text{Fft}^2} \right] = 5,6783 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

2.13.7.1. Pared vertical con convección natural

$$\text{Nu}_L = 0,495(\text{Gr}_L * \text{Pr})^{0,25} \quad (153)$$

$$\text{Pr} > 100 \text{ y } 10^4 < (\text{Gr}_L * \text{Pr}) > 10^9$$

$$h_{\text{local}} = \frac{0,45 \text{ k} (\text{Gr}_L * \text{Pr})^{0,25}}{L^{0,75}} \quad (154)$$

$10^4 < (\text{Ra}_L) > 10^9$ y alturas de pared mayores a 1m

$$\text{Nu}_L = 0,138(\text{Gr}_L^{0,36})(\text{Pr}^{0,175} - 0,55) \quad (155)$$

$$0,1 < \text{Pr} < 40 \text{ y } \text{Gr}_L > 10^9$$

Para fluidos que demuestren un calor convectivo natural turbulento por efecto de numero de Rayleigh demasiado elevados, se tiene la siguiente expresión (Balaji, Hölling y Herwig, 2007).

$$\text{Nu}_L = \frac{\text{Ra}_L^{1/3}}{(9,742 - 0,1869 \ln(\text{Ra}_L))^{4/3}} \quad (156)$$

$$10^{11} < (\text{Ra}_L) > 10^{14}$$

2.13.7.2. Pared inclinada con convección natural

De acuerdo a la geometría cónica de la base del tanque (King, 1989) para un ángulo $\theta \leq 75^\circ$ con respecto a la vertical se toma las correlaciones para pared vertical. Si el ángulo es pequeño $\theta \leq 10^\circ$ se puede usar una correlación para pared horizontal. O de otra forma, si se presentan superficies inclinadas ángulo $0^\circ < \theta > 89^\circ$, desde la vertical, se utiliza el coseno del ángulo con la vertical donde L es la generatriz (Fujii y Imura, 1972).

$$\text{Nu}_L = 0,56(\text{Gr}_L * \text{Pr} * \text{Cos}\theta)^{0,25} \quad (157)$$

$$10^5 < \text{Gr}_L \text{Pr} \text{Cos}\theta < 10^{11}$$

Para fluidos turbulentos es necesario hallar una expresión con un Ra modificado, como sustituto, se puede usar la siguiente expresión ya que en flujos turbulentos la relación con ángulo de pared inclinada es despreciable (Fujii y Imura 1972).

$$\begin{aligned} \text{Nu}_L &= 0,13(\text{Gr}_L\text{Pr})^{1/3} & (158) \\ \text{Gr}_L\text{Pr}\cos\theta &> 10^{11} \end{aligned}$$

Para Incropera et al. (2006, p. 576) si el ángulo con la vertical es menor a 60° se reemplaza $g\cos\theta$ en vez de g en Grashof, en las correlaciones para pared vertical siempre y cuando sean superficies superior e inferior de placas inclinadas enfriadas y calentadas.

2.13.7.3. Serpentín convección natural externa y convección forzada para flujo interno

El principal factor a considerar para diámetros de tubo mayores a 12 mm, es que a mayor longitud del serpentín, el coeficiente de transferencia promedio se reduce debido a efectos de la capa límite; en relación al flujo externo, a Prandtl elevado del orden de mayor a 100 como lo es el aceite de palma, se emplea la correlación propuesta por Ali (2006, p. 83) y se toma en cuenta la longitud vertical del serpentín

$$\begin{aligned} \text{Nu}_L &= 0,619\text{Ra}_L^{1/3} & (159) \\ 4,37 \times 10^{10} &\leq \text{Ra}_L \leq 5,5 \times 10^{14} \\ L_{\text{serp}} &= \frac{A_{\text{serp}}}{\pi D_{\text{tub}}} & (160) \end{aligned}$$

El flujo interno que atraviesa el serpentín se ve influenciado por su geometría curva lo que produce vórtices por efecto de la fuerza centrífuga, aumentando la turbulencia, por ende, mayor coeficiente de transferencia y fricción con respecto a una tubería recta, este incremento pudo ser representado en principios del siglo XX por un factor F_s , este se asemeja al número de Dean, toma en cuenta el D_{int} diámetro interno del serpentín y D_{esp} , el diámetro de la espiral o de hélice (Flynn, Akashige y Theodore, 2019, p. 731).

$$\text{Nu}_{L \text{ serp}} = \text{Nu}_{L \text{ tub recta}} \left[1 + 3,5 \left(\frac{D_{\text{int}}}{D_{\text{esp}}} \right) \right] \quad (161)$$

$h_{\text{conv tub}}$ es el coeficiente de convección interno para tubería recta. Otros estudios han revelado que este incremento no es significativo bajo condiciones de régimen turbulento.

2.13.7.4. Pared horizontal convección natural

Para placas horizontales se utilizan constantemente las correlaciones de McAdams en el caso de aplicar para el techo del tanque, en donde se tiene: aire frío exterior con la superficie caliente del techo del tanque y aire confinado interno caliente con la pared fría del techo.

$$\text{Nu}_L = 0,15(\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/3} \quad (162)$$

$$10^7 < \text{Gr}_L \text{Pr} \theta < 10^{11}$$

La longitud equivalente para un techo plano circular es:

$$L_{\text{pared}} = \frac{A_{\text{tech}}}{\pi D_{\text{tech}}} = D_{\text{tech}}/4 \quad (163)$$

2.13.7.5. Cilindros convección externa natural o forzada

Para tuberías expuestas al ambiente, el aire circundante puede ser confinado como en una habitación y se trata como convección natural, de otro modo, la tubería puede estar expuesta a una zona con una corriente de viento en la que podría ser pertinente tratarla como convección forzada. Para el primer caso se utiliza la correlación Churchill-Chu, con las propiedades calculadas a la temperatura de película (Incropera et al. 2006, p. 580).

$$\text{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \text{Ra}_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,599}{\text{Pr}} \right)^{16} \right]^{1/4}} \right\}^2 \quad (164)$$

$$\text{Ra}_D \leq 10^{12}$$

Para convección forzada se puede emplear la correlación de Churchill-Bernstein con las propiedades a la temperatura del film, o la correlación empírica de Hilpert con las propiedades a la temperatura media de fluido, siendo estas dos las más frecuentemente utilizadas y se exponen a continuación:

$$\text{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62 \text{Re}_D^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{\text{Pr}} \right)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}_D}{282.000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (165)$$

$$\text{Pr} * \text{Re}_D \geq 0,02$$

$$\text{Nu}_D = C \text{Re}_D^m \text{Pr}^{1/3} \quad (166)$$

Tabla 2-12: Coeficientes c y m para correlación de Hilpert

Re_D	C	m
0,4 - 4	1,103	0,330
4 - 40	1,016	0,385
40 - 4.000	0,762	0,466
4.000 - 40.000	0,215	0,618
40.000 - 400.000	0,030	0,805

Fuente:(Incropera et al., 2006, p. 426).

2.13.7.6. Cilindros convección forzada interna

Si se estima que el flujo interno posee un régimen laminar hidrodinámico y térmico completamente desarrollado, sin tomar en cuenta los efectos de la entrada hidrodinámica y térmica:

$$Nu_D = \frac{h_{conv}D}{k} = 4,36 \quad q_s'' = \text{constante} \quad (167)$$

$$Nu_D = 3,66 \quad T_s = \text{constante} \quad (168)$$

De tratarse de un flujo en régimen turbulento, las correlaciones clásicas de Dittus Boetler, como Sieder and Tate resultan validas por su practicidad: Para incluir la fricción se emplea la correlación de Gnielinski (Taler y Taler 2017, p. 2) que se muestra a continuación:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + \left[12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} * (Pr^{2/3} - 1)\right]} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^n \quad (169)$$
$$0,5 \leq Pr \leq 200$$

Donde, f es el factor de fricción desde el diagrama de Moody o en su efecto la relación de Swamee-Jain (Şahin 2018, p. 3), para líquidos cuando el flujo interno sufre enfriamiento $n = 0,25$, para gases $n = 0$.

2.13.8. Correlaciones adimensionales en fluido para dos fases

El coeficiente de transferencia de calor para vapor siempre será mayor al del líquido saturado debido al calor latente contenido, mientras que la transferencia de calor de una sustancia pura será menor cuando existen dos fases (condensado y vapor) e irá reduciéndose conforme se condensa. Mientras más delgada la capa de condensado, el coeficiente transferencia de calor ha de aumentar,

es decir, cuando la calidad del vapor se reduce la fase líquida se comporta como una capa más de resistencia térmica.

2.13.8.1. Correlación para condensación film con flujo laminar

Basado en la teoría de Nusselt bajo ciertas simplificaciones, Dobson (1994, p. 25) ideó una correlación para régimen cuyo Reynolds del vapor sea menor a 3500, debido a las bajas velocidades o Flux másico, el régimen bifásico se denomina estratificado y estará dominado por fuerza de la gravedad en el interior de la tubería desplazando el líquido a la base de la tubería

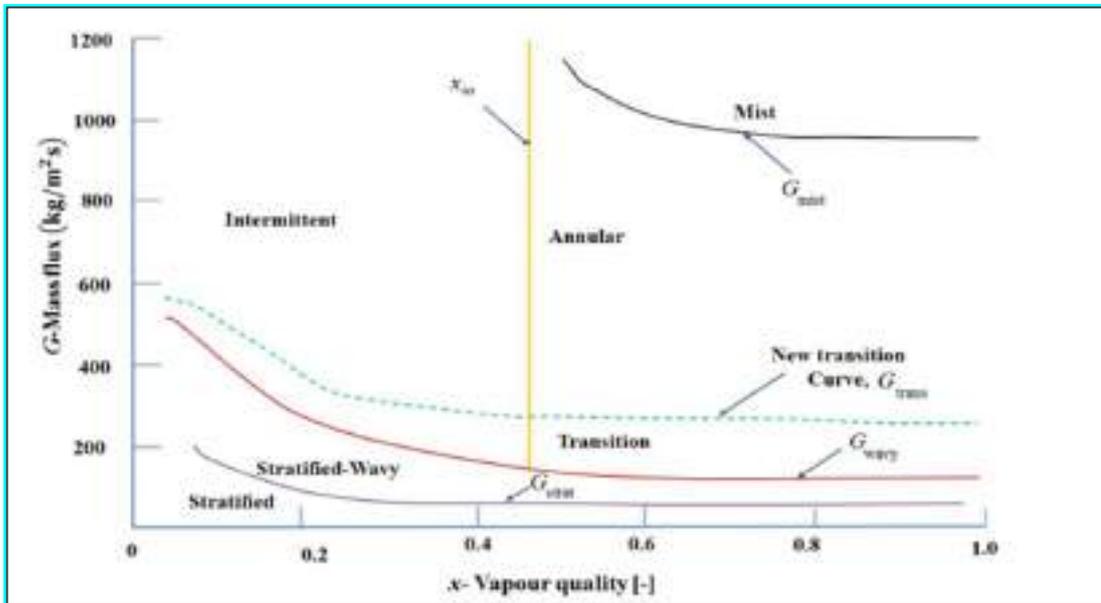


Ilustración 2-35: Patrones de flujo interno para flujo bifásico

Fuente: (Ewim, 2019, p. 16).

$$\text{flux masico} = G = \rho * v = \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \right] \quad (170)$$

$$\text{Nu}_D = 0,555 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)D^3 h'_{fg}}{k_l \mu_l (T_{\text{sat}} - T_{\text{pared}})} \right]^{1/4} \quad (171)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + \left(0,683 - \frac{0,228}{\text{Pr}_l} \right) (Cp_l) (T_{\text{sat}} - T_{\text{pared}}) \quad (172)$$

Donde, g aceleración de la gravedad igual a 9,8m/s², h'_{fg} es la entalpia de vaporización modificada, D diámetro interno, T_{sat} es la temperatura de saturación, \rho_v densidad de vapor. Las propiedades a la temperatura de película del líquido: \rho_l densidad, Pr_l numero de Prandtl, k_l

conductividad, μ_l viscosidad dinámica, k_l conductividad y calor específico Cp_l . Las propiedades del líquido estarán definidas en base a la temperatura del film

2.13.8.2. Correlación para condensación film con flujo turbulenta

Cuando el número de Reynolds del vapor es mayor a 3500, La interacción geométrica que el condensado ocupa en la tubería incide en el coeficiente de transferencia convectivo; es decir, al aumentar el flux másico y dependiendo de la calidad del vapor, las relaciones entre las dos fases en el interior de la tubería podrían dar como resultado principalmente cuatro tipos diferentes de flujo: estratificado ondulante, intermitente, anular y neblinado, para cada uno existe un tipo diferente de correlación (Thome, 2004, p. 24-25).

Aunque aproximaciones simplificadas sugieren que debido a la gama de regímenes posibles que dependen de la calidad del vapor y del flux másico en la mayoría de los casos resulta bastante probable la formación de un flujo teórico anular, salvo condicione específicas (Dobson 1994, p. 28-30). Para este tipo de régimen, existen varias correlaciones propuestas por distintos autores con distintos grupos adimensionales y precisiones; Shah (1979, p. 548) ideó un factor que representa la condensación a través de un factor que multiplica a la correlación de Dittus Boetler de una sola fase turbulenta, para diámetros interno de tubo hasta 40mm:

:

$$h_{\text{conv}} = 0,023(\text{Re}_{\text{LO}})^{0,8}(\text{Pr}_l)^{0,4} \frac{k_l}{D} * M_c \quad (173)$$

$$M_c = \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,88(1-x)^{0,04}x^{0,76}}{P_{\text{red}}} \right] \quad (174)$$

$$P_{\text{red}} = \frac{P}{P_{\text{crit}}} \quad (175)$$

El número de Reynolds asumiendo todo el flux másico como liquido:

$$\text{Re}_{\text{LO}} = \frac{G_{\text{Total}}D}{\mu_l} \quad (176)$$

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{cond}} + m_{\text{vapor}}} \quad (177)$$

Donde, M_c es el factor multiplicador para dos fases, P_{red} corresponde a presión reducida del vapor, P presión actual del vapor, P_{crit} presión crítica del agua igual a 220,64 bar (abs), Re_{LO} numero de Reynolds tratando todo el flujo másico como líquido, G_{Total} flux másico total de vapor más condensado, x la calidad del vapor.

2.13.9. Factores de ensuciamiento

Existe una capa de ensuciamiento o incrustación a cada lado de los flujos ya sea por óxidos, partículas sólidas o películas orgánicas, el coeficiente de transferencia global y la eficiencia en la transferencia de calor decrecen, el valor de la resistencia térmica por ensuciamiento dependerá de las propiedades del fluido.

Tabla 2-13: Factores de ensuciamiento

Fluido	Resistencia térmica (m ² °K)/ W
Agua tratada de alimentación	0,0002
Condensado	0,00009
Agua de purga	0.0004
Vapor	0,00009
Aceites vegetales	0.0005

Fuente: (Cao, 2010).

Realizado por: Vaca, S., 2023

2.13.10. Variación axial de la temperatura de un flujo interno a temperatura de pared constante

La pérdida de calor puede producir condensación cuando se trata de vapores, empero si predomina una solo fase, siendo esta liquida, la perdida de calor influye en el enfriamiento del fluido, es decir la temperatura de salida de un fluido T_{mo} en una longitud L será menor a la temperatura de entrada T_{mi} . Para evaluar dicha variación de temperatura se puede establecer una temperatura de pared constate durante la longitud L y el calor perdido estarán en función de la convección y radiación externa en L .

$$\dot{Q}_{perd} = \dot{m}_l \bar{C}_p (T_{mi} - T_{mo}) \quad (178)$$

$$Q'_{rad-conv} = (h_{rad} + h_{conv}) \pi D (T_p - T_{\infty}) \quad (179)$$

$$L = \frac{\dot{Q}_{\text{perd}}}{Q'_{\text{rad-conv}}} \quad (180)$$

$$\frac{T_p - T_{mo}}{T_p - T_{mi}} = \exp\left(-\frac{h(\pi DL)}{\dot{m}C_p}\right) \quad (181)$$

$$LMTD_L = \frac{(T_p - T_{mo}) - (T_p - T_{mi})}{\ln\left(\frac{T_p - T_{mo}}{T_p - T_{mi}}\right)} \quad (182)$$

Los valores de $(h_{\text{conv}} + h_{\text{conv}})$ para tubería sin aislamiento y bajo cubierta los provee McAdams (1954) para consultar ver Anexo O.

2.14. Herramientas técnico-metodológicas para evaluación de la generación del vapor

A continuación, se discuten el marco teórico tanto de la auditoría energética como de la evaluación energética industrial, técnicas extensamente fomentadas y practicadas, siendo las técnicas de auditoría energética y sus estándares el componente central, como referente internacional estándar ISO 50002:2014. Las implementaciones exitosas de las auditorías energéticas locales están ligada a la ejecución de políticas de desarrollo, un marco institucional y un órgano de control o normativo, cuestiones que en el Ecuador aún están en conformación durante el desarrollo de este trabajo (Ministerio de Energía y Minas, 2021a; 2021b; Cámara de Industrias y Producción, 2022). En contraste a lo presentado, otra herramienta remarcable análoga es la denominadas Evaluación Energética Industrial.

En Ecuador el 22 de julio de 2022 se aprobó y oficializo de acuerdo al Registro Oficial No. 111 (2022, p. 5) que emite de forma voluntaria la norma NTE INEN-ISO 50002;2014 el estándar que especifica los requisitos de proceso para llevar a cabo una auditoría energética. Sin embargo, desde hace más de 30 años que ya se vienen realizando técnicas de auditorías energéticas como proyectos académicos de pregrado, proyectos privados y estatales, investigaciones y consultorías profesionales.

2.14.1. Auditoría energética

Las auditorías energéticas (EA) han sido diseñadas y aplicadas para determinar donde, cuando, por qué y cómo la energía es usada por los sectores industriales, productivos o residenciales; brindando información para mejorar la eficiencia y conservación de la energía; planteando alternativas para reducir los costos energéticos y minimizar las emisiones de efecto invernadero.

Los auditores energéticos o gestores energéticos deben tener conocimiento teóricos-prácticas y/o una certificación ISO 50001 otorgado por una organización calificada. Y de acuerdo al Tercer Suplemento del Registro Oficial 575 (2021, p. 25) en cuanto a los requisitos para prestadores de servicios energéticos, estos debe contar con dos años mínimo de experiencia en el área y/o título universitario afín ya sea para auditor, gestor energético o para empresa de servicios energéticos.

Tabla 2-14: Proceso guía para ejecución de auditoria energética

1. Cuestionario pre-auditoría	<ul style="list-style-type: none"> • Perfil e información básica de la industria/procesos • Materiales de procesos/productos finales • Volumen de producción • Flujos y conversión de energía • Costo y consumo anual/mensual de energía/inputs • Consumo de energía equipos/procesos • Áreas de posibles mejoras
2. Proceso de análisis inicial	<ul style="list-style-type: none"> • Reunión preliminar con representantes de la empresa/ ingenieros/personal de mantenimiento • Recorrido y observación de problemas
3. Direccionamiento de auditoria	<ul style="list-style-type: none"> • Definición de medidas, enfoque y metodología específicos para conservación de energía • Determinación de qué/como/cuantos/ datos, mediciones y documentos a recolectar/revisar.
4. Medición y recolección de datos	
5. Análisis de energía y reporte final	
6. Reporte de implementaciones	

Fuente: (Kluczek y Olszewski, 2017, p. 3).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Si bien los lineamientos del proceso por etapas son claros la ejecución del proceso no siempre es lineal y puede llegar a ser iterativo (Krarti, 2020, p. 4). Además, la metodología de una Auditoria es una herramienta flexible a particularidades como la variedad de tamaños de industrias-sectores, nivel de complejidad, barreras financieras, barreras no financieras, nivel de detalle, etc. En la AE habitualmente a nivel de campo, alguna o algunas de las etapas del proceso base pueden readaptarse, ampliarse, reducirse o eliminarse en casos no-típicos (Kluczek y Olszewski 2017, p. 2-16). Aunque ha habido y pueden llegar a haber alcances y enfoques distintos se ha de intentar manejar una metodología básica común para cualquier caso.

2.14.2. Evaluación energética industrial

La Evaluación Energética Industrial (EEI) por sus siglas en español, se describe como una técnica sin costo realizada por equipos de estudiantes de ingeniería de universidades que forman parte de los Centros de Evaluaciones Industriales (IACs) promovidas por el programa Centro de Análisis y Diagnóstico Energético (EADC) y el Departamento de Energía de los Estados Unidos (DOE). Tiene como objetivo principal ayudar a las pequeñas y medianas industrias en Estados Unidos a ahorrar energía, reducir costos y paralelamente promover la reducción de residuos y el mejoramiento de los procesos si así lo requiriese (Thumann, Niehus y Younger, 2012, p. 327-335).

El enfoque y proceso de EEIs (ver Tabla 2-15) puede proporcionar una evaluación de base más amplia donde la recomendación e implementaciones alcanzan a cubrir beneficios energéticos y no energéticos, verbigracia, oportunidades de ahorro energético (ECOs), oportunidades de reducción de residuos (WMOs), oportunidades para el mejoramiento del proceso (PIOs) como lo menciona Thumann, Niehus y Younger (2012, p. 327-335).

Tabla 2-15: Proceso base para Evaluación de Energética Industrial

1. Pre-evaluación	1.1 Recopilación de información previa a la evaluación:	<ul style="list-style-type: none"> • Tipo de industria • Descripción del proceso industrial • Tamaño de planta y niveles de producción • Equipos con mayor consumo de energía • Horas operativas • Histórico de facturas energéticas • Entrevista con personal • Datos de producción • Especificaciones de equipos • Diseño de instalaciones
	1.2 Análisis previo a la evaluación:	<ul style="list-style-type: none"> • Análisis y tendencias en facturación energética • Costo unitario de energía en la instalación • Costo unitario de energía por equipo/producto • Consumo específico de energía por equipo/producto • Rendimiento energético de proceso/equipo • Potenciales ECOs
1. Evaluación en el sitio	2.1 Visita guiada	<ul style="list-style-type: none"> • Discusión de la estructura y enfoque de la evaluación con la parte interesada • Visita guiada por las instalaciones

		<ul style="list-style-type: none"> Plan de recolección de datos/mediciones e instrumentos de medición
	2.2 Recolección de datos	<ul style="list-style-type: none"> Inicio y finalización de recolección de datos/mediciones Análisis más profundo de medidas de ECOs prioritarias Feedback con personal operativo de la instalación.
2. Post evaluación	3.1 Análisis post evaluación	<ul style="list-style-type: none"> Análisis de ECOs propuestas: (Uso de modelos matemáticos, softwares o herramientas preestablecidas, etc.) Análisis financiero (Costo de implementación/es y periodo de retorno de inversión) Recomendaciones finales de mejoras o implementaciones (ECO, WMOs, PIOs) Reporte final (Resumen de ahorros/año, costos y tiempo de recuperación)
	3.2 Seguimiento post evaluación (opcional)	<ul style="list-style-type: none"> Feedback del impacto de recomendaciones desde la parte interesada Seguimiento del impacto Post implementación con la parte interesada

Fuente: (Patterson, Singh y Cho, 2022, p. 7303-7304).

Realizado por: Vaca, S., 2023

2.14.3. Lista de verificación

Para el cumplimiento de la etapa de pre evaluación Thumann, Niehus y Younger (2012, p. 305), ya sea tanto en una AE o EEI se recomienda desarrollar una lista de verificación que propicie la información sobre las áreas que requieren mayor atención y sean un punto de inicio para recabar más información específica y que acciones correctivas se requieren.

Tabla 2-16: Calificación para requerimiento de acción correctiva

Calificación	Acción
00-20	Requiere acción correctiva inmediata
20-40	Requiere acción correctiva urgente
40-60	Requiere acción correctiva

60-80	Evaluación para una potencial acción correctiva
80-100	No requiere acción correctiva

Fuente: (Thumann, Niehus y Younger, 2012, p. 308).

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$R = \frac{100 * PT}{N_i * MAX} \quad (183)$$

Donde. PT es el Puntaje de cada sección, MAX es el máximo valor en cada sección y N_i es el número de ítems. Los valores de MAX y N_i y las áreas identificadas para la Tabla 2-16 son predefinidos por Thumann, sin embargo MX y N_i y áreas o sub-áreas pueden ser modificados según el caso como muestra Chacón (2015, p. 151-153).

2.14.4. Análisis de energía

El análisis energético se entiende como el nivel o profundidad del proceso analítico o lo que se traduce como “análisis energético” este puede ser simple o llegar ser bastante avanzado según sea el caso/alcance y/o experticia. Para ello son necesarios ciertos conocimientos técnicos en termodinámica, transferencia de calor, dinámica de fluidos, estadística, metrología etc. o tecnológicos como manejo de softwares o programación que ayuden a definir el/los sistemas y hallar la solución a la conservación de la energía en el menor tiempo posible (Kluczek y Olszewski 2017, p. 4,15).

De menor a mayor complejidad se puede aplicar herramientas de estimación preestablecidas, como balances de energía estacionarios y/o diferenciales, modelos matemáticos dinámicos, Análisis Pinch, utilización y desarrollo de correlaciones e indicadores de rendimiento, softwares de simulación de procesos, desarrollo de modelos matemáticos predictivos, optimizaciones de energía con inteligencia artificial, etc.

2.14.5. Análisis de ECOs

Las empresas pueden implementar las mejoras por medio de una inversión de capital en un nuevo sistema o tecnología que proporcione: a) ahorro energético b) ahorro económico a corto, mediano o largo plazo, en consecuencia, c) conocer el costo de dicha medida y d) tiempo de recuperación o amortización. Este análisis se puede realizar con varios enfoques y/o alcances de los cuales el análisis económico simple “Simple Payback” es el indicador económico más básico para complementar los resultados de una AE o EEI en etapas iniciales.

2.14.6. Ahorro energético y económico de ECOs

El ahorro absoluto de combustible C_{ECO} y el ahorro absoluto energético ganado o recuperado A_{ECO} se estima por medio de la diferencia del consumo de combustible gal/año y energía en MJ/año actual frente a la situación nueva respectivamente. De ahí que el ahorro económico $\$_{ECO}$ corresponde al valor obtenido por la diferencia del consumo de combustible de la situación actual frente al ahorro bajo un consumo de combustible reducido en una situación mejorada y a un precio fijo. A menor consumo de energía los costos de energía serán relativamente bajos, los ahorros monetarios para una ECO determinada para estos tenderán a ser bajos y viceversa (Fresner et al. 2017, p. 8).

$$A_{ECO} = Q_{actual} - Q_{nuevo} = \left[\frac{MJ}{año} \right] \quad (184)$$

$$C_{ECO} = A_{ECO} * \frac{FC}{\eta_{caldera}} = \left[\frac{gal (US)}{año} \right] \quad (185)$$

$$\$_{ECO} = C_{ECO} * \left(\frac{USD}{ga} \right) = \left[\frac{USD}{año} \right] \quad (186)$$

Cuando el calor ahorrado es parte de una corriente transitoria en un tiempo t que ha ganado/perdido calor, esta puede ser integrable en función de $T_{(t)}$ ya sea como función continua o en trozos.

$$\frac{Q_{nuevo}}{dt} = mCp(T_{(t)} - \dot{T}_{ref}) = [MJ] \quad (187)$$

2.14.7. Estimación de costos de inversión en ECOs

En el plan de estimación de costos para una inversión C.I se pretende conocer los costos fijos C_{fijo} , o la compra de activos fijos. Por lo que, en el contexto desarrollado, la inversión requerida para la implementación de cada medida de ahorro energético toma en cuenta la compra de equipos o componentes, sistemas de control si es necesario, instalación, mano de obra y puesta en marcha. La Asociación Internacional para el Avance de Ingeniera de Costos (AACE) por sus siglas en inglés; clasifica cinco tipos de estimaciones de menor a mayor precisión-complejidad.

2.14.7.1. Estimación de orden de magnitud

Par este método no se requieren de diagramas de flujos y diseño de procesos o equipos, ya que el costo estimado se basa en factores de escalamiento de acuerdo a instalaciones previas y existentes teniendo un margen de error de precisión de ± 30 a $\pm 50\%$ (Coker, A. Kayode, 2007, p. 69-70).

2.14.7.2. Estudio estimado

En el estudio estimado se utilizan aproximaciones a través de factores, a más de conocer los costos de la mayoría de ítems principales se requiere mínimamente de diagramas de flujo de los procesos y capacidades pero no se requieren P&IDs y el error proyectado es $\pm 30\%$ (Coker, A. Kayode 2007, p. 69-70).

2.14.7.3. Estimación preliminar

Posterior a que el estudio estimado sea aprobado, se amplían los requerimientos a balances de diseño de masa y energía, P&IDs, dimensionamiento de todos los ítems/equipos de procesos, clasificaciones y especificación de materiales, dispositivos de sistemas de control e instrumentación por lo cual el error en el costo total del proyecto se reduce a $\pm 20\%$. para trabajos de ingeniería adicionales se aplican factores de aproximación (Coker, A. Kayode 2007, p. 69-70).

2.14.7.4. Estimación del control del proyecto

Las estimaciones de los costos se definen en base a planos, P&IDs. Estas especificaciones se van refinando o modificando mínimamente en discusión con los proveedores o vendedores; el error en el costo total del proyecto se reduce a $\pm 10\%$ (Coker, A. Kayode 2007, p. 69-70).

2.14.7.5. Estimación detallada

Se debe contar con todos los requerimientos detallados de planificación, diseño, planos completos, hojas de datos de procesos y mecánicos basados en las normas regentes, conjuntamente con las cotizaciones de proveedores. asegurando una precisión de $\pm 2 \pm 5\%$ (Coker, A. Kayode 2007, p. 69-70).

En consecuencia, con las ECOs, se deben tomar como prioridad aquellas que menor costo demanden. Una estimación detallada puede llevar un tiempo considerable únicamente para saber si un proyecto es factible o no, empero para las etapas iniciales de un proyecto una estimación

rápida resultar pragmática. Por ello, como buen punto de partida, a través de relaciones simples en función de la capacidad o tamaño, factores de instalación, compilados de costo, curvas logarítmicas de costos de ítems que se encuentran para varios equipos industriales, mientras que para accesorios ver los requisitos y precios referenciales a través de trabajo previos. Por otro lado, al paso del tiempo el valor del dinero cambia debido al efecto de la inflación, el uso de índices de precios ayuda a comparar el costo referencial de un bien o servicio puntualmente en el tiempo.

$$CE_{eq} = CE_2 = CE_1 \left(\frac{I_2}{I_1} \right) = [\text{USD}] \quad (188)$$

El precio estimado del bien o bienes comprados CE_{eq} representa únicamente el costo del proveedor, a de añadirsele un factor que valore la entrega CE_{ent} y la instalación CE_{inst} , en Green y Perry (2007, p. 9-68) se justifica el aumento del precio del ítem si este proviene de un comercio “domestico” con un factor de 1,10 y de 1,25 si el bien viene por importación. Así mismo, el costo de instalación CE_{isnt} puede representar un valor entre 1,4 y 2,2 veces el costo de quipo entregado dependiendo de su complejidad.

En mayor detalle, los factores f que intervienen en la instalación y puesta en marcha generalmente son dos: primero el costo por el trabajo civil C_{cv} en el que interviene modificaciones del sitio de la instalación. Y segundo el costo por trabajo eléctrico y mecánico C_{eym} que abarcan la ingeniería, supervisión, instalación de tuberías, aislamiento, control e instrumentación, equipo eléctrico. Además, se deben incorporar a la relación otros factores para mayor precisión como impuestos, capital extra en equipos, mano de obra e imprevistos, por lo tanto, el capital fijo C_{fijo} quedará asumido como la compra de equipos por los factores intervenidos de acuerdo con Chilton (Couper 2003, p. 90-93).

Tabla 2-17: Método de estimación de Chilton

1. Delivered equipment cost	1.0	1
2. Installed equipment cost (or directly from cost data)	1.43	1
3. Process piping		
Type of plant		
Solid	0.07-0.10	2
Solids-fluid	0.10-0.30	2
Fluid	0.30-0.60	2
4. Instrumentation		
Amount		
None	0.03-0.05	2
Some	0.05-0.12	2
Extensive	0.12-0.20	2
5. Buildings and site development		
Type of plant		
Outdoor	0.10-0.30	2
Outdoor-indoor	0.20-0.60	2
Indoor	0.60-1.00	2
6. Auxiliaries		
Extent		
Existing	0	2
Minor addition	0-0.05	2
Major addition	0.05-0.75	2
New facilities	0.25-1.00	2
7. Outside lines		
Average length		
Short	0-0.05	2
Intermediate	0.05-0.15	2
Long	0.15-0.25	2
8. Total physical plant costs Σ of items 2-7		
9. Engineering and construction		
Complexity		
Simple	0.20-0.35	8
Difficult	0.35-0.60	8
10. Contingencies		
Process		
Firm	0.10-0.20	8
Subject to change	0.20-0.30	8
Speculative	0.30-0.50	8
11. Size factor		
Size of plant		
Large commercial unit > \$10MM	0-0.05	8
Small commercial unit \$0.5MM to \$10MM	0.05-0.15	8
Experimental unit < \$0.5MM	0.15-0.35	8
12. Total fixed plant cost (Σ items 8-11)		

Fuente: (Couper, 2003, p. 90-92).

$$C_{\text{fijo}} = C_{\text{cv}} + C_{\text{eym}} \quad (189)$$

Relación de Chilton (Couper 2003):

$$C_{\text{fijo}} = CE_{\text{ent}} * f_{\text{CEinst}} (1 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6 + f_7) * (1 + f_9 + f_{10} + f_{11}) \quad (190)$$

El denominado método de Chilton resulta especulativo en la mayoría de ítems, sin embargo, sigue siendo utilizado actualmente y es una de las principales referencias para la estimación de costos aun cuando su origen data de 1949. A su vez, tener en cuenta que los precios para el sistema de control e instrumentación, de acuerdo a índices de precios, en la actualidad son mayores (ver anexos T) (van Amsterdam 2018, p. 20).

2.14.8. Tiempo de recuperación o amortización por inversión de ECOs

El simple payback, amortización simple o tasa de retorno energético y se define como el tiempo que se tardaría en recuperar la inversión inicial en relación al ahorro energético, los proyectos

factibles serán aquellos que tengo menor tiempo de recuperación hasta aquellos menores o igual a 2 años con un promedio de 1,2 años para sistemas de recuperación de calor. Mientras que una recuperación mayor a 3 años se percibe como poco atractiva en sectores productivos, excepto en industrias de capital intensivo donde se toleran tiempos de retorno de hasta 4 años (Fresner et al. 2017, p. 1657).

$$\text{Simple payback (SP)} = \frac{\text{Costo de implementación}}{\text{ahorro energético}} = \frac{C: I_{\text{ECO}}}{\$_{\text{ECO}}} [\text{año, meses}] \quad (191)$$

2.14.9. Indicadores del desempeño térmico energético

De acuerdo con la Norma ISO 50002:2014 (2014, p. 3) un indicador de desempeño energético es un valor cuantitativo relacionado con la eficiencia, uso o consumo energético pudiendo ser expresado a través de un cociente, un modelo complejo o una medición, a continuación se describen varios indicadores útiles en relación a la energía térmica en la generación de vapor.

2.14.9.1. Inventario de pérdidas de calor en planta

El conocer cuanto y donde se pierde calor ayuda a considerar tomar acciones correctivas. Esencialmente, se pueden minimizar agregando alguna capa de resistencia térmica de baja conductiva térmica o aislamiento térmico. Además, esta minimización coadyuva a reducir el tiempo de enfriamiento-calefacción o start-up de un equipo o un sistema batch, ahorrando combustible.

Por otro lado, se considera como pérdida de calor por calor residual a los gases de combustión u a otra corriente de procesos cuya temperatura es mayor a la del ambiente y que se libera a la atmósfera sin ninguna finalidad productiva. Los procesos que emiten calor residual de baja temperatura pueden ser sujetos a recuperación en intercambiadores de calor de costo considerable (recuperadores), además la implementación de un sistema de control automático de temperatura y válvulas de flujo con actuadores, esto reduce el flujo de calor residual no aprovechado. Para aquellos procesos que presentan interrupciones tipo batch o son semi continuos resultan poco atractivos adaptar un recuperar calor residual por su carácter discontinuo y/o intermitencia en la ocurrencia de la/s corriente/s residuales (Philipp et al. 2018, p. 2).

2.14.9.2. Eficiencia y efectividad de transferencia de calor en calderas

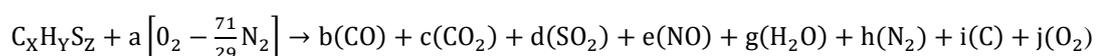
Cuando se usa el término “eficiencia de caldera” es importante conocer cuando y como puede ser empleado; de modo que, existen algunas clases de eficiencias en una caldera, algunas de estas son: eficiencia de transferencia de calor o efectividad, eficiencia de vapor combustible, eficiencia de combustión, eficiencia operacional o eficiencia de servicio, eficiencia cíclica y dinámica. Estos indicadores además de ayudar a conocer un desempeño particular brindan información sobre el costo resultante de la generación de vapor en base a un consumo estacionario o comportamiento dinámico (CleaverBrooks, 2010).

En el caso de la “eficiencia de transferencia de calor de caldera”, esta solamente arroja una medida de la efectividad del intercambio de calor del proceso, es decir, solo el calor de combustión que se transfiere al agua interna de la caldera, y dependerá de la configuración interna y régimen de flujo. Al no tomar en cuenta las pérdidas por radiación y convección que dependen de la carga, ni purgas, no representa un indicador fiable del uso del combustible, por lo tanto, no resulta útil si el objetivo es realizar evaluaciones económica en base al calor útil (CleaverBrooks, 2010).

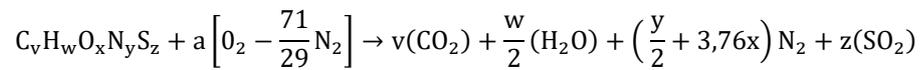
2.14.9.3. Eficiencia de combustión

La eficiencia de combustión es una parte valiosa de la evaluación del sistema ya que arroja una medida de la eficacia con la que el contenido de calor de un combustible se transforma en calor útil. Cuando la reacción es completa, se logra extraer toda la energía del hidrocarburo, sin embargo, en la práctica se obtienen eficiencia entre el 10 y 95%, y esta dependerá de tres factores: concentraciones de oxígeno y dióxido de carbono; temperatura neta de los gases de chimenea y de la química del combustible (DOE 2012; TTT 2020; Speight 2020).

La presencia de oxígeno en la composición elemental según (Agudelo, Gutiérrez y Benjumea, 2009) ha demostrado experimentalmente que reduce la eficiencia térmica si el PCI de un combustible es bajo, sin embargo existe una reducción en la relación aire/combustible al reaccionar, así mismo el proceso de combustión por sí mismo se vuelve más rápido debido al oxígeno presente. La reacción de López (2014) asume únicamente la oxidación para combustibles líquidos con contenido de carbono, hidrogeno y azufre:



En Vallero (2019), se estudia una reacción completa para combustibles líquidos o sólidos con contenido de N y O:



En los quemadores industriales debe haber un exceso de aire por encima del aire estequiométrico esperado, para producir un correcto accionar del quemador, por ello, es típico que se hallen productos como NO, CO e inquemados. Para conocer las composiciones o concentraciones reales de productos en los gases se requiere de un analizador de gases de fuentes fijas.

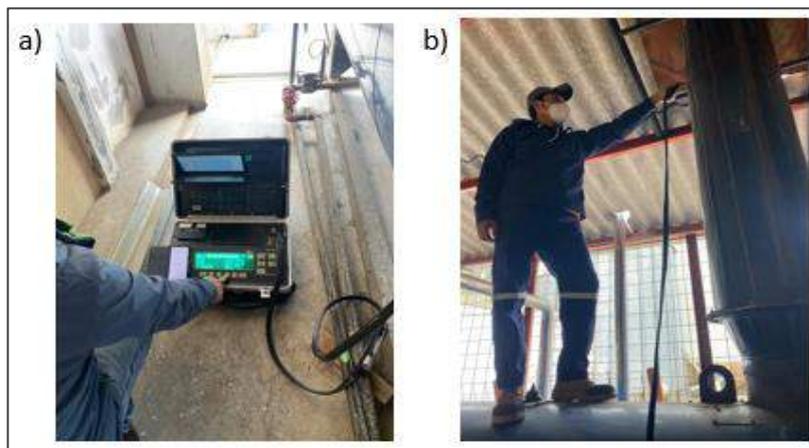


Ilustración 2-36: Analizador de gases de combustión para fuente fija

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda, 2020).

Realizado por: Vaca, S., 2023



Ilustración 2-37: Índice de opacidad

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda, 2020).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se ha demostrado una consistente correlación exponencial entre el número de humos/índice de opacidad o número de Bacharach (Ilustración 2-38) y una estimación conservadora de la concentración de hollín y distribución de las partículas carbonosas desarrollado por Jiménez et al. (2015).

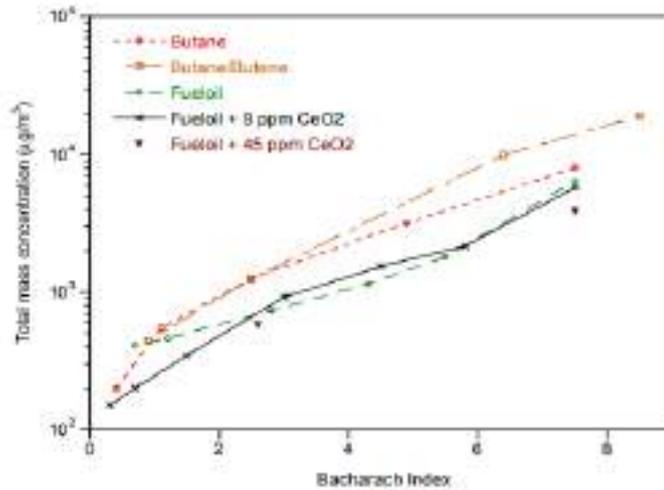


Ilustración 2-38: Índice de bacharach y concentración de hollín

Fuente: (Jiménez et al., 2015).

Tabla 2-18: Estimación de pérdida de calor de acuerdo al Índice de Bacharach

Ind. Bacharach	1	2	3	4	5	6
% Pérdidas sobre el combustible	0.7	1.3	2.4	3.5	4.7	6

Fuente: (Ingeniería Energética General, 2011).

El llamado test de número de humos u opacímetro de mancha es una técnica análoga al método ASTM D2156 que tiene como objetivo medir la “densidad de humos” es decir la concentración de partículas en los gases, en este procedimiento se hace pasar un volumen conocido de gases por un papel filtro blanco utilizando una bomba de accionamiento manual. Según la concentración de hollín presente, el papel se torna oscuro y esta se compara con la escala Bacharach del 0 al 9. (Llorens et al.,1994). El índice hallado provee una apreciación directa de la calidad de la combustión y/o de las pérdidas de energía por formación de hollín (ver Tabla 2-18). La eficiencia de combustion queda de la siguiente forma:

$$\eta_{\text{comb}} = 100 - \%P_{\text{cl}} - \%P_{\text{cs}} - \%P_{\text{iq}} - \%P_{\text{fNO}} \quad (192)$$

De otra forma simplificada queda expresada en función del exceso de aire EA, la relación aire combustible teórica (a_T), la temperatura de llama adiabática T_{flama} , la temperatura de salida de

los gases T_{gases} y el calor específico de los gases a presión constante que es aproximadamente 1,0886 KJ/kg°C.

$$T_{flama} = T_{amb} + \frac{PCI}{[1 + (1 + EA)(a_T)]Cp_{gases}} \quad (193)$$

$$\eta_{comb} = \frac{[1 + (1 + EA)(a_T)]Cp_{gases}(T_{flama} - T_{gases})}{PCS} \quad (194)$$

2.14.9.4. Eficiencia estacionaria de caldera

Para distinguirla de la eficiencia nominal o de placa, la eficiencia estacionaria o “Fuel In” (ver Ilustración 2-39) es la forma más práctica de predecir el rendimiento de una caldera cuya generación de vapor se considera estacionaria, y depende únicamente de la eficiencia de combustión menos las pérdidas de calor en carcasa expresada en porcentaje, es decir, cuando el quemador opera de forma continua. Esta relación está en concordancia con la norma UNE-EN 12953 (Calderas pirotubulares), nótese que las pérdidas de calor por purgas no son tomadas en cuenta aquí porque estas dependen directamente de la química del agua.

2.14.9.5. Eficiencia cíclica de caldera

La eficiencia cíclica de caldera $\% \eta_c$ relaciona los volúmenes de flujos de energía generados y consumidos en un proceso determinado, mediante las pérdidas de energía contabilizadas de una manera integral, en base a los ciclos de operación de la caldera-quemador, en función de la variación de la energía interna del sistema, número ciclos de arranques y paradas y porcentaje de carga útil. Para lo cual se vinculan principalmente las pérdidas de calor por radiación y convección en standby $\% \dot{\Phi} P_{cr}$ y las pérdidas por pre-purgas de quemador $\% \dot{\Phi} P_{pre p}$.

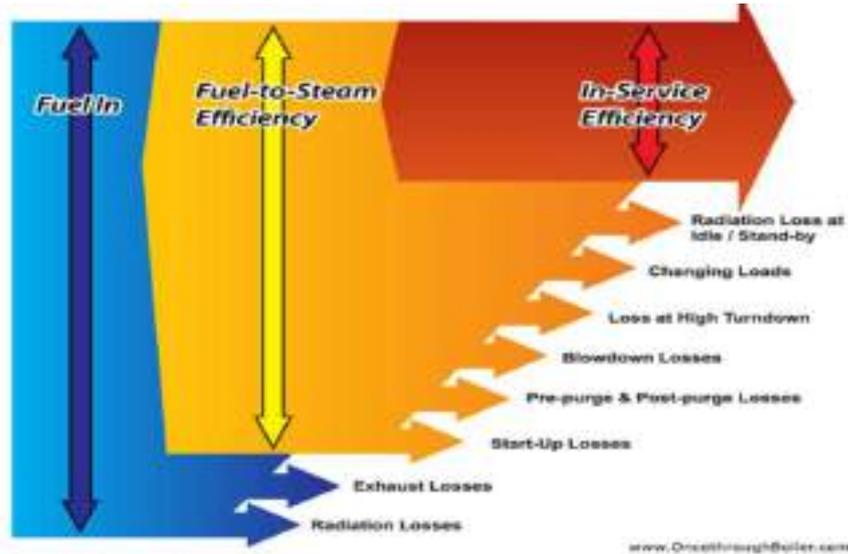


Ilustración 2-39: Eficiencia vapor combustible y eficiencia de servicio

Fuente: (oncethroughboiler, 2015).

$$\% \eta_C = 100 - \% \dot{\Phi} P_{pre\ p} - \% \dot{\Phi} P_{cr} \quad (195)$$

2.14.9.6. Eficiencia de servicio u operativo total de caldera

Se define como la relación porcentual entre la energía consumida con respecto a la energía de entrada del combustible de forma total, por tanto, si la eficiencia estacionaria de caldera para combustibles líquidos está dentro del 81 al 95%; la eficiencia en servicio u operativa total será relativamente menor y está en función de la % carga y del número de ciclos del quemador (Golato et al., 2008; Vakkilainen, 2017b, p. 75).

$$\% \eta_{serv} = \frac{(\% \eta_E) * (\% \eta_C)}{100} \quad (196)$$

2.14.9.7. Eficiencia cíclica y servicio vapor combustible

La eficiencia se denomina vapor-combustible η_{VC} , si al balance se agregan las pérdidas de calor intermitentes o continuas por purgas de caldera $\%Pp$, entre otras menos comunes como variaciones drásticas de cargas, estas consumen ya sea de forma intermitente o continúan el calor útil, disminuyendo la tasa de vaporización y aumentando el consumo de combustible en momento puntuales (ver Ilustración 2-39).

$$\eta_{VC} = (100 - \% \dot{\Phi} P_{pre\ p} - \% \dot{\Phi} P_{pre\ p} - \% Pp) \quad (197)$$

$$\% \eta_{serv-vc} = \frac{(\% \eta_E) * (100 - \% \dot{\Phi}_{P_{pre p}} - \% \dot{\Phi}_{P_{pre p}} - \% P_p)}{100} \quad (198)$$

La eficiencia estacionaria, cíclica o cíclica vapor-combustible se multiplican para obtener la eficiencia de servicio, desde un punto analítico esta operación representa una forma de conversión de energía de dos sistemas en serie, es decir: el calor disponible en el combustible menos la pérdida de calor estacionarias η_E se consigue obtener un calor útil disponible máximo de vaporización, a su vez, al calor útil disponible máximo de vaporización se le sustraen las pérdidas de calor cíclicas más las purgas para obtener el calor o energía de vaporización en η_{serv} . Finalmente, cualquier eficiencia, puede pasar de estar en función del poder calorífico superior al inferior, con la siguiente relación:

$$\% \eta_{PCI} = \% \eta_{PCS} * \left(\frac{PCS}{PCI} \right) \quad (199)$$

2.14.9.8. Diagramas de energía de Sankey

El diagrama de Sankey es una herramienta visual reconocida por ISO 50001 (Sistemas de Gestión Energética) de carácter versátil e intuitiva que muestra la distribución de un flujo de energía o calor en cantidad absoluta o valor relativo para un periodo de tiempo de forma jerárquica para un sector, sistema o proceso y obedeciendo las condiciones de equilibrio y de conservación de masa y energía. Facilita la representación gráfica de la distribución de la energía en sub-divisiones como: fuentes, sumideros, calor útil; pérdidas y calores residuales. También es común representar diferentes tipos de energías y su conversión, así también su calidad con balances de exergía-energía (Schmidt 2008, p. 174-175; Soundararajan, Ho y Su 2014, p. 1035-1038).

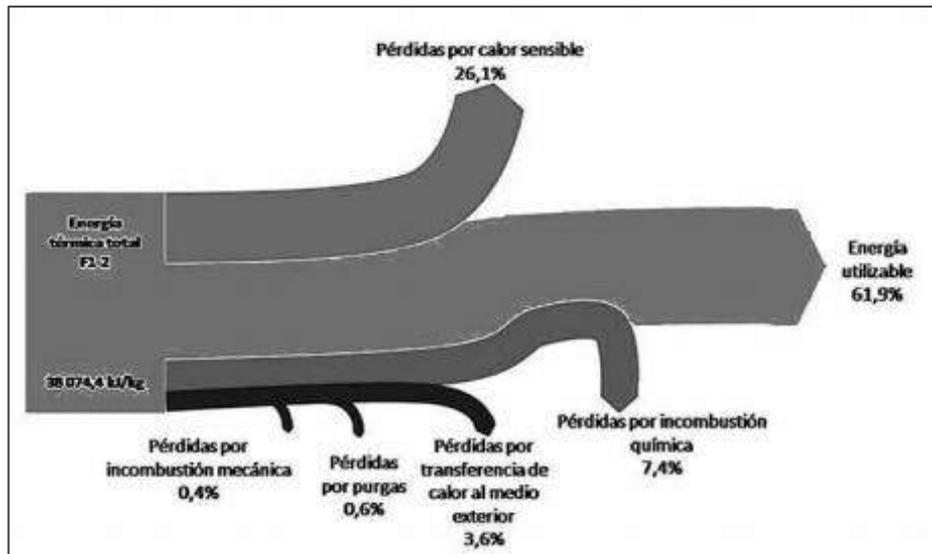


Ilustración 2-40: Diagrama de Sankey para flujos de energía térmica

Fuente: (Valles, Acosta y Pérez, 2014).

El balance de energía inherente en la generación de vapor, distribución y consumo tomando en cuenta el comportamiento cíclico de la caldera queda de la siguiente manera.

$$\dot{m}_{\text{comb}}(\text{PCS})(\eta_{\text{serv } \xi})(t_{\text{on } \xi}) = k(h_{g(\text{vapor})} - h_{f(\text{alim})}) \quad (200)$$

Donde k es constante, siendo esta la cantidad de vapor generado o agua de alimentación que ingresa, de acuerdo a la ley de conservación de masa en un determinado tiempo.

$$k = m_{\text{vapor}} = m_{\text{alim}}$$

De ahí en adelante se reemplaza lo definido previamente:

$$\eta_{\text{serv}-\xi} = \frac{(\eta_E * \eta_{C-\xi})}{100}$$

$$k(h_{f(\text{alim})}) + \left[\dot{Q}_{\text{comb}}(t_{\text{on}-\xi}) \frac{(\eta_E * \eta_{C-\xi})}{100} \right] = k(h_{g(\text{vapor})}) \quad (201)$$

Deduciendo e ingresando la cantidad de pérdidas de calor cíclica e intermitentes en caldera en base a un tiempo determinado $\sum P_{\text{cíclicas}}$:

$$\eta_{C-\xi} = (100 - \sum (\% \Phi P))$$

$$k(h_{f(alim)}) + \frac{(\dot{Q}_{comb} * \eta_E)}{100}(t_{on-\xi})(100 - \sum (\% \Phi P)) = k(h_{g(vapor)}) \quad (202)$$

$$k(h_{f(alim)}) + (\dot{Q}_{comb})(\eta_E)(t_{on-\xi}) \left[\frac{(\dot{Q}_{comb})(\eta_E)(t_{on-\xi})}{(\dot{Q}_{comb})(\eta_E)(t_{on-\xi})} - \frac{\sum P_{ciclicas}}{(\dot{Q}_{comb})(\eta_E)(t_{on-\xi})} \right] = k(h_{g(vapor)})$$

$$k(h_{f(alim)}) + (\dot{Q}_{comb})(\eta_E)(t_{on-\xi}) - \sum \dot{P}_{ciclicas} = k(h_{g(vapor)})$$

Sustituyendo las pérdidas de calor estacionarias en caldera \dot{P}_{estac} :

$$\eta_E = (100 - \sum \% \dot{P}_{estac})$$

$$k(h_{f(alim)}) + (\dot{Q}_{comb})(t_{on-\xi}) (100 - \sum \% \dot{P}_{estac}) - \sum \dot{P}_{ciclicas} = k(h_{g(vapor)}) \quad (203)$$

$$k(h_{f(alim)}) + (\dot{Q}_{comb})(t_{on-\xi}) \left[\frac{(\dot{Q}_{comb})}{(\dot{Q}_{comb})} - \frac{\sum \dot{P}_{estac}}{(\dot{Q}_{comb})} \right] - \sum P_{ciclicas} = k(h_{g(vapor)})$$

$$k(h_{f(alim)}) + (t_{on-\xi})(\dot{Q}_{comb}) = k(h_{g(vapor)}) + (t_{on-\xi}) \sum \dot{P}_{estac} + \sum P_{ciclicas} = [MJ] \quad (204)$$

Finalmente, agregando la carga térmica individual o total requerida en un proceso determinado $\sum Q_T$, el balance energético queda balanceado para un intervalo de tiempo determinado y dispuesto para ser representado gráficamente con un diagrama de Sankey.

$$k(h_{g(vapor)}) = \sum Q_T$$

$$\sum Q_T + (t_{on-\xi}) \sum \dot{P}_{estac} + \sum P_{ciclicas} - k(h_{f(alim)}) - (t_{on-\xi})(\dot{Q}_{comb}) = 0 \quad (205)$$

2.14.9.9. Costo de generación de vapor

El costo de generación de vapor también propone una buena métrica para evaluar la eficiencia. El valor dependerá del tipo de combustible utilizado. Los costos misceláneos pueden ser por mantenimiento, costo de agua y tratamiento, consumo de electricidad de bombas, ventiladores, entre otros, que en la práctica se suele acomodar a un factor total aproximado $f_m = (1 + 0,30)$.

$$C_{\text{gen}} = C * f_m \quad (206)$$

2.14.10. Oportunidades previstas de ahorro energético (ECOs)

2.14.10.1. Automatización de purgas de caldera

Para calderas pequeñas lo más adecuado y rentable son las purgas manuales intermitentes, donde la tasa de purga está determinada a la medición manual de TDS a través de muestreos frecuentes. Empero, si la carga de caldera aumenta de acuerdo a las condiciones operacionales la tasa de purga deberá aumentar y viceversa, lo que manualmente incapacita poder responder de forma efectiva a los cambios de carga, el control es retrasado y limitado provocando muy poco o excesiva cantidad de purga. Un sistema que pueda egresar las purgas de manera automática suele ser necesario cuando la tasa de vapor generado supera los 5000 kg/h y en términos generales una planta puede ahorrar un 20% en la tasa de purgas al pasar de un sistema manual a uno automático independientemente del tamaño de caldera además de la menor en consumo de agua y tratamiento químico.

Un sistema “semi-automático” con medidor de TDS consiste en un monitoreo de conductividad que actúa sobre una válvula de apertura o cierre para descargar la purga al set point deseado. Un sistema totalmente automático proveerá además un actuador sobre la válvula para una apertura controlable o modulable de acuerdo a la presión interna de la caldera. El sistema cuesta entre 2500 y 6000 USD según el diseño y la presión operativa, para (Bohórquez 2015, p. 176) los componentes y puesta en marcha en Ecuador costaría alrededor de 8000 USD.

2.14.10.2. Aislamiento térmico de tuberías y equipos

Para cumplir con la reducción de las pérdidas de calor los materiales tradicionales más utilizados son la lana de roca, lana de vidrio, silicato de aluminio y silicato de calcio; la conductividad crítica del aislante de cañuelas comerciales es $1,3 \times 10^{-7} \text{ MJ/sm}^\circ\text{C}$ (Al-Zgoul 2016, p. 26) y la conductividad estándar es de $4 \times 10^{-8} \text{ MJ/sm}^\circ\text{C}$; el grosor mínimo para tuberías de vapor de 2 pulgadas deberá ser de 50 mm, para aislar tuberías de gran diámetro o tanques se utilizan mantas térmicas con malla metálica de acero galvanizado (ver Anexo V).

Aunque las cañuelas para aislamiento térmico de tuberías este destinadas a durar hasta 22 años, la degradación por factores tales como condiciones ambientales a la intemperie, ingreso de humedad, filtraciones en el recubrimiento de aluminio, corrosión y posibles fugas de vapor pueden causar la pérdida de la eficiencia en la conductividad del aislamiento, incluso después de

haberse secado solamente con 1% de humedad por volumen el valor de la conductividad aumenta en un 30% (Collier, 2006). Con un aumento en la humedad de 10 a 13% la conductividad se incrementa en 300% (Zhu, Cai y Cremaschi 2014, p. 10).

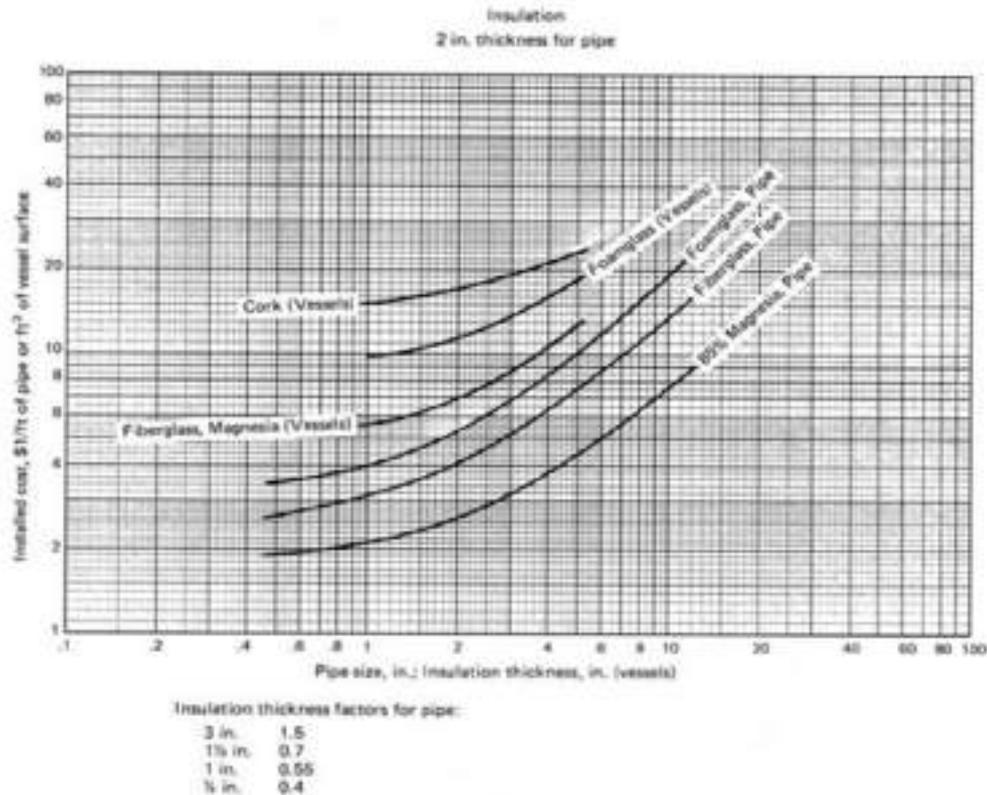


Ilustración 2-41: Costo estimado de aislamiento térmico para tuberías y tanques

Fuente: (Garrett, 1989, p. 289).

A diferencia del aislamiento fijo tradicional que requiere un mayor tiempo y costo de instalación, reinstalación y por ende dificulta su remoción para inspección; para áreas que requieren inspección y mantenimiento como cubiertas de equipos, PRV, codos bridas, válvulas y demás accesorios, se opta por un aislamiento removible, estos suelen constar del material aislamiento flexible y recubrimiento de goma de silicona con correa de velcro o hebilla lo que facilita una instalación y reinstalación rápida en cualquier momento. Estos tienen una vida útil de hasta 8 años, se estiman que reducen las pérdidas de calor en un 30% y su costo varía de acuerdo a su especificidad, pero en promedio el precio por unidad está entre 60 y 80 USD por metro cuadrado.

En una caldera pirotubular de acuerdo al estudio concluido por Savaş y Kocabaş (2022, p. 1464) con un costo de 150 USD para aislar las secciones frontal y posterior donde se registran los puntos de mayor pérdida de calor se puede llegar a ahorrar el 43% de las pérdidas totales de la carcasa.

2.14.10.3. Mejora de la eficiencia de combustion

Siguiendo el manual del quemador Riello (ver anexo K). Al realizar los ajustes mecánicos en el quemador prioritariamente se debe realizar el ajuste manual del servo que regula el radio de la entrada de aire, posteriormente regular la presión de inyección del combustible hasta obtener su relación óptima. Si las pérdidas de energía aún se mantienen en la chimenea, con presencia visible de humo denso (hollín). Es recomendable cambiar la boquilla a una de menor diámetro ya que se está excediendo la relación aire/combustible, no por parte del aire sino por exceso de combustible entregado (Thermal Engineering Ltda., 2020).

$$\$_{ECO} = \dot{m}_{comb} \left(1 - \frac{\eta_E \text{ actual}}{\eta_E \text{ nueva}}\right) (FC) \left(\frac{\$}{ga}\right) = \left[\frac{USD}{año}\right] \quad (207)$$

- Ajustar el cabezal del quemador y regular el dámper de aire

La cantidad de aire que ingresa al quemador generalmente se controla y se mantiene fija, mecánicamente variando la posición de las persianas o el cabezal mediante control digital continuo autoajustable (fenercom, 2012, p. 97-115). Un indicador de una buena proporción se relaciona directamente con una baja cantidad de CO, además se debe procurar que los gases tengan la mínima temperatura posible, dentro de un rango de 150-200 °C para minimizar las pérdidas de calor y reducir la corrosión (Laryea y No 2005, p. 1-5; Thermal Engineering Ltda. [sin fecha], p. 4).

- Calibrar la presión de inyección de combustible

A mayor presión aumenta la temperatura de los gases de combustión, se entrega más combustible y aumenta la formación de CO en inquemados, por lo tanto, al aumentar la presión de inyección aumentaría aparentemente la eficiencia sin embargo hay un consume mayor de combustible (Laryea y No 2005, p. 1-5). Una adecuada calibración por tanto debe realizarse conjuntamente o verificarse con un análisis de gases de combustión y medición de humos Bacharach. Además, se debe tener en cuenta que, para optimizar la eficiencia de combustión, el exceso de aire debe estar entre 10-15% (Rahman, 2011, p. 710).

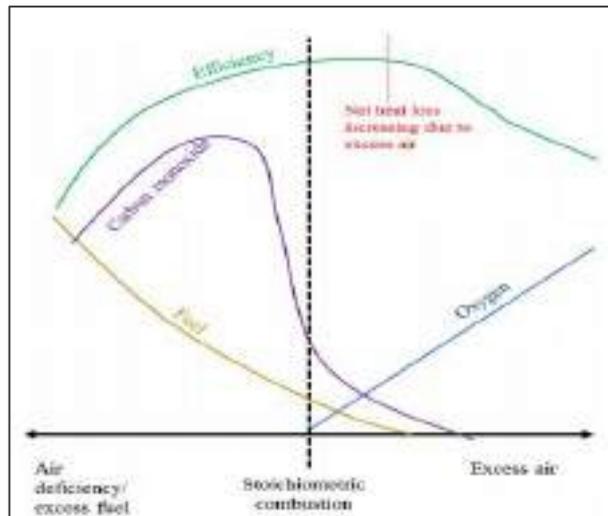


Ilustración 2-42: Factores relacionados a la eficiencia de combustión

Fuente: (Vallero, 2019).

2.14.10.4. Reducción de ciclos cortos en caldera por consumo de energía térmica

Se puede reducir la tasa de fuego de los quemadores, esto le permitirá funcionar con una carga más baja sin ciclos cortos, otra opción puede ser ejecutar un re-ajuste de set-points de encendido y apagada de caldera de tal manera que permita una mayor amplitud de presión y menos ciclado. Además, dado que el tiempo operativo está relacionado con la eficiencia de servicio se puede programar una producción que ayude a maximizar dicha eficiencia. Otra recomendación más efectiva pero más costosas y poco factibles para pequeñas plantas es el instalar un sistema de control con un nuevo quemador que tenga una relación de modulación más baja.

2.14.10.5. Sistema de alimentación con recolección de condensados

Mejorar la eficiencia térmica de vapor-combustible aumentando la temperatura de entrada de agua de alimentación reduciendo el consumo de combustible tratamiento de agua. Un sistema térmico de generación de vapor eficiente reutiliza el condensado, desaprovecharlo es una pérdida económica y técnicamente es una mala práctica, por lo cual una de las acciones para mejorar en eficiencia energética es aprovechar la energía que contienen los condensados haciéndolos retornar a la caldera.

El condensado además de contener energía térmica, es agua destilada si no se ha contaminado es ideal para utilizarla como agua de alimentación (Vargas 2016). Si el uso de vapor está limitado a la inyección de vapor para el acondicionamiento, entonces se prevé que la tasa de retornos de

condensados al tanque de alimentación estaría entre un 5-20% y la temperatura de entrada aumentaría hasta 50-60 °C (TECALIMAN, 2015). De forma general se pueden clasificar a los sistemas de retorno de condensados: en tres tipos:

- Retorno de condensados, vapor flash o vapor saturado a tanque tipo abierto a la atmósfera
- Retorno de condensados, vapor flash o vapor saturado a tanque presurizado
- Retorno aprovechando el intercambio de calor con los gases de combustión (economizador) u otro fluido calefactor.

Según sus características y según su configuración se tienen ventajas y desventajas desde un punto de vista económico y práctico: El primer tipo de sistema recolecta los condensados en un tanque venteado a la atmósfera como se muestra en el Ilustración 2-43, por lo que se pierde el vapor flash y la energía latente, sin embargo, se puede proponer utilizar un tanque flash que redirige el vapor flasheado aprovechándolo para propósitos de calentamiento (TLV, 2020).

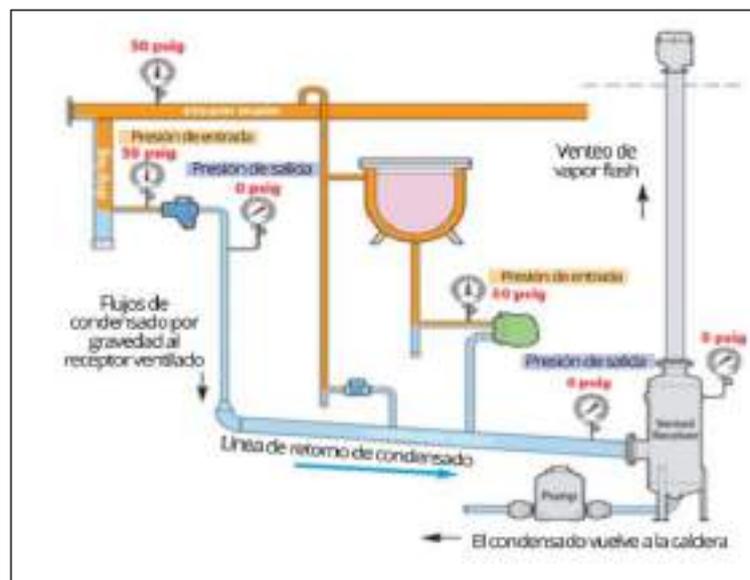


Ilustración 2-43: Sistema de retorno de condensado por gravedad

Fuente: (Master SI, 2022).

El segundo presurizado sirve de alimentación directa de condensados a la caldera por lo cual se pierde menos energía, pero su costo de implementación y mantenimiento es mucho más caro, resulta rentable en altas cargas de vapor. El tercero tipo aprovecha el calor de los humos de la chimenea para calentar el agua de alimentación, a través de un economizador también se considera costoso, pero pudiendo elevar la eficiencia de caldera entre un 4 -5,8% (fenercom, 2012; TLV, 2020).

Dentro de un sistema venteados a la atmósfera el cual es utilizado en la mayoría de sistemas de vapor pequeños para evitar que el vapor flash se pierda, se puede proveer de una configuración tipo inyector de vapor de acero inoxidable (ver Ilustración 2-44) introduciéndolo directamente bajo el nivel del agua del tanque de alimentación para aprovechar tanto el calor latente como el sensible \dot{Q}_{inj} . (Merritt 2015, p. 158) para ello se debe agregar válvulas antisifon contiguas al inyector de vapor (PASS 2018).

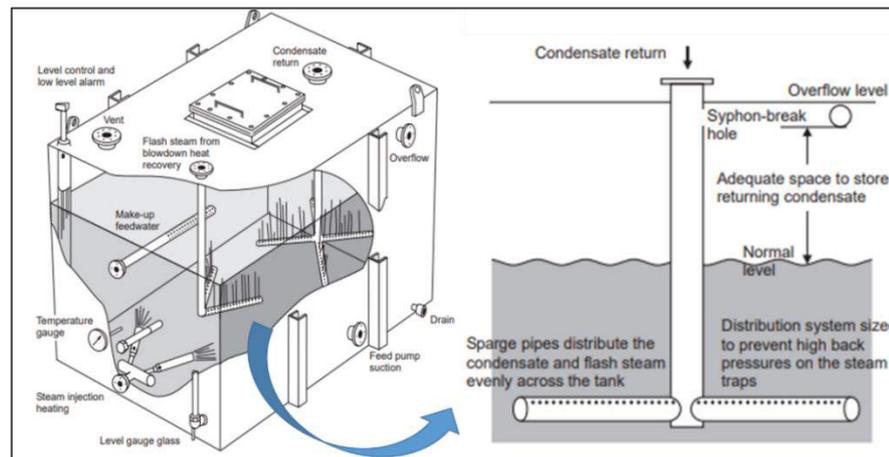


Ilustración 2-44: Calentamiento del agua de alimentación por inyección de vapor

Fuente: (GESTRA, 2021).

$$\dot{Q}_{inj} = \dot{m}C_p(T_{inj} - T_f) = \frac{m_o \bar{C}_p (T_f - T_o)}{t} \quad (208)$$

- *Requerimientos técnicos generales para un sistema de retorno de condensados*

La tubería debe cumplir con la regulación del código ASME/ANSI B.31 1 para tuberías a presión, debe tener un grosor Schedule 80 y material de acero negro extrafuerte, ASTM A-53 Grado B sin costura, las válvulas globo, ángulo, compuerta y check deben ser de aleaciones resistentes a la corrosión como hierro dúctil o bronce. Además todo el sistema debe estar diseñado primero para drenar por gravedad hacia el tanque receptor o hacia la bomba de retorno de condensados, esta última incluso puede llegar a ubicadas en pozos o zanjas (University of Missouri, 2013). Para mezclas bifásicas, la velocidad intolerable erosiva se estima:

$$V_e = \frac{C}{\sqrt{\rho_{l-v}}} \quad (209)$$

Donde C=150 o 250 si el proceso es continuo o intermitente respectivamente (Sani et al. 2019, p. 623). En ARI-Armaturen (2018, p. 94) se sugiere que la dimensión de la tubería debe posibilitar que la

velocidad de la mezcla de condensado y vapor flash no supere los 10 m/s (si la línea de condensado a instalarse es de retorno seco) y la velocidad del líquido ideal debe ser de 2 m/s para retorno húmedo (ver Ilustración 2-45). Para mezcla vapor flash-condensado el diámetro de tubería es:

$$D = \sqrt{\frac{354(\dot{m}_{l-v})(x_{\text{flash}})(\dot{v}_{\text{flash}})}{v}} = [\text{mm}] \quad (210)$$

Solo para liquido:

$$D = \sqrt{\frac{354(\dot{m}_l)}{v}} = [\text{mm}] \quad (211)$$

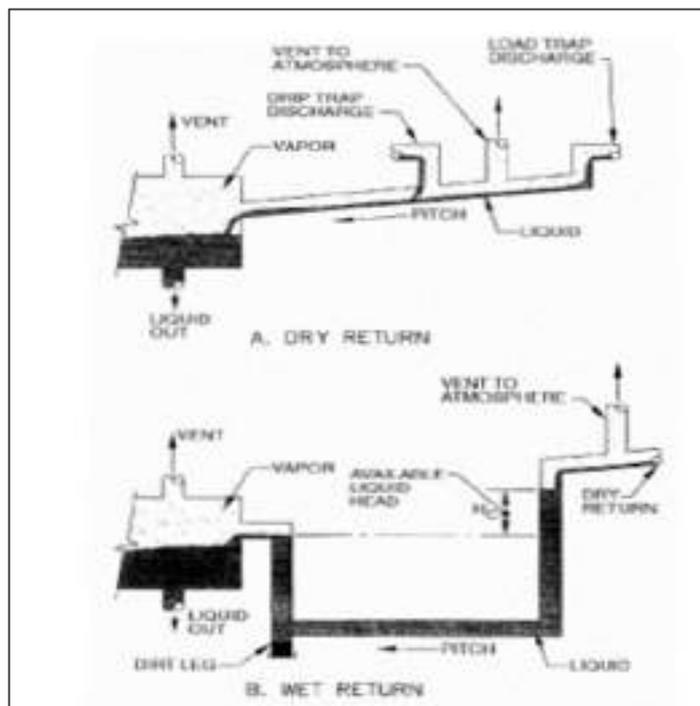


Ilustración 2-45: Sistema de recolección seca y húmeda para condensados

Fuente: (Parsons, 2001, p. 35).

Los serpentines de calentamiento deberán tener al menos una trampa de vapor tipo flotador termostático, así como las tuberías encaquetadas una trampa de vapor de presión balanceada para drenar el condensado de forma efectiva (ver Ilustración 2-46), si el condensado recuperado tiene que ser elevado por a una línea por encima, se debe utilizar una bomba-de condensado (Spirax Sarco, 2020a; 2020d).

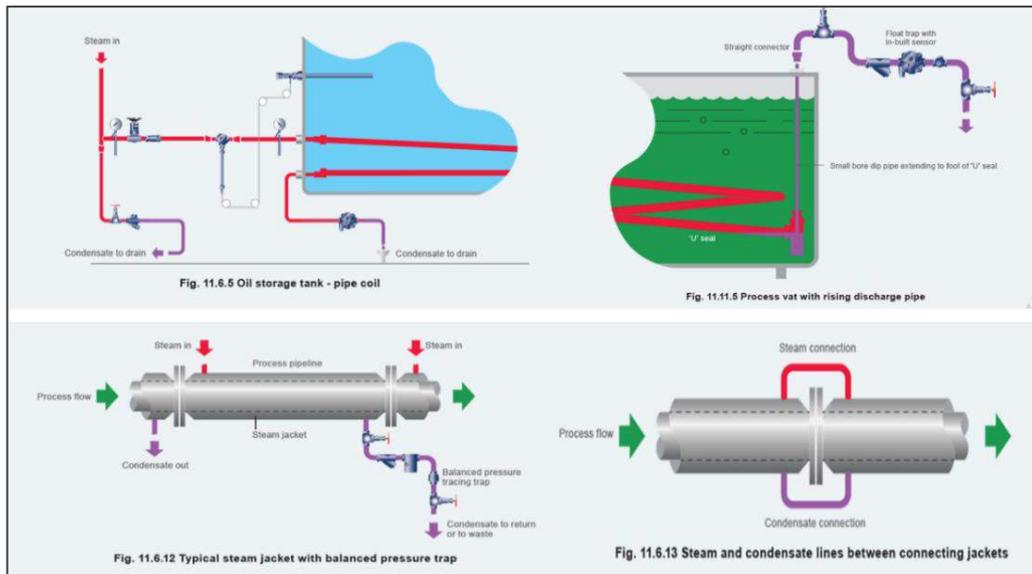


Ilustración 2-46: Configuración de trampas de vapor para drenaje de condensados

Fuente: (Spirax Sarco, 2020a; 2020d).

De acuerdo con Venegas-Reyes et al. (2019, p. 12) el costo referencial el año 2016 para tuberías de acero al carbono de una pulgada Schedule 40 por cada 6,1 metros fue de 23,52 USD, así mismo conforme a (Nouri y Lucke, 2021, p. 78) se puede estimar un radio de 1,31 entre el costo de tuberías de acero Schedule 80 y Schedule 40.

Tabla 2-19: Costo de tuberías de acero al carbono

Nominal Diameter [Inches]	Pipe Cost [USD]
0.75	\$ 15.61
1.00	\$ 23.52
1.25	\$ 31.95
1.50	\$ 40.92
2.00	\$ 60.42
2.50	\$ 82.04
3.00	\$ 105.78
4.00	\$ 159.58
6.00	\$ 292.52
8.00	\$ 459.25

Fuente: (Venegas-Reyes et al., 2019).

En las etapas inicial de estimación de costos unas veces conocidas con una menor o mayor precisión la dimensión y especificación de la tubería, cantidad; tipo y tamaño de válvulas, uniones y accesorios se estiman los precios individualmente y se añaden los factores de entrega, instalación, instrumentación etc. Ver información provista por trabajos previos, similares o cotizar directamente con proveedores.

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

El primer desafío se presenta en definir los límites del sistema a evaluar, un sistema de acuerdo con Viteri (2015) es un conjunto de elementos interconectados que guardan relación entre sí y con su ambiente, el cual pierde su funcionamiento óptimo si se eliminan uno o varios elementos de este. Por ejemplo, un sistema que consume energía puede ser un edificio o planta industrial, un área específica del edificio o planta industrial, un equipo o sistema de equipos, e incluso una o una colección de piezas de un equipo (Canada y Conservation, 2011).

Tomando algunos ejemplos, tal cual como lo delimitan en sus trabajos académicos: Bohórquez (2015) “Auditoria energética para un circuito de vapor y condensado”; Obispo (2019) “Auditoria Energética térmica a un sistema de vapor” o Álvarez (2016) “Eficiencia energética para una red de distribución de vapor en una industria de alimentos “

En este trabajo se delimitó al conjunto de elementos que para su funcionamiento integral requieren de la generación y aprovechamiento del vapor y su energía. Es decir, El proceso de acondicionado y calefacción del aceite de palma para elaborar alimento balanceado peletizado, en otros términos, este sistema abarca tanto la generación, distribución, consumo, pérdidas y desperdicios de energía térmica siendo el medio calefactor el vapor y/o los condensados.

3.1.1. Recolección de datos e información del sistema y proceso operativo

La técnica de auditoria energética o evaluación de energía industrial (ver sub-acápites 2.14.1 y 2.14.2) empezó a través de entrevistas con el staff de ingenieros, operarios, visitas técnicas recurrentes a las instalaciones de la empresa donde se solicitó la información del proceso productivo, equipos, materiales, dimensiones, documentos de equipos e histórico de facturas energéticas.

Tabla 3-1: Información requerida para evaluación de energía industrial

Capacidad y variables operacionales de trabajo de caldera (presión y temperatura)	<input checked="" type="checkbox"/>
Eficiencia de caldera nominal y/o flujo promedio de vapor generado.	<input checked="" type="checkbox"/>
Porcentaje de tasa de purga.	<input checked="" type="checkbox"/>
Horas de operatividad de planta al año.	<input checked="" type="checkbox"/>
Temperatura y flujo promedio de agua de alimentación.	<input checked="" type="checkbox"/>
Costo de combustible y galones de combustible consumido por año.	<input checked="" type="checkbox"/>

Toneladas producidas de balanceado y capacidad calorífica	<input checked="" type="checkbox"/>
Presión y temperatura de mezcla molida en pre y post acondicionado	<input checked="" type="checkbox"/>
Capacidad, dimensión y estado actual de peletizadora	<input checked="" type="checkbox"/>
Descripción del sistema de recuperación de condensado, almacenamiento y distribución de aceite de palma	<input checked="" type="checkbox"/>
Temperatura de tanques de aceite de palma en dosificado	<input checked="" type="checkbox"/>
Dimensiones de tuberías, tanques de aceite de palma, modos y tiempos de calefacción	<input checked="" type="checkbox"/>
Condiciones operativas de trampas de vapor y de apertura de válvulas de bola de bypass	<input checked="" type="checkbox"/>
Cantidad y temperatura de condensados no aprovechados.	<input checked="" type="checkbox"/>

Realizado por: Vaca, S., 2023

Los cantidades o flujos de masa y energía que interesaron son los que atraviesan los límites del sistema definido, en aquellos casos donde no se pueda medir directamente se realizaron estimaciones cuantitativas y/o cualitativas, proporcionados por los operarios o jefe de planta con experiencia para minimizar el grado de incertidumbre.

Para tomar mediciones directas desde un flujo, estas resultan efectivas siendo puntuales debido a que obedecen a condiciones sin cambios o poco variables, sin embargo, en las que haya más variabilidad se harán múltiples mediciones en varios intervalos de tiempo para obtener un valor promedio representativa a dichas condiciones. Por ejemplo, se estableció un valor promedio conservador para la temperatura ambiente, humedad relativa y velocidad del viento durante las 8 horas operativas, que produzca el menor riesgo de sobredimensionar o subdimensionar los resultados debido a la variabilidad de los datos:

Tabla 3-2: Condiciones ambientales del sitio a evaluar

T. amb. externa. 18 °C	T. amb. interior: 23 °C
V. viento ext.: 2,6 m/s	V viento interior: reposo-1m/s
% HR: 60%	
Altitud/Presión: 1800 msnm / 0.81361 bar(abs)	

Realizado por: Vaca, S., 2023

A partir de los datos proporcionados por la empresa sobre el proceso batch, las capacidades de producción en promedio fueron 4.000kg/h en alimento para lechones, 6.500 para pollos y 8.000 para cerdos, cuyes y ganado lechero. En el periodo de recolección de información, una cantidad de 7.330 toneladas de producto fueron elaboradas, el 54,57% correspondieron alimento para pollos; 35,74% fueron para cerdos; 5,87% para lechones; 2,46% para cuyes y 1,36% para ganado lechero. Por otra parte, se registró un consumo de combustible de 11.104,12 galones de diésel y

9.274 toneladas métricas totales de producto elaborado durante el año 2020, el costo de combustible aumentó 300% desde la primera visita técnica y se ha establecido con poca variación en 3,14 USD.

En cuanto a las propiedades termodinámicas del vapor y condensados estas pueden hallarse en función de la temperatura, presión o entalpía desde las tablas de vapor en cualquier punto. Por otra parte, las propiedades de los combustibles tal como su poder calorífico, densidad o composición química se pueden calcular empíricamente o extraer de datos bibliográficos. Las características del tipo de alimento y sus variables de elaboración se deben estimar por confidencialidad.

3.1.2. Pre diagnóstico del sistema

Se vio necesario incorporar listas de verificación, las cuales consistieron en otorgar una calificación cualitativa a cada sección del sistema a través de una puntuación cuya suma de valores se representa de forma porcentual, en donde los resultados más bajos obtenidos representaron condiciones no conformes, observaciones o problemas; aplicándose por área y sub-áreas esto es semejante a contar con un “mapa de color” donde se puede visualizar donde aplicar las mejoras oportunas.

Tabla 3-3: Áreas operativas a evaluar mediante lista de verificación

Área general a evaluar	Calidad de Sub-áreas
Generación de vapor	-Acondicionamiento y control de calidad y de agua de alimentación de caldera -Control del rendimiento de caldera -Control de aire y combustible -Control de calidad de combustión -Manejo de pérdidas energéticas y disposición de purgas
Distribución de vapor y condensados	-Dimensionamiento de tuberías de vapor, condensados y trampas de vapor -Manejo de pérdidas energéticas -Efectividad del sistema de recuperación de condensados -Efectividad- eficiencia del calentamiento de aceite de palma
Consumo de vapor	-Aprovechamiento de calor en el proceso de acondicionado del balanceado -Manejo de pérdidas de calor en el acondicionado

Realizado por: Vaca, S., 2023

3.1.3. Análisis energético

3.1.3.1. Eficiencia de combustión y exceso de aire requerido

Se requirió realizar el análisis de gases de combustión (Anexo D) para encontrar la concentración de O₂, CO y CO₂, temperatura de gases y número de humos.

Tabla 3-4: Parámetros para el cálculo de eficiencia de combustión

Parámetro	Unidades	Método	Instrumento de medición
% contenido de gases de combustión	%CO ₂ %O ₂ %CO, %SO ₂ , %NO, %H ₂ O, % hollín	Medición directa	Analizador de gases portátil y prueba de humos Bacharach ECA 450 (Anexo D)
Temperatura de gases de chimenea	°C Numero de humos		
% de constituyentes del combustible	%C %H %N ₂ %S, %O ₂	Dato bibliográfico	-
Poder calorífico superior del combustible	MJ/kg	Calculado	-
Perdidas de calor: Calor sensible, latente, incombustión, purgas y con el entorno	MJ/h	Calculado	-
Entrega de combustible en llama alta y llama baja	kg/h	Calculado	Manual de equipo

Realizado por: Vaca, S., 2023

Con estos datos junto con ecuaciones completaría para hallar el exceso de aire se realizó el balance de masa y energía para hallar la eficiencia de combustión y pérdidas de calor por gases, una disminución de la eficiencia de combustión se relaciona con un exceso de aire y/o una combustión incompleta.

3.1.3.2. Eficiencia cíclica de servicio y eficiencia cíclica vapor combustible

El cálculo de la eficiencia de servicio y eficiencia vapor combustible que representa el comportamiento de la caldera a una carga determinada es un método de cálculo iterativo (ver Ilustración 3-1).

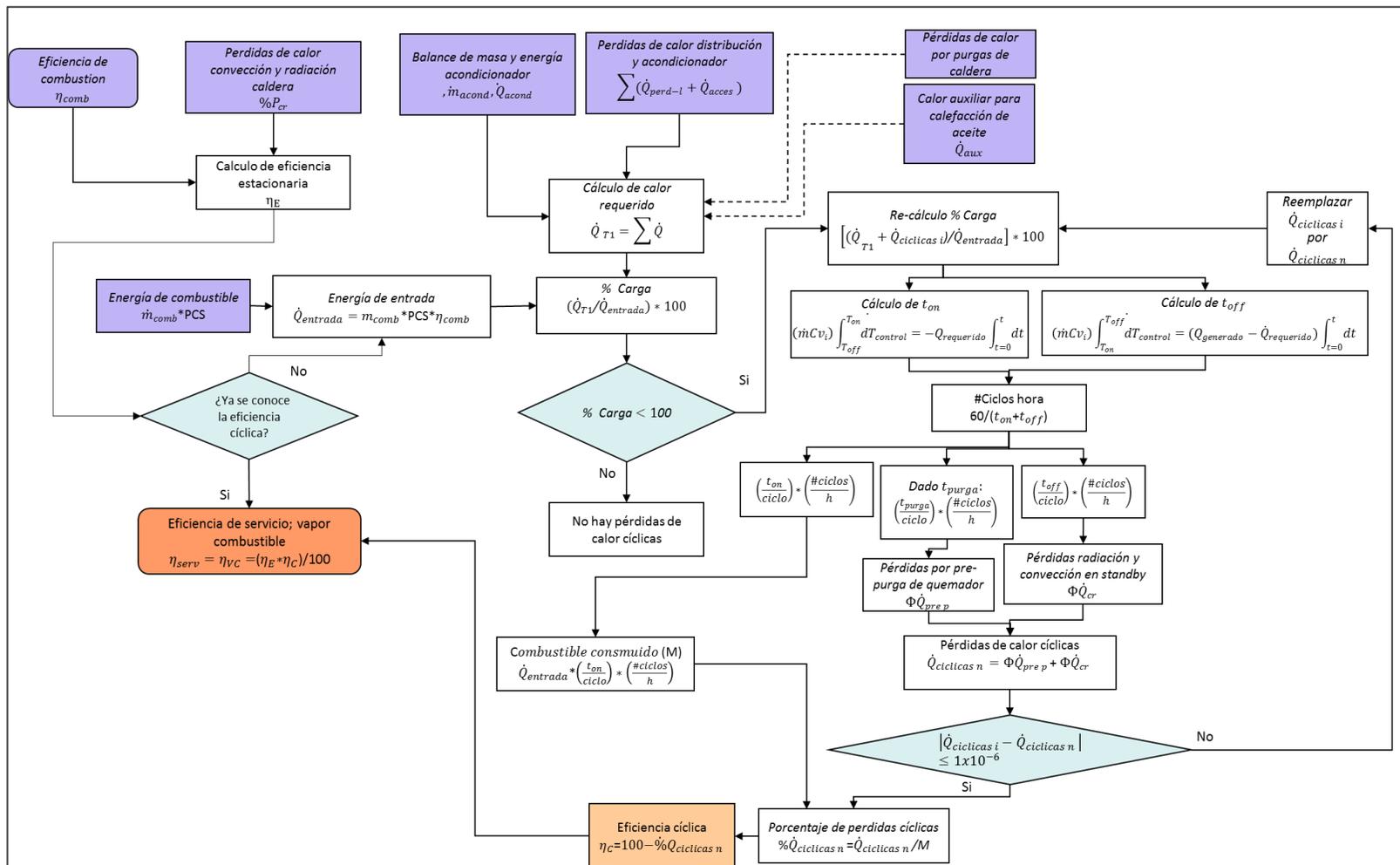


Ilustración 3-1: Diagrama de flujo de metodología para el cálculo de la eficiencia de servicio y eficiencia vapor combustible

Realizado por: (Vaca, S, 2023).

3.1.3.3. Consumo de energía térmica por proceso

En el presente proyecto se evaluó de manera general del uso de energía térmica de acuerdo a la disposición específica y distribución de equipos, para ello se elaboraron diagramas de flujo de energía con el fin de levantar un inventario térmico anual para ilustrar los principales flujos de energía térmica dentro y fuera del entorno y subsistema definidos, donde la suma de los flujos de salida debe ser igual a la energía provista a la entrada conforme al primer principio de conservación y las ecuaciones de transferencia de calor; posibilitando ilustrar y reconocer oportunidades de recuperación y reducción de consumo de combustible.

Tabla 3-5: Parámetros y variables para levantamiento de inventario térmico del sistema

-	subsistema	Consumo diésel	Parámetro/variable	Unidades	Método utilizado	Instrumentación
Balance de masa y energía estacionaria	Acondicionado	USD/año MJ/año gal/año	Temperatura de mezcla molida	°C	Bibliografía	-
			Calor específico de mezcla molida	MJ/kg°C	Bibliografía	-
			Humedad inicial de mezcla molida	% base seca	Medición directa	Balanza de humedad PCE-MA 110
			Humedad final de mezcla molida	% base seca	Medición directa	Balanza de humedad PCE-MA 110
Transferencia de calor transitoria y transferencia de calor estacionaria	Precalentamiento, calefacción y mantenimiento de temperatura de aceite de palma	USD/año MJ/año gal/año	Dimensión de tanques	m	Medición directa	Flexómetro
			Temperatura aceite frio	°C	Medición directa	Termografía (ver Fig. aa)
			Temperatura aceite caliente	°C	Medición directa	Termografía (ver Fig. aa)
			Dimensión de tubería y de serpentín	m	Calculado	
			Flujo másico de Vapor/condensado	kg/h	Calculado	-
			Propiedades fisicoquímicas del aceite de palma	-	Bibliografía	-

Transferencia de calor estacionaria	Perdidas de calor al entorno	USD/año MJ/año gal/año	Temperatura de pared	°C	Medición Directa	Cámara termográfica / termómetro infrarrojo
			Dimensión de tubería interna y grosor de aislamiento	m	Estimación	
			Dimensión de acondicionador	m	Medición	Flexómetro
			Propiedades térmicas de fluidos y materiales	--	Bibliografía	-
Balance de masa y energía	Calor residual	USD/año MJ/año gal/año	Temperatura de condensado caliente (salida)	°C	Medición directa	Termómetro bimetálico

Realizado por: Vaca, S., 2023

3.1.3.4. Estimación de ahorro económico de cada una de las medidas y estrategias operacionales

Posterior al consumo energético, se dio a conocer a la empresa en que modificaciones y ajustes técnicos con el menor gasto es posible invertir, su capacidad de ahorro de energía y tiempo de recuperación.

Tabla 3-6: Indicadores de ahorro energético y económico para la empresa

Indicador / resultado	Unidades	Método
Ahorro energético	MJ/año – kg diesel/ año	Por calcular
Ahorro económico	USD/ año	Por calcular
Inversión necesaria	USD	Bibliografía
Recuperación de inversión (Payback simple)	Meses --año	Por calcular

Realizado por: Vaca, S., 2023

CAPÍTULO IV

4. CÁLCULOS Y RESULTADOS

En este capítulo se expone una descripción grafica previa de cada sistema y la inclusión de hojas de verificación o pre evaluación pos-inspección, para percibir tanto las áreas que requieren mayor atención referente al ahorro energético. Seguidamente se desarrollan los modelos de cálculo empleados para conocer, cuantificar los flujos másicos y de energía. Finalmente se estiman y proponer mejoras, con su respectivo ahorro energético y económico, costo aproximado de implementación y tiempo de recuperación.

4.1. Descripción e del sistema de distribución de vapor hacia el acondicionador

Se describe el sistema actual a evaluar el cual se ilustra en la Ilustración 4-1, donde el vapor destinado al acondicionador es generado en la caldera pirotubular (2-2') alimentada con agua tratada por una bomba de alimentación (1), el vapor es llevado por una tubería principal con el control de válvulas de bola de apertura y cierre (3), al arribo, el condensado y humedad producto de pérdidas de calor es retirado por un separador de vapor y dos trampas de vapor (3'-4). A continuación, se cuenta con una estación reductora de presión con válvula de estrangulamiento (4') y posterior a la reducción de presión se tiene una válvula de globo manual para la adición controlada de vapor por el operador (peletizador) según el producto que se esté elaborando (5).

El proceso termodinamico hacia el acodicionado se expresa tambien en la Ilustración 4-2, en funcion de un diagrama de Presion vs. Entalpia, mientras que las propiedades termodinámicas del vapor en cualquier punto del sistema descrito pueden hallarse en función de nanómetros ubicados en los puntos 2-4-4'-5 y un termómetro adosado en 1. Allí, también se evidencia que el condensado final recolectado (línea entrecortada) debería idealmente ser retornado a la caldera como agua de alimentación. Por otra parte, el sistema no cuenta con medidores de flujo o caudal para ninguna corriente.

Además, se observa que cuanto más drástica se produzca la reducción de presión (4-4'), el vapor aumenta en calidad, pudiendo emplearse en tres tipos: vapor húmedo (menor calidad), vapor seco o vapor saturado (buena) y sobrecalentado (mejor calidad) según las necesidades o condiciones, mientras que el radio de reducción de presión promedio es cercano a 2:1.

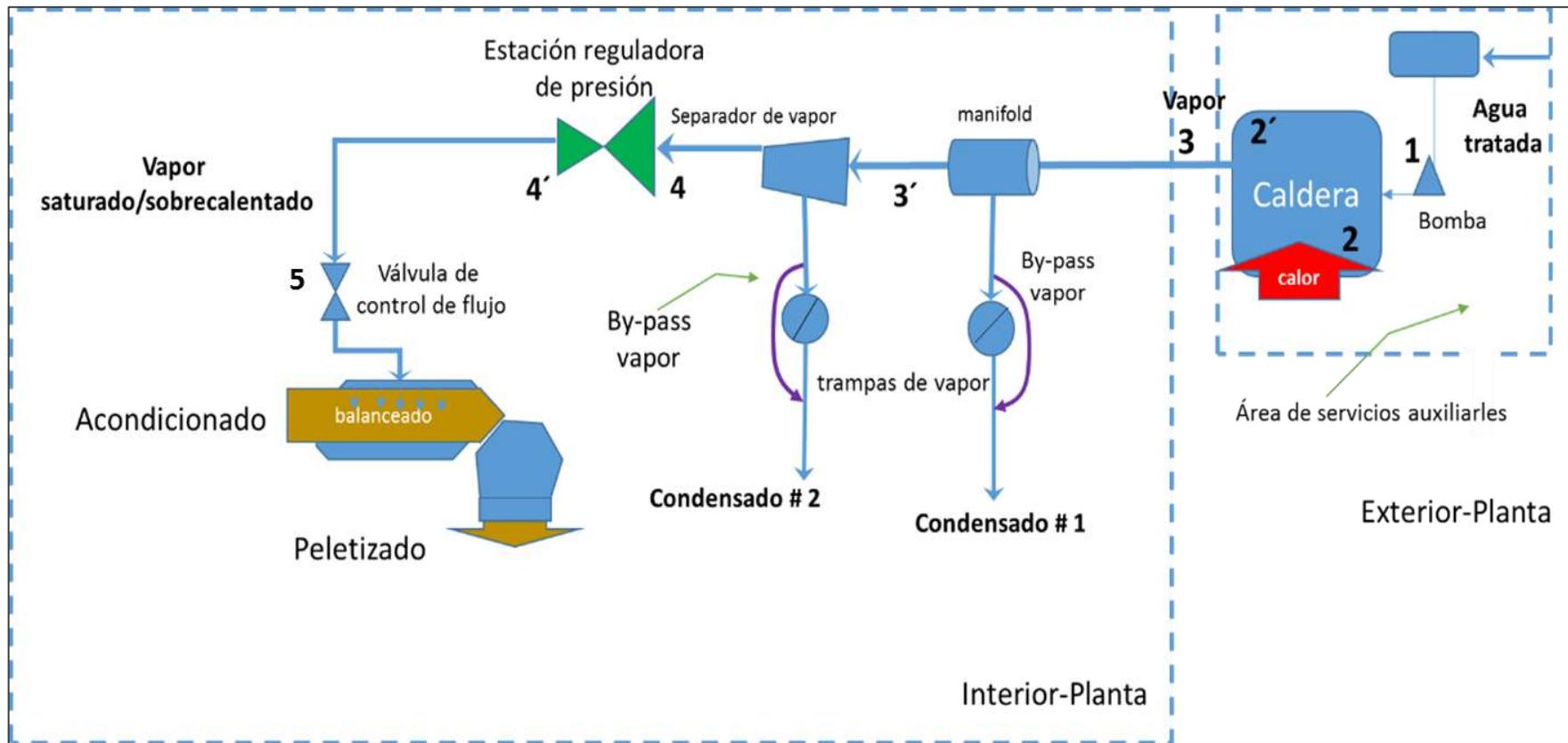


Ilustración 4-1: Distribución de vapor hacia el acondicionador

Realizado por: (Vaca, S, 2023).

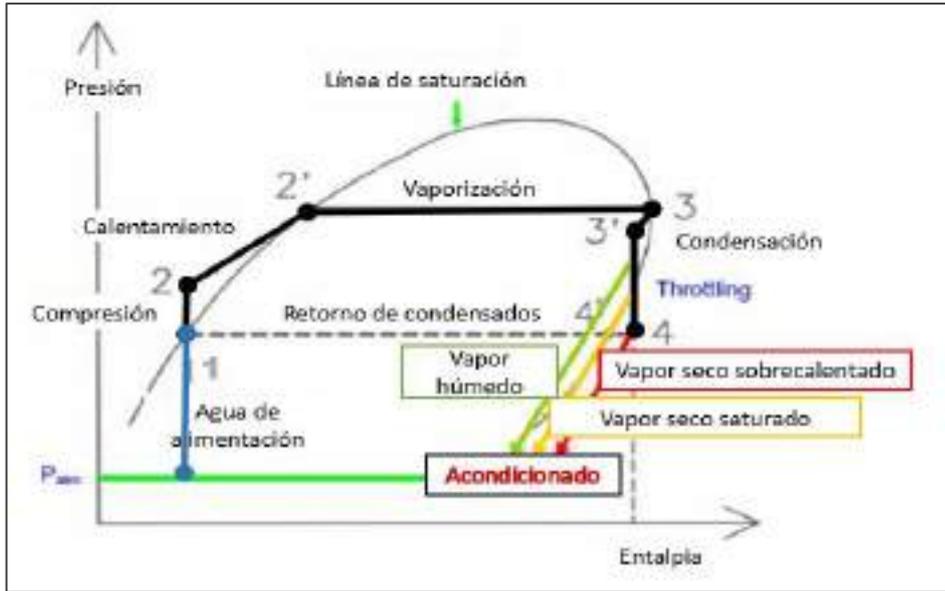


Ilustración 4-2: Ciclo termodinámico del vapor ideal para acondicionamiento de balanceado

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-1: Reducción de presión de vapor hacia el acondicionador

Rango de presión operativa de caldera	80-65	91,8-76,8
	Psig	Psia
Presión reducida	40	51,8
	Psig	Psia

Fuente: Biopremix Cía. Ltda. 2021.

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.2. Descripción del sistema de calefacción de aceite de palma

Como se ilustra enteramente en la Ilustración 4-5, técnicamente la planta., mantiene instalado y utiliza de un “sistema de recuperación de calor”, para el aprovechamiento directo sea de condensados y/o vapor para el calefaccionado del aceite de palma. Donde estas corrientes parten desde las trampas de vapor de la tubería de vapor principal (ver Ilustración 4-3 y 4-4); denominadas Línea 1 y línea 2 respectivamente, de ahí que, el diseño actual resulta siendo una buena práctica de eficiencia térmica, pero no totalmente concluyente, ya que en contraposición, no se termina de aprovechar la recirculación de estos flujos hacia la caldera como alimentación, tanto como vapor/ vapor flash y/o condensados los cuales actualmente terminan en el alcantarillado (ver Ilustración 4-6), así también existen amplias perdidas de calor en estas líneas debido a que estas no están aisladas térmicamente.

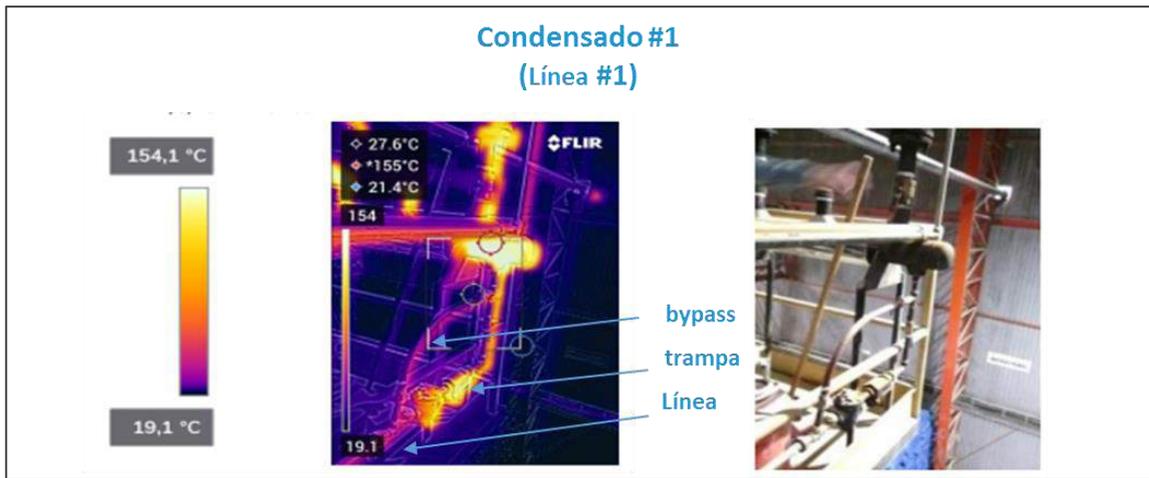


Ilustración 4-3: Punto de partida actual de sistema de calefacción de aceite para línea 1

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

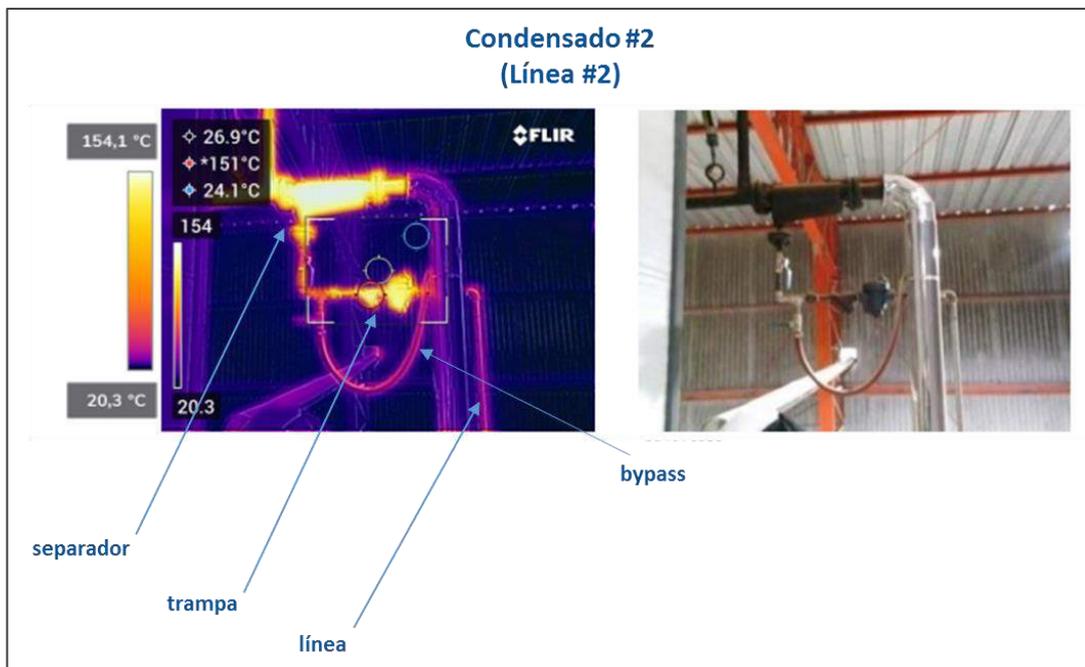


Ilustración 4-4: Punto de partida actual de sistema de calefacción de aceite para línea 2

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021)

Realizado por: Vaca, S., 2023

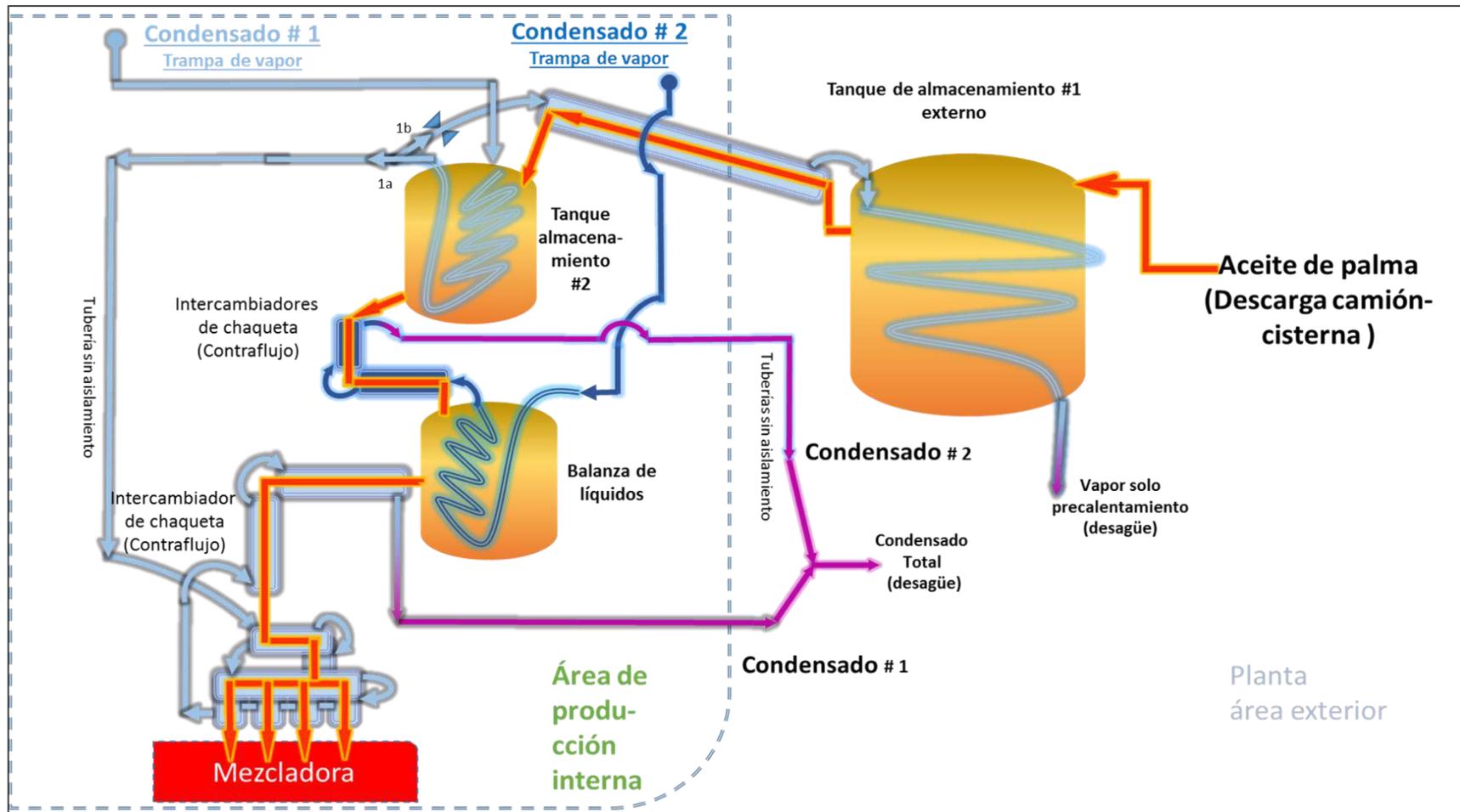


Ilustración 4-5: Sistema actual de recuperación de condensados Biopremix Cía. Ltda.

Realizado por: Vaca, S., 2021

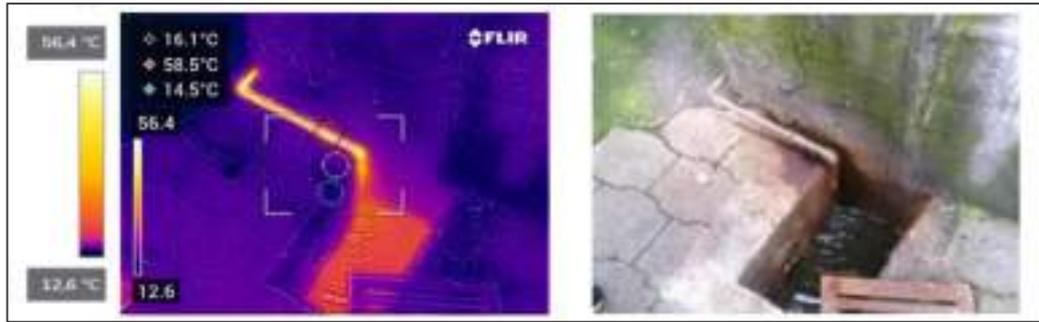


Ilustración 4-6: Descarga actual de condensados de línea 1 y 2 al desagüe.

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda, 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se pueden diferenciar tres modos de calefacción durante una jornada operativa, en el que se aprovecha el intercambio de calor indirecto en chaquetas y serpentines sumergidos hacia el aceite. Vale mencionar que el sistema no cuenta con medidores de flujos, sensores de temperatura, ni presión, aún menos de un sistema de control automático en función de la carga térmica requerida. Por lo cual, sin contar con ningún tipo de dispositivos de medida y desconociendo actualmente la demanda térmica real y el tiempo mínimo para ejecutar una calefacción precisa, los modos operativos que se ejecutan actualmente se realizan al “ojímetro”, a causa de esto el sistema es bastante propenso a desperdiciar calor o a proveer una calefacción deficiente. Estos modos se describen a continuación:

- En el encendido o arranque de caldera, cuando se inicia un turno operativo matutino, las válvulas de bola que anteceden a la trampa de vapor se mantienen cerradas, mientras que las válvulas de bola de by-passes aledañas a las trampas de vapor se mantienen totalmente abiertas para hacer uso del vapor que se va generando progresivamente hasta cuando la caldera alcanza la presión operativa en un tiempo de 30 min hasta 1 hora con 30 min; dependiendo las condiciones iniciales en caldera y ambientales. Esta modalidad tiene el objetivo de que toda la tubería que facilita el transporte de aceite de palma se caliente única y rápidamente, también durante este tiempo se provee un calentamiento progresivo del aceite almacenado que puede o no llegar a la temperatura óptima de descarga, así mismo según sean las condiciones (temperatura) iniciales y ambientales.
- Cuando el tiempo de arranque y precalentamiento ha concluido; se intenta que su finalización coincida con el inicio del proceso de producción donde el vapor es requerido en su totalidad para el acondicionamiento o al menos entre un 80 a 90%, para lo cual se cierran las válvulas de bola de los by-passes de vapor de las líneas 1 y 2, y se abre la válvula de bola que antecede a las trampas de vapor, esto provoca únicamente el egreso de condensado como

medio calefactor para tuberías y taques: el cual puede ser o no suficiente para contrarrestar las pérdidas de calor y mantener la viscosidad del aceite en óptimas condiciones de descarga. El tiempo de trabajo en esta modalidad puede prologarse durante la totalidad restante del tiempo operativo producción, empero, la cantidad de tiempo efectivo dependerá las condiciones ambientales, es decir a menor temperatura ambiente diaria o estacional, mayor será el requerimiento térmico, es entonces cuando puede entrar el siguiente modo operativo de forma intermitente.

- Si se percibe que la temperatura ambiente externa es más baja que la media y/o se requiere aumentar la temperatura del aceite rápidamente durante la producción, se suele abrir parcialmente la válvula de uno o de ambos by-passes, se estima que esta variante de apertura intermitente de vapor suele ocupar un 1/3 del total del tiempo operativo como una forma empírica de mantener el aceite caliente; sin embargo, no se abre totalmente la válvula de vapor, sino siempre menos del 50% por el riesgo que lleva acarrear condensado junto con vapor (flujo bifásico), mucho más si la línea posee un espesor no adecuado y un diámetro inferior al de la línea principal lo que eleva las velocidades pudiendo provocar golpe de ariete y erosión

Las dimensiones de tanques, así como mediciones de temperatura interna del aceite de palma respectivamente se especifican en la siguiente tabla:

Tabla 4-2: Dimensiones y capacidad de los tanques de almacenamiento de aceite de palma

Tanque	Cap. (gal US)	Diámetro (m)	Altura Cilíndrica (m)	Diámetro drenaje (m)	Fondo cónico ángulo (°)	Generatriz cónica (m)	Llenado % 100	Volumen líquido (m ³)	Pérdida . de calor
Externo	2500	1,8	3,7	0,052	45	1,24	0,9	8,47	\dot{Q}_{TE}
Interno	700	1,4	1,5	0,052	45	0,95	0,9	2,08	\dot{Q}_{TI}
Balanza interna	250	0,95	1,1	0,052	45	0,64	0,9	0,60	\dot{Q}_{TiB}

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

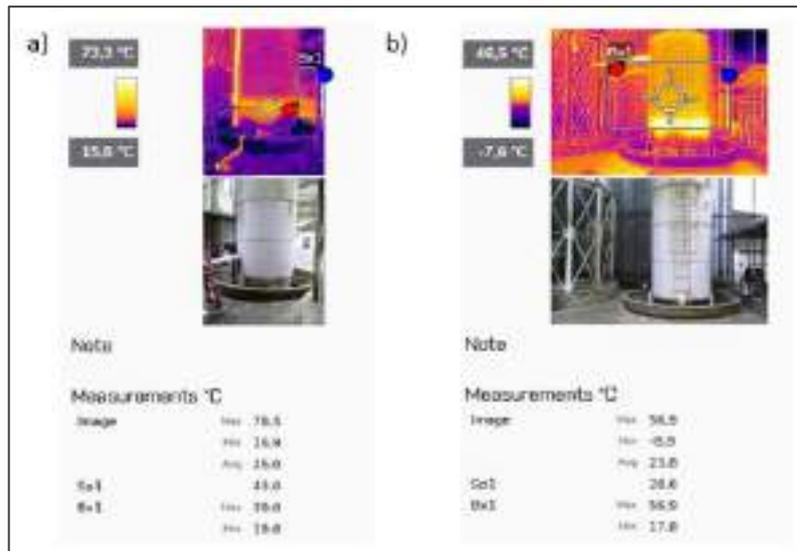


Ilustración 4-7: Termografía de tanque externo

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda, 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Dónde: a) Temperaturas promedio del tanque externo en modo precalentamiento y b) temperaturas promedio del tanque con aceite calefaccionado. De las imágenes termográficas se puede deducir los siguientes valores de tempetura:

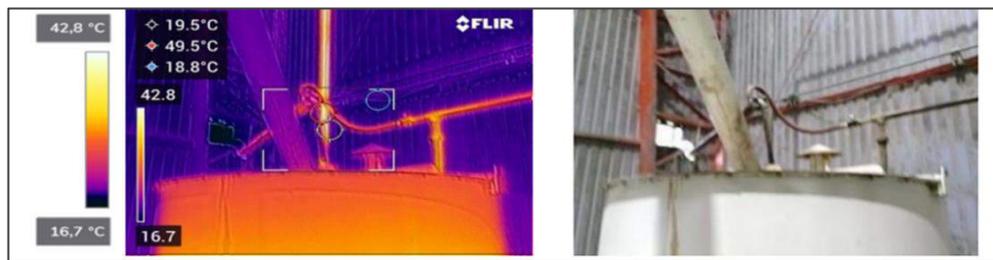


Ilustración 4-8: Termografía de tanque interno

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda, 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023



Ilustración 4-9: Termografía de tanque interno-balanza

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda, 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-3: Interpretación de medición de temperatura de tanque externo

Locación		Parámetro	temperatura	Observación
Tanque externo	(a)	Temperatura promedio de aceite en caliente Tanque externo (° C)	Color amarillo anaranjado ≈ 41	<ul style="list-style-type: none"> • 4/5 de tanque consumido • Hora de toma de imagen N/A. (producción) • Por debajo de temperatura optima de descargo
		Temperatura de vapor entrada (° C)	≈ 78,5	--
		Temperatura de condensados salida (C)	≈ 57	--
	(b)	Temperatura promedio de aceite en frio Tanque externo (°C)	≈ 31	<ul style="list-style-type: none"> • La toma se realizó en primer día de labores, 1 h antes de empezar operaciones, con un tiempo de enfriamiento previo aprox.48 horas aprox. • Sin aportación de calor
		Temperatura cercana al serpentín (°C)	≈ 46,5	
		Gradiente de temperatura en el fondo (alta estratificación)	≈ 27	<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura del fondo 19°C más baja que la temperatura más caliente
Tanque interno		Temperatura de aceite	<42,6	<ul style="list-style-type: none"> • La toma de temperatura se realizó en hora de producción • T. por debajo de la temperatura optima de descarga
		Temperatura de tubería calefacción con condensado	42,8	<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura menor a la de saturación (evidente pérdida previa de calor latente y sensible del condensado) • Válvula de bypass de vapor cerrada
Tanque interno balanza		Temperatura de aceite	44,9-42,6	<ul style="list-style-type: none"> • Muy cercana a la temperatura optima de descarga
		Temperatura de tubería enchaquetad con calefacción con vapor	93,4	<ul style="list-style-type: none"> • Cercana a la temperatura de saturación (solo pérdida de calor latente) • Válvula de bypass de vapor parcialmente abierta

Realizado por: Vaca, S., 2023

	Acción correctiva:	<u>Requiere acción correctiva urgente</u>	-Se desconocen: tasa promedio de vapor generado; tasa de combustible consumido, numero de boquillas instaladas, si el dimensionado de caldera instalada es el correcto, la eficiencia de vapor-combustible, eficiencia de servicio y eficiencia de combustión
			-Se realizan purgas de fondo manuales.

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-5: Hoja de verificación para línea principal de vapor

Analista: Sebastián Vaca Fecha: 07/2021 Lugar/sitio: Biopremix Cía., Ltda. Área de producción Nº de hoja: 02			2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	2.1	0	2.1	2.1	2.1	2.1	5	2.1	6	2.1	2.1		
			aislamiento en excelentes condiciones	aislamiento en condiciones regulares	sin aislamiento o en malas condiciones	aislamiento removible para bridas, válvulas o reguladores de presión	si no existen fugas de vapor	si hay fugas de vapor menores en válvulas, sellos, trampas de vapor etc.	el sistema de vapor tiene bastantes fugas	si el sistema de control a cada área es adecuado	si el sistema de control a cada área es solo un control general	si el sistema de control tiene poco o ningún control sobre la temperatura del área.	si se utilizan procedimientos operativos estándar definidos.	si se sigue un programa definido de mantenimiento preventivo.	si el equipo se mantiene o repara solo cuando se descomponen.	si el área se acondiciona sólo cuando está ocupada.	si el área está acondicionada todo el tiempo sin importar la ocupación.	si el control de zona es bueno y ciertas áreas se pueden asegurar cuando no están en uso	si el control de zona solo permite asegurar áreas generales	si el control de zona no se puede asegurar	TOTAL			
Núm.	Sub-área /ubicación	valores guía	2	1	0	2	2	1	0	2	1	0	1	1	0	1	0	2	1	0				
		valor max = 13																						
1	Línea principal para vapor		X	1	X	X	X	1	X	2	X	X	1	1	X	1	X	2	X	X			9	

			Observaciones:
	Calificación:	$= (9 \cdot 100) / (13 \cdot 1) = 69,2$	Línea principal debido a la humedad externa posible corrosión bajo aislamiento (CUI) ya que se visualiza una fuga menor de vapor
	Acción correctiva:	<u>Diagnóstico para una potencial acción correctiva</u>	

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-6: Hoja de verificación para línea 1 -2 vapor/condensados

Analista: Sebastián Vaca Fecha: 07/2021 Lugar/sitio: Biopremix Cía., Ltda. Área de producción Nº de hoja: 03			3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	
			aislamiento en excelentes condiciones	aislamiento en condiciones regulares	sin aislamiento o en malas condiciones	aislamiento removible para bridas, válvulas o reguladores de presión	si no existen fugas de vapor	si hay fugas de vapor menores en válvulas, sellos, trampas de vapor etc.	el sistema de vapor tiene bastantes fugas	si el sistema de control a cada área es adecuado	si el sistema de control a cada área es solo un control general	si el sistema de control tiene poco o ningún control sobre la temperatura del área.	si se utilizan procedimientos operativos estándar definidos.	si se sigue un programa definido de mantenimiento preventivo.	si el equipo se mantiene o repara solo cuando se descompone.	si el área se acondiciona sólo cuando está ocupada.	si el área está acondicionada todo el tiempo sin importar la ocupación.	si el control de zona es bueno y ciertas áreas se pueden asegurar cuando no están en uso	si el control de zona solo permite asegurar áreas generales	si el control de zona no se puede asegurar	TOTAL
		valores guía	2	1	0	2	2	1	0	2	1	0	1	1	0	1	0	2	1	0	
		valor max = 13																			
2	Línea 1 -2 vapor/condensados		X	X	0	X	X	X	0	X	X	0	X	1	X	1	X	X	1	X	3
			Observaciones: -Vapor y condensado se desechan a al ambiente en precalentamiento y calefacción. -No hay control de flujo requerido, posible velocidad erosiva y golpe de ariete en L1 y L2 -Posible rediseño PIO																		
	Calificación:	$=(3*100)/(13*1)=23,01$																			
	Acción correctiva:	Requiere acción correctiva urgente																			

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-7: Hoja de verificación para calefacción de tanques de aceite de palma

		4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7													
--	--	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Analista: Sebastián Vaca		valores guía valor max = 6	si el calor residual de los gases de combustión para el calentamiento de equipos se extrae como calor útil	tanques y equipos de procesos están cubiertos con material aislante adecuado	si el aislamiento está en malas condiciones y faltan	si se utilizan procedimientos operativos estándar definidos	si se verifica la eficiencia de combustión en la generación de calor	si se sigue un programa definido de mantenimiento	si el equipo se mantiene o repara solo cuando se											TOTAL	
Fecha: 07/2021			1	2	0	1	1	1	0												
Lugar/sitio: Biopremix Cía., Ltda. Área de producción																					
Nº de hoja: 05																					
Núm.	Sub-área /ubicación																				
1	<u>Acondicionador</u>		X	X	0	1	1	1	X												3
						Observaciones:															
	Calificación:	= (3*100)/(6*1)=50																			
	Acción correctiva:	Requiere acción correctiva																			

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.4. Condiciones de capacidad y potencia nominal en caldera instalada

4.4.1. Potencia nominal de caldera

En la empresa Biopremix Cía. Ltda. el vapor es generado a través de una caldera pirotubular de presión media-baja, de tres pasos, posteriormente pasa a ser distribuido por tuberías hasta el acondicionador; donde las cantidades de calor y humedad requeridos dependen completamente de las propiedades esperadas para cada formulación del tipo de alimento balanceado.



Ilustración 4-10: Vista externa caldera tres pasos Hurst and Welding

Fuente: (Hurst Boiler & Welding Co Inc., 2009)

Tabla 4-9: Especificaciones de caldera Biopremix Cía. Ltda.

Tipo de caldera	Pirotubular	
Tipo de funcionamiento	Tres pasos	
Marca	Hurst Boiler & Welding Co.	
Año	2013	
Potencia de diseño	60 BHP	2.119,08 MJ/h
Energía nominal bruta de salida	2.008 MBtu/h	2.118,56 MJ/h
flujo nominal de vapor generado	2.070 lb/h	
Presión máxima de diseño	150 psig	
Eficiencia nominal	≥81%	
Aislamiento grosor	(lana mineral) 2" (50,8mm)	
Diámetro	56,5"	1,43 m
Longitud	135"	3,43 m

Fuente: (Hurst Boiler & Welding Co Inc. 2009).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Flujo másico nominal (ver Anexo A):

$$\dot{Q}_{\max} = 60 \text{ BHP} \times \left(33475 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{BHP}} \right) \times \left(\frac{1055,06 \text{ J}}{\text{Btu}} \right) \times \left(\frac{1 \text{ MJ}}{1 \times 10^6 \text{ J}} \right) = 2119,08 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\max} = 60 \text{ BHP} \times \frac{34,5 \text{ lb}}{\text{h} \cdot \text{BHP}} = 2070 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ kg}}{2,2046 \text{ lb}} = 938,95 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Para un BHP (clasificación desde y hasta 100°C), el factor de vaporización es ideal es decir equivale a 100%. Empero, dado que la cantidad de vapor real a producir depende de la influencia de la presión de trabajo de la caldera y de la temperatura del agua de alimentación se debe corregir para las condiciones halladas en planta.

Tabla 4-10: Parámetros de operación en caldera de Biopremix Cía. Ltda.

Altitud de planta	1.820 msnm		
Presión atmosférica	0 psig	11,8 psia	
Factor de sequedad estándar	100-97%		
Límites de control de presión	60-80 psig		
Presión media de operación (quemador ON)	65 psig	76,8 psia	
Horas de operación al año aprox.	2.600 h/año		
Temperatura de agua de alimentación	16°C		
Sistema de control automático	ON-OFF	Nivel de agua (2)	-1 Flotador -1 Electrodo
	ON-OFF	Quemador	Ciclo automático programado –alta y baja no modulado
		Presión (3)	-2 presostatos diferenciales de operación y 1 seguridad

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Si, las condiciones operativas dictan que del límite superior de presión programado es de 80 psig y la temperatura de alimentación es de 16 °C, se calcula el factor de vaporización, relacionando el diferencial de entalpia frente a las condiciones de referencia:

$$H_f \text{ a } 16 \text{ °C} = 0,06717 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}; H_g \text{ a } 80 \text{ psig}; T_{\text{sat}} \text{ a } 162,165 \text{ C} \Rightarrow 2,7598 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

Las condiciones de referencia internacionales ya mencionadas son a 100 °C de agua de alimentación y 100°C de temperatura de vapor:

$$H_{f\text{ref}} = 0,4192 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}; H_{g\text{ref}} = 2,6756 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$$\%V = \frac{Q_{\text{ref}}}{Q_{\text{oper}}} = \frac{(h_g - h_f)_{\text{ref}}}{(h_g - h_f)_{\text{oper}}} = \frac{(2,6756 - 0,4192)}{(2,7598 - 0,06717)} = 0,838$$

4.4.1.1. Flujo nominal de vapor generado en caldera

Por lo tanto, el valor de una libra hora va a valer 0,838 el valor estándar para las condiciones operacionales:

$$\dot{m}_{\text{ope}} = 60 \text{ BHP} \times \frac{34,5 \text{ lb}(0,838)}{\text{h} * \text{BHP}} = 1734,66 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ kg}}{2,2046 \text{ lb}} = 786,84 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Es decir, la cantidad de vapor generado es 16,2%, menor a la marcada en placa. En base a esto se puede hacer una relación de la cantidad generada en llama alta y llama baja, ya que la diferencia de modulación entre ambos modos alto y bajo es de 2:1, es decir la llama alta es el doble que la llama baja, en las mismas condiciones operacionales:

$$\text{para llama alta } \dot{m}_{\text{ope1}} = 786,84 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\text{para llama baja } \dot{m}_{\text{ope1}} = 393,42 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Sin embargo, aún se desconoce la eficiencia con la que se produce esta cantidad de vapor, para ello se deben efectuar los subsiguientes cálculos iniciales.

4.4.1.2. Flujo nominal de combustible

La eficiencia estándar para una caldera pirotubular estándar de tres pasos de gasoil o diesel es alrededor del 80-85, sin modificaciones de ahorro de energía, por otro lado, la eficiencia mínima de acuerdo al fabricante es del 81%.

$$\eta = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}}(h_{g(\text{vapor})} - h_{f(\text{alim})})}{\dot{Q}_{\text{comb}}}$$

De acuerdo con la fórmula antedicha, se asume una eficiencia promedio como asunción inicial del 88 %:

$$\eta_{0 \text{ asum}} = \frac{(81 + 85)\%}{2} = 83\%$$

Despejando el calor de entrada:

$$\text{Llama alta: } Q_{in 1} = \frac{786,84 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (2,75067 - 0,06717) \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}}{0,83} = 2.543,96 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 2.411.208,54 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\text{Llama baja: } Q_{in 2} = \frac{2.399,41 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}}{2} = 1271,98 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 1.205.604,27 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Teniendo en cuenta como primera aproximación que nominalmente 1 US. GPH de fuel Oil #2 equivale a 140.000 Btu/h

$$\text{Llama alta: } \dot{m}_{in 1} = 2.411.208,54 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \frac{\text{GPH}}{140.000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}} = 17,22 \text{ GPH}$$

$$\text{Llama baja: } \dot{m}_{in 2} = \frac{17,22}{2} = 8,61 \text{ GPH}$$

Tabla 4-11: Especificaciones de quemador de caldera

Marca y modelo	Riello RL 70 Series
Combustibles	Diésel, Fuel oil #2
Ignición	Automática
Motor del Ventilador	3.400 rpm – 1,5HP
Funcionamiento	Doble Boquilla (llama baja / llama)
Presión bomba de combustible (psig)	145-290

Fuente: (Riello, 2012).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-12: Prestación de energía térmica nominal quemador instalado

Riello RL-70 a 100 msnm

(Entrada) Gasóleo –diesel	Llama baja (min- max)	Llama alta (min-max)
Energía térmica entregada (Btu/h)	966.000 - 1.792.000	1.792.000 - 3.136.000
Tasa de combustible entregada (GPH)	6,9 - 12,8	12,8 - 22,4

Fuente: (Riello, 2012).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se confirma que la potencia requerida por la caldera está dentro de la potencia prestada para el quemador Riello modelo RL-70 instalado, por lo tanto, se confirma inicialmente que está bien dimensionado de acuerdo al flujo teórico de vapor generado por hora.

4.4.1.3. Tamaño de boquilla instalada

En el cálculo anterior, hay que considerar que los 140.000 Btu/gal corresponden al poder calorífico superior (PCS). del destilado ligero aprox. de 30 API (ver anexo C) correspondiente a un valor promedio representativo para un conjunto de fuel oils desde el N°1 hasta el N°6. Siendo en realidad el valor específico para el diesel estándar de 137.380 Btu/gal (PCS).

$$\text{Llama alta } 17,22 \text{ GPH} * \left(\frac{140.000}{137.380} \right) = 17,548 \text{ GPH diesel}$$

$$\text{Llama alta } \frac{17,55 \text{ GPH diesel}}{2} = 8,774 \text{ GPH diesel}$$

La correcta selección del tamaño de boquilla, de acuerdo con el fabricante la presión recomendada por el fabricante es 174 psig o 12 bar.

Tabla 4-13: Tamaños de boquilla Riello RL

Nozzle size	GPH			MBtu/h
	145 PSI	174 PSI	203 PSI	
5.0	6.15	6.79	7.40	951
5.5	6.76	7.46	8.13	1044
6.0	7.40	8.17	8.87	1144
6.5	8.00	8.84	9.60	1238
7.0	8.61	9.51	10.34	1331
7.5	9.22	10.18	11.08	1425
8.0	9.86	10.85	11.81	1519
8.5	10.21	11.27	12.26	1575
8.5	10.47	11.56	12.55	1618
9.0	11.08	12.23	13.29	1712
9.5	11.69	12.90	14.06	1806
10.0	12.30	13.58	14.76	1901
10.5	12.94	14.28	15.50	1999
11.0	13.54	14.95	16.23	2093
12.0	14.76	16.30	17.71	2282
12.3	15.15	16.71	18.16	2339
13.0	16.01	17.64	19.18	2470
13.8	17.00	18.73	20.27	2622
14.0	17.23	19.02	20.65	2663
15.0	18.48	20.37	22.16	2852
15.3	18.83	20.78	22.57	2909
16.0	19.89	21.74	23.63	3044
17.0	20.94	23.09	25.10	3233
17.5	21.55	23.76	25.84	3328
18.0	22.16	24.46	26.58	3424
19.0	23.38	25.81	28.05	3613
19.5	24.01	26.48	28.79	3707
20.0	24.62	27.15	29.52	3801
21.5	26.48	29.20	31.73	4088
22.0	27.09	29.86	32.47	4180

Fuente: (Riello, 2012).

Las dos boquillas instaladas deben ser de 6,5 GPH c/u a una presión de 174 psi, donde, el modo llama alta quiere decir que las dos boquillas queman combustible al mismo tiempo y por otro lado en llama baja solo una permanece encendida, a su vez el flujo base suministrado en kilogramos es:

$$\text{Llama alta } 17,548 \text{ GPH diesel} \left(\frac{\text{m}^3}{264,172 \text{ US gal}} \right) \left(\frac{836,7 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right) = 55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ diésel}$$

$$\text{Llama baja } \frac{55,8 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{2} = 27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ diésel}$$

4.4.2. Potencia teórica de caldera requerida para elaboración de balanceados pelletizados

Primero, la potencia requerida para un proceso de acondicionado está directamente relacionado a la cantidad de humedad a añadir y al tonelaje producido. Para un proceso estándar de acondicionado la humedad media que se añade es 4,5%, mientras que la humedad máxima antes de que se produzcan problemas de calidad en el producto final es del 6%.

Segundo, se debe considerar que, debido a que el agua de alimentación ablandada posee una alta cantidad de sólidos disueltos 400ppm, es decir minerales, iones y sales presentes en el agua (ver Anexo H), lo que es característico del agua del servicio de suministro en el sector, por lo tanto, una cantidad importante de agua debe ser eliminada a través de purgas intermitentes.

Tercero, es normal agregar un factor de sobredimensionamiento para poder abarcar una tasa máxima de demanda teórica máxima o un escalamiento futuro. Como resultado se asume pues una humedad del 6 % incluyendo todo lo antedicho. Interpolando (línea azul) en la Figura 9.2 se tiene:

$$\text{BHP}_{\text{requerido}} = f(\text{TPH}, \%H) = (\text{TPH}_{\text{nom}} = 10; H_{\text{max}} = 6\%) \cong 41 \text{ BHP (requerido)}$$

Sin embargo, 41 BHP estará seguramente en función de la clasificación desde -100 °C hasta 100°C. por lo tanto, para ser más exacto, se deben considerar la temperatura y presión de las condiciones operacionales de caldera. Dónde: %V = 0,838, reemplazando valores se tiene:

$$\text{BHP}_{\text{requerido}} = \frac{10 * 2.000 * 0.06}{(0,838 * 34,5)} = 41,51 \text{ BHP}$$

Finalmente, debido a que la planta está situada a 1800 msnm, donde existe menor cantidad de aire y menor presión atmosférica, se consumirá menor cantidad de combustible, a su vez, menor cantidad de gases calientes o menor transferencia de calor. Para compensar dicha baja de potencia se debe corregir la capacidad de caldera requerida en función de que el quemador deberá operar a 1800 msnm. (ver factores de corrección en Anexo C)

$$41,51 \text{ BHP} \frac{33.475 \text{ BTU/h}}{\text{BHP} * 1000} = 1.389,55 \frac{\text{MBtu}}{\text{h}}$$

Interpolando la corrección a 1800 msnm equivalente a $1.685,52 \frac{\text{MBtu}}{\text{h}}$, por lo tanto:

$$41,51 \text{ BHP} \left(\frac{1685,52}{1389,55} \right) = 50,35 \text{ BHP}$$

Para corroborar si la caldera se halla bien dimensionada, se debe reestablecer a la clasificación internacional/comercial desde 100°C hasta 100°C.

$$50,35 \text{ BHP} \left(\frac{1}{0,838} \right) = 60 \text{ BHP}$$

Por lo tanto, se resuelve que la caldera instalada de 60 BHPs concuerda con la capacidad teórica requerida; bajo las suposiciones mencionadas se determina que esta estará bien dimensionada por defecto, siempre y cuando las condiciones operacionales estén próximas a la capacidad de la peletizadora de 15 t/h y agregación de humedad hasta del 6%, o a su vez para dos peletizadora con una humedad de 3% cada una. Por el contrario, para condiciones de producción por debajo de las teóricas mencionadas la caldera estará sobredimensionada.

4.5. Caracterización del combustible y análisis de gases de combustión

Tabla 4-14: Kilomoles por componente en el combustible diésel de referencia

Componente	% peso	Kilogramos	PM Kg/kilomol	Kilomoles	% molar
Carbono (C)	81,208 %	81,208	12	6,767	33,445
Hidrogeno (H)	13,118%	13,118	1	13,118	64,835
Oxigeno (O)	5,408%	5,408	16	0,338	1,670
Nitrógeno (N)	0,062%	0,062	14	$4,428 \times 10^{-3}$	0,0219
Azufre (S)	0,184%	0,184	32	$5,750 \times 10^{-3}$	0,0284
Cenizas	0,020%	0,020	-	-	
Total	100%	100	-	20,233	100%
Solo Combustible	-	99,98	-	-	

Fuente: (Chávez et al., 2017).

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.5.1. Fórmula empírica del diesel de referencia

Se conoce que la fórmula química empírica es la relación o radio simple de átomos en un compuesto dividiéndolo por el menor valor.

Tabla 4-15: Kilomoles por componente en el combustible diésel de referencia

Componente	% peso	Kilogramos	PM Kg/kilomol	Kilomoles	% molar
Carbono (C)	81,208 %	81,208	12	6,767	33,445
Hidrogeno (H)	13,118%	13,118	1	13,118	64,835
Oxígeno (O)	5,408%	5,408	16	0,338	1,670
Nitrógeno (N)	0,062%	0,062	14	$4,428 \times 10^{-3}$	0,0219
Azufre (S)	0,184%	0,184	32	$5,750 \times 10^{-3}$	0,0284
Cenizas	0,020%	0,020	-	-	
Total	100%	100	-	20,233	100%
Solo Combustible	-	99,98	-	-	

Fuente: (Chávez et al., 2017).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-16: Fórmula empírica del combustible

Elemento	Radio
C	1.528,229
H	2.962,511
O	76,332
N	1,000
S	1,298

Fuente: (Chávez et al., 2017).

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$M_{AE} = \sum (n_{iE} * PA_i) = 1528,229(12) + 2962,511(1) + 76,332(16) + 1(14) + 1,298(32)$$

$$M_{AE} = 22578,107 \text{ kg/kmol}$$

$$n' = \frac{226,5 \text{ kg/kmol}}{22578,107 \text{ kg/kmol}} = 0,010$$

Tabla 4-17: Fórmula molecular del combustible

Elemento	(n')* (Radio)
C	15,283
H	29,625
O	0,763
N	0,010
S	0,013

Fuente: (Chávez et al., 2017).

Realizado por: Vaca, S., 2023



4.5.2. Poder calorífico del combustible de referencia

$$PCI = 0,022 + 0,3394(81,208) - 0,1220(5,408) + 1,033(13,118)$$

$$PCI = 40,475 \text{ MJ/kg}$$

$$PCS = 40,475 + 0,2122(13,118)$$

$$PCS = 43,259 \text{ MJ/kg}$$

4.5.3. Flujo de calor de entrada a caldera

De acuerdo a la tasa de combustible entregada a 174 psig, se estima el calor de entada actual, para llama alta y llama baja respectivamente:

$$\dot{Q}_{\text{entrada LA}} = 43,259 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \left(55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 2404,34 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{entrada LB}} = 43,259 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \left(27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 1202,17 \text{ MJ/h}$$

4.5.4. Análisis de gases combustión

De acuerdo al informe (ver Anexo D) proporcionado por la empresa SENERIN se obtuvieron los siguientes valores:

Tabla 4-18: Concentraciones medidas de gases combustion de caldera en base seca

Parámetros medidos	Modo Llama baja	Modo Llama alta	Unidades
Altura de toma de muestra	1,33 desde la última perturbación		m
Temperatura de gases	154	176	°C
O ₂	3.2	0.0	%(p/p)
CO ₂	13.2	15.6	%(p/p)
CO	<10	> 4000	Ppm
SO ₂	299	503	Ppm
NO	46	102	Ppm
NO ₂	<10	<10	Ppm
H ₂ O (base húmeda)	A calcular	A calcular	%
Indice de opacidad	1	7	#B

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-19: Porcentaje en peso de especies de gases de combustión en base seca

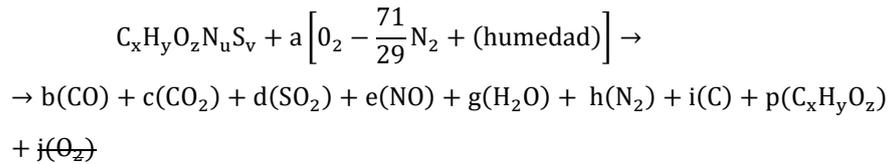
Especies	PM	Llama alta	Moles	Llama baja	Promedio	Análisis de gases combustion (base seca)
		%(p/p) Base seca		%(p/p) Base seca	%(p/p) Base seca	
O ₂	32	0	j	3,2	-	
CO	28	0,4	b	0	-	
CO ₂	44	15,6	c	13,2	-	
SO ₂	64	0.0523	d	0,0328	0,043	
NO	30	0.0102	e	0,0046	-	
Otras especies $\sum \%_{BS} - MT$	-	$\sum X\%$	g h i	$\sum X\%$	-	Por calcular
Total		MT		MT	-	Por calcular

Realizado por: Vaca, S., 2023

De acuerdo a los resultados del análisis de gases se puede deducir dos tipos de reacciones ocurridas, para cada una se tienen los siguientes criterios:

4.5.4.1. Reacción ocurrida en llama alta

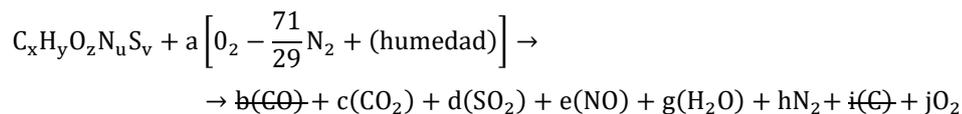
Se midió nulo o indetectable contenido de O₂ en los productos, por consecuencia, se está produciendo una alta cantidad de carbonos sin combustionar (CO>4000ppm), esto está causando una elevada intensidad de la llama debido a un mayor flujo de combustible y/o mayor presión no justificada de bombeo, generando una mayor demanda de oxígeno y exceso de aire, el cual resulta siendo insuficiente, a causa de una deficiente mezcla aire-combustible. Por ende, se entiende que la reacción ocurre de la siguiente forma:



Un alto índice de número de humos u opacidad corrobora la alta cantidad de inquemados con la consecuente mayor pérdida de energía y dinero; $p(\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z)$ equivalente se asemeja a un hidrocarburo oxigenado. Se requiere calcular el exceso de aire adecuado por kg de combustible y calibrar el quemador.

4.5.4.2. Reacción ocurrida en llama baja

Se pueden deducir que esta reacción carece de CO o su contenido en productos es despreciable, por tanto, se está produciendo una reacción cuasi-completa o ideal, así mismo el número de humos es bajo por ende el contenido de inquemados es casi nulo.



Se puede presuponer con bastante seguridad de acuerdo a las concentraciones obtenidas que la combustión ocurrida en llama baja que esta se está realizando de manera eficiente y no es necesaria realizar calibración. Dado que en ambos casos se partió de una composición teórica del combustible azufre, la misma cantidad de azufre no es la misma que egresa en los gases, pero su valor es bastante cercano, por ello se asume un valor promedio para ambas combustiones y solo para este elemento. posteriormente se corrige la composición elemental para que tanto la cantidad de entrada como salida queden balanceadas

$$0,0328 \text{ kilomol de SO}_2 \times \frac{1 \text{ kilomol S}}{1 \text{ kilomol SO}_2} = 0,0328 \text{ kilomol S en combustible}$$

Según el dióxido de azufre obtenido en Llama alta

$$0,0523 \text{ kilomol de SO}_2 \times \frac{1 \text{ kilomol S}}{1 \text{ kilomol SO}_2} = 0,0523 \text{ kilomol S en combustible}$$

$$v = \bar{X}_s = \frac{(0,0523 + 0,0328)}{2} = 0,043$$

4.5.5. Relación aire-combustible teórico de combustión

En base a la composición química del combustible:

$$a_T = 11,5m_c + 34,5\left(m_H - \frac{m_o}{8}\right) + 4,31m_s$$

$$a_T = 11,5(0,812) + 34,5\left(0,131 - \frac{0,054}{8}\right) + 4,31(0,0018)$$

$$a_T = 13,64 \frac{\text{Kg aire}}{\text{kg comb.}}$$

La relación de 13,64 equivalente a 1 o al 100% aire estequiométrico para cálculos posteriores. Así mismo, a partir de que el 77% del aire en peso es N₂, el oxígeno teórico necesario es, Al invertir el termino oxígeno teórico, se obtiene el dosado estequiométrico :

$$O_T = 13,64 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg comb.}} * (23\%) = 3,1372 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg comb.}}$$

Invirtiendo estos términos se obtiene el dosado F_{est}, con lo cual necesitarían 0,0733 kg o 0,3187 kg de combustible, por cada kg de aire u oxígeno respectivamente para que se efectúe una combustión completa.

4.5.6. Aire en exceso en llama alta y llama baja

Es simplemente la cantidad de aire en exceso del aire estequiométrico, expresado en porcentaje, para llama alta en base a CO y O₂:

$$4000\text{ppm CO} \rightarrow \%CO = \left(\frac{4000}{1 \times 10^6}\right) * 100 = 0.4\%$$

$$\%EA_{LA} = \frac{\%O_2 - \frac{\%CO}{2}}{21 - \left(\%O_2 - \frac{\%CO}{2}\right)} * 100$$

$$\%EA_{LA} = \frac{0 - \frac{0.4}{2}}{21 - \left(0 - \frac{0.4}{2}\right)} * 100 = -0.94\%$$

Para llama baja, en base a O₂, sin concentración de CO, aplicándolo para llama abaja se tiene:

$$\%EA_{LB} = \frac{\%O_2}{21 - \%O_2} * 100$$

$$\%EA_{LB} = \frac{3,2}{21 - 3,2} * 100 = 17,98\%$$

$$\lambda_{LB} = \frac{17,98\%}{100} + 1 = 1,1798$$

Para llama alta:

$$\lambda_{LA} = -\frac{0.94\%}{100} + 1 = 0,9906$$

4.5.7. Relación aire combustible según las concentraciones medidas

Para Llama baja:

$$RAC_{LB} = \frac{(117,98 * 13,64)}{100} = 16,09 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$$

Para llama alta:

$$RAC_{LA} = \frac{(99,06 * 13,64)}{100} = 13,51 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$$

4.5.8. Cantidad de aire requerido para mejorar la combustión

Tomando como referencia 115% para hidrocarburos líquidos:

$$\%EA_{\text{ideal}} = \frac{(115 * 13,64)}{100} = 15,68 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$$

Para llama baja: $\%EA_{\text{reque1}} = 15,68 - 16,09 = -0,41 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$ (se requiere reducir)

Para llama alta: $\%EA_{\text{reque2}} = 15,68 - 13,51 = +2,17 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$ (se requiere aumentar)

Por lo tanto, teóricamente, se podría reducir 0,41 kg y aumentar 2,17 kg de aire por kg de diésel para obtener una reacción con un exceso de aire ideal en modalidad de llama baja y llama alta respectivamente, esto se puede llevar a cabo modificando la distancia del cabezal, dámper de aire y/o presión de entrega de combustible.

4.5.9. Entalpia de gases de combustión

La entalpia especifica se calcula con los coeficientes de cada especie en el rango de temperaturas 300 -2000°K (ver anexo F), se sustituye los coeficientes (a)_i, se integra y se convierte a MJ/kg. Los valores de las temperaturas x_i inicial y x_f final deben estar en T = x 10⁻³. K. En la siguiente Tabla 4-20 se ha realizado el proceso mencionado con antelación, calculando los valores de $\widehat{\Delta H}$

de cada especie a la temperatura de salida de los gases en llama baja 153 °C y llama alta 175 °C respectivamente hasta la temperatura final promedio de 18 °C.

Tabla 4-20: Variación de entalpía específica sensible de gases de combustión

Especie	$\Delta\widehat{H}_1$ (MJ/kg)	
	(Llama baja) (T=426,15 °K): x=0,42615 °K/1000	(llama alta) (T=448,15: °K) x=0,44815 °K/1000
CO (g)	-	0,1641
CO ₂ (g)	0,1213	0,1425
N ₂ (g)	0,1406	0,1637
SO ₂ (g)	0,0888	0,1042
NO (g)	0,1345	0,1566
Hollín (s)	-	0,2724
O ₂ (g)	0,1258	-

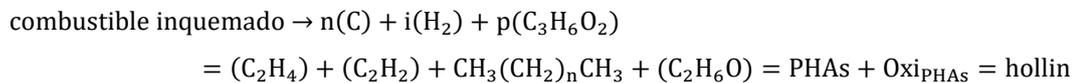
Realizado por: Vaca, S., 2023

En la tabla anterior, el valor obteniendo $\Delta\widehat{H}_1$ (cal/mol) debe ser multiplicado por 1×10^3 , debido a la integración realizada para compensar el efecto de la correlación para las temperaturas y por conveniencia se convierte a MJ/kg. Por otro lado, el calor específico de las partículas de hollín están representados en modelos de partículas de carbón o grafito (Michelsen 2021, p. 6; Chase 1998, p. 550).

4.6. Cálculo de eficiencia estacionaria de caldera en llama alta

4.6.1. Balance atómico teórico reacción de combustión en llama alta

La reacción en llama alta se caracteriza por la formación de hollín:



Donde, el hidrocarburo oxigenado generalmente podría ser un tipo de éster metílico, para este caso se utiliza el acetato de metilo.



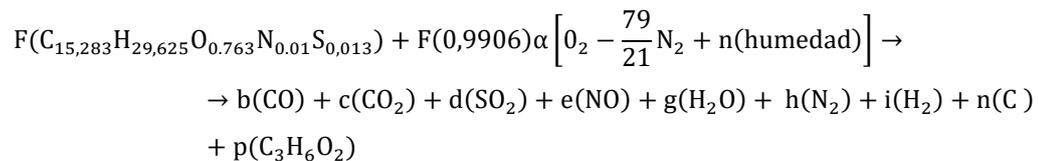
Se obtuvo un déficit de aire- oxígeno estequiométrico de un -0,94%, y lambda correspondiente de 0,9906. Además, dado que se desconoce la masa total de gases secos no sería correcto asumir una cantidad de 100 kg de gases secos, sino más bien la masa total de gases se hallará implícitamente a través del balance atómico, por lo tanto, como punto de partida se toma el peso equivalente de los componentes ya conocidos y se convierte en moles para reemplazarlos en la reacción química:

Tabla 4-21: Moles de especies medidas en el análisis de gases para llama alta

Especie	Peso (kg)	Peso molecular (kg/kmol)	Kilomoles
CO	0,4	28	0,0143
CO ₂	15,6	44	0,3545
SO ₂	0.0503	64	7.8594x10 ⁻⁴
NO	0.01	30	3,3333x10 ⁻⁴

Realizado por: Vaca, S., 2023

Reacción llama alta:



El aire seco tiene una fracción de agua presente, partiendo de unas condiciones de entorno estándares a 20°C y una humedad relativa ambiental del 90%, lo cual es equivalente a una humedad específica w_a de $0,013 \frac{\text{kg vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}}$.

Luego, se estima la masa de agua presente en el aire húmedo para el oxidante:

$$\text{humedad} = n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{w_{\text{abs}}(\text{PM}_{\text{aire}}/\text{PM}_{\text{H}_2\text{O}})}{X_{\text{Oxígeno}}} = w_{\text{abs}} * 4,76 * (\text{PM}_{\text{aire}}/\text{PM}_{\text{H}_2\text{O}})$$

$$\text{Donde } 4,76 = \frac{1}{X_{\text{Oaire}}} = \frac{1}{0,21}$$

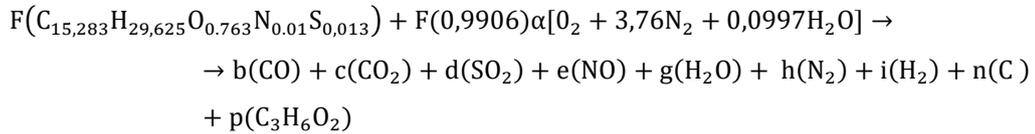
Se introduce el valor de "a" que son las moles de oxígeno que deben reaccionar con el combustible, el factor de aire en exceso, todo esto multiplicado se tiene:

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = 0,013 * 4,76 * (29/18) = 0,0997$$

Y para el nitrógeno:

$$nN_2 = \frac{0,79}{0,21} = 3,76$$

Se introduce en la reacción:



Realizando un balance atómico para cada componente, se deduce que el nitrógeno del combustible se oxida parcialmente, el resto se libera como nitrógeno molecular. En cambio, el azufre al no depender de otro componente se mantiene igual a la entrada y salida, sin embargo, el valor del dióxido de azufre variará con respecto al análisis elemental, ya que tendrá que ser equivalente a la cantidad de azufre teórico del combustible de referencia. Por ende, la reacción tenderá a formar una nueva concentración de SO_2 ya que toda la reacción debe girar en torno a la oxidación parcial del carbono.

Para azufre:

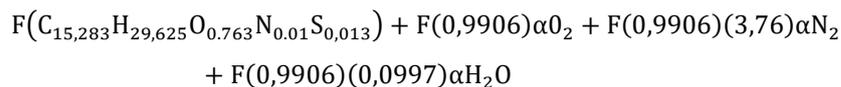
$$F(0,013) = (d)$$

Para el oxígeno del éster metílico:

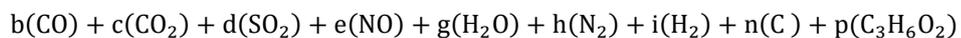
$$\frac{F(0,763)}{2} = (p)$$

De forma análoga, el éster metílico queda igualado, ya que es oxígeno ligado al hidrocarburo que egresará junto con el carbono inquemado, por lo tanto, este se mantiene en la misma cantidad en reactivos y productos.

Reactivos:



Productos:



Se deja en función de una sola la variable λ para el aire húmedo:

$$\lambda = F(0,9906)a$$

Para carbono:

$$\begin{aligned} F(15,2830) &= c + b + n + 3 \frac{F(0,763)}{2} \\ F(14,1385) &= 0,3545 + 0,0143 + n \\ \underline{F(14,1385) - n} &= \underline{0,3688} \quad [1] \end{aligned}$$

Para hidrogeno:

$$\begin{aligned} F(29,625) + F(0,9906)(0,0997)2a &= 2g + 2i + 6 \frac{F(0,763)}{2} \\ F(29,625) + (0,0997)2\lambda &= 2g + 2i + 6 \frac{F(0,763)}{2} \\ \underline{F(27,336) + 0,1994\lambda - 2g - 2i} &= \underline{0} \quad [2] \end{aligned}$$

Para oxígeno:

$$\begin{aligned} [F(0,763) + F(0,9906)2a + F(0,9906)a(0,0997)] \\ = 0,0143 + 2(0,3545) + 2F(0,013) + 3,3333 \times 10^{-4} + g + 2 \frac{F(0,763)}{2} \\ 2\lambda + (0,0997)\lambda = 0,0143 + 2(0,3545) + 2F(0,013) + 3,3333 \times 10^{-4} + g \\ \underline{-F(0,026) + 2,0997\lambda - g} = \underline{0,72363333} \quad [3] \end{aligned}$$

Para nitrógeno:

$$\begin{aligned} F(0,01) + F(0,9906)a(3,76)2 &= 2h + e \\ F(0,01) + (7,52)\lambda &= 2h + 3,3333 \times 10^{-4} \\ \underline{F(0,01) + (7,52)\lambda - 2h} &= \underline{3,3333 \times 10^{-4}} \quad [4] \end{aligned}$$



$$K_{\text{eq}} = e^{\left(\frac{4577,8}{176+273,15} - 2,43\right)}$$

$$2349,93 = \frac{[\text{CO}][\text{H}_2\text{O}]}{[\text{CO}_2][\text{H}_2]} = \frac{[0,0143][g]}{[0,3545][i]}$$

$$\underline{833,05(i) - 0,0143(g)} = \underline{0} \quad [5]$$

Hasta aquí, quedan 5 ecuaciones y 6 incógnitas F, λ, g, h, i, n por lo tanto, se puede resolver el sistema de ecuaciones, (ver Anexo E) pero obteniendo soluciones infinitas para n utilizando el método de reducción de Gauss-Jordan, teniendo “n” como variable libre:

$$\begin{aligned} F &= 0,02608 + 0,07073(n) \\ \lambda &= 0,54038 + 0,48419(n) \\ g &= 0,41033 + 1,01482(n) \\ h &= 2,03181 + 1,82092(n) \\ i &= 7,04371 \times 10^{-5} + 1,74203 \times 10^{-4}(n) \\ n &= +\infty \end{aligned}$$

Empero, se debe definir el valor de “n”, a través del número de Bacharach:

$$\left(\frac{\text{ug}}{\text{m}^3}\right) = 0,7(220e^{0,47(\#B)}) = 154e^{0,47(7)} = 4133,8810$$

Convirtiendo unidades a ppm, utilizando por simplicidad la constante universal de los gases y corrigiendo a la temperatura de gases y a la presión atmosférica.

:

$$\begin{aligned} \frac{V}{n} &= \frac{RT}{P} = \frac{8,3144 \frac{\text{L kPa}}{\text{Kmol}} (275 + 273,15)^\circ\text{K}}{12 \text{ psi (abs)} \frac{1 \text{ kPa}}{0,145038 \text{ psi}}} = 45,04 \text{ L/mol} \\ \text{ppm} &\Rightarrow 4133,8810 \frac{\text{ug}}{\text{m}^3} \left(\frac{45,04 \frac{\text{L}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{m}^3}{1000\text{L}} \right)}{12 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \left(\frac{1 \text{ kg}}{1000\text{g}} \right)} \right) \frac{1 \text{ mg}}{1000\text{ug}} = 15,51 \text{ ppm} \\ 15,51 \text{ ppm} &\frac{1 \%}{10.000 \text{ ppm}} = 1,55143 \times 10^{-3} \% (\% \text{ p/p}) \end{aligned}$$

Entonces:

$$1,55143 \times 10^{-3} \text{ kg} \frac{1 \text{ kmol Grafito}}{12 \text{ kg}} = 1,2929 \times 10^{-4} \text{ kmol}$$

Reemplazando las ecuaciones de Gauss Jordan en la reacción):

$$\begin{aligned} F &= 0,02608 + 0,07073(1,2929 \times 10^{-4}) = 2,6094 \times 10^{-2} \\ \lambda &= 0,54038 + 0,48419(1,2929 \times 10^{-4}) = 5,4045 \times 10^{-1} \\ g &= 0,41033 + 1,01482(1,2929 \times 10^{-4}) = 4,1046 \times 10^{-1} \\ h &= 2,03181 + 1,82092(1,2929 \times 10^{-4}) = 2,0320 \end{aligned}$$

$$i = 7,04371 \times 10^{-5} + 1,74203 \times 10^{-4} (1,2929 \times 10^{-4}) = 7,0460 \times 10^{-5}$$

$$n = 1,2929 \times 10^{-4}$$

Resolviendo y reemplazando las soluciones:

$$2,6094 \times 10^{-2} (C_{15,283} H_{29,625} O_{0,763} N_{0,01} S_{0,013}) + 5,4045 \times 10^{-1} [O_2 + 3,76 N_2 + 0,0997 H_2O]$$

$$\rightarrow 0,0143 (CO) + 0,3545 (CO_2) + (2,6094 \times 10^{-2})(0,013)(SO_2) + 3,3333 \times 10^{-4} (NO)$$

$$+ (4,1046 \times 10^{-1})(H_2O) + 2,0320 (N_2) + (7,0460 \times 10^{-5})(H_2) + (1,2929 \times 10^{-4})(C)$$

$$+ \frac{(2,6094 \times 10^{-2})(0,763)}{2} (C_3H_6O_2)$$

Enseguida, se requiere la verificación de la igualdad de la reacción:

Tabla 4-22: Balance atómico de reacción en llama alta

Componente	Reactivos	Productos
C	0,3988	0,3988
H	0,8808	0,8808
O	1,1547	1,1547
N	4,0644	4,0644
S	$3,3922 \times 10^{-4}$	$3,3922 \times 10^{-4}$

Realizado por: Vaca, S., 2023

De esta manera se obtiene el número de moles de todas las especies.

Tabla 4-23: Fracción molar de especies totales producto de reacción en llama alta

Especie	kilomol (base seca)	Kilomol (base húmeda)	Fracción molar X_i (base seca)	Fracción molar X_i (base húmeda)	Peso molecular Kg/kmol
H ₂ O	-	0,4105	-	0,1454	18
N ₂	2,0320	2,0320	0,8426	0,7200	28
H ₂	$7,0460 \times 10^{-5}$	$7,0460 \times 10^{-5}$	$2,9216 \times 10^{-5}$	$2,4967 \times 10^{-5}$	2
CO ₂	0,3545	0,3545	0,1470	0,1256	44
CO	0,0143	0,0143	$5,9295 \times 10^{-3}$	$5,0671 \times 10^{-3}$	28
NO	$3,3333 \times 10^{-4}$	$3,3333 \times 10^{-4}$	$1,3822 \times 10^{-4}$	$1,1811 \times 10^{-4}$	30
SO ₂	$3,3922 \times 10^{-4}$	$3,3922 \times 10^{-4}$	$1,4066 \times 10^{-4}$	$1,2020 \times 10^{-4}$	64
C	$1,2929 \times 10^{-4}$	$1,2929 \times 10^{-4}$	$5,3608 \times 10^{-5}$	$4,5811 \times 10^{-5}$	12
CH ₃ CO ₂ CH ₃	0,0100	0,0100	$4,1278 \times 10^{-3}$	$3,5274 \times 10^{-3}$	74
Total	2,41167	2,82213	1,0000	1,0000	

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se calcula el peso molecular en base seca:

$$PMT = \sum X_i * PM_i$$

$$PM_{gas\ seco} = 0,8426(28) + 2,9216 \times 10^{-5}(2) + 0,1470(44) + 5,9295 \times 10^{-3}(28) + 1,3822 \times 10^{-4}(30) \\ + 1,4066 \times 10^{-4}(64) + 5,3608 \times 10^{-5}(12) + 4,1278 \times 10^{-3}(74) = 30,54550 \frac{kg}{kmol}$$

$$MT = PMT * NT$$

$$M_{gas\ seco} = 30,54550 \frac{kg}{kmol} * 2,41167 kmol = 73,6657 kg$$

En base húmeda:

$$PM_{gas\ hum} = 0,1454(18) + 0,7200(28) + 2,4967 \times 10^{-5}(2) + 0,1256(44) + 5,0671 \times 10^{-3}(28) \\ + 1,1811 \times 10^{-4}(30) + 1,2020 \times 10^{-4}(64) + 4,5811 \times 10^{-5}(12) + 3,5274 \times 10^{-3}(74) \\ = 28,72082 \frac{kg}{kmol}$$

$$M_{gas\ hum} = 28,72082 \frac{kg}{kmol} * 2,82213 kmol = 81,0540 kg$$

De este modo se puede estimar la concentración en fracción másica de los elementos faltantes en los gases de combustión:

$$Y_i = X_i \frac{PM_i}{PMT}$$

Tabla 4-24: Concentración en peso de especies en base seca llama alta

Especie	Fracción másica Y _i (Base seca)	% Kg/kg Y _i *100 Base seca	Masa Y _i *MT (kg- base seca)
H ₂ O	-	-	-
N ₂	0,7724	72,2371	56,8972
H ₂	1,9130x10 ⁻⁶	1,9130x10 ⁻⁴	1,4092x10 ⁻⁴
CO ₂	0,2717	21,1740	15,5980
CO	5,4354x10 ⁻³	0,5435	0,4004
NO	1,3575x10 ⁻⁴	0,0136	0,0100
SO ₂	2,9471x10 ⁻⁴	0,0295	2,1710x10 ⁻²
C	2,1060x10 ⁻⁵	2,1060x10 ⁻³	1,5514x10 ⁻³
CH ₃ CO ₂ CH ₃	0,0100	1,000	0,7367
Total	1,000	100,0000	73,66568

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-25: Concentración en peso de especies en base húmeda llama alta

Especie	Fracción másica Y _i (Base húmeda)	% Kg/kg Y _i *100 Base húmeda	Masa Y _i *MT (kg- base húmeda)
H ₂ O	0,0912	9,1153	7,3884
N ₂	0,7020	70,1967	56,8972
H ₂	1,7386x10 ⁻⁶	1,7386x10 ⁻⁴	1,4092x10 ⁻⁴
CO ₂	0,1924	19,2440	15,5980
CO	4,9399x10 ⁻³	0,4940	0,4004
NO	1,2337x10 ⁻⁴	0,0123	0,0100
SO ₂	2,6785x10 ⁻⁴	0,0268	2,1710x10 ⁻²
C	1,9141x10 ⁻⁵	1,9141x10 ⁻³	1,5514x10 ⁻³
CH ₃ CO ₂ CH ₃	9,0885x10 ⁻³	0,9088	0,7367
Total	1,0000	100,0000	81,05403

Realizado por: Vaca, S., 2023

Además de hallarse las concentraciones faltantes de las especies producto de la combustión incompleta se llega a las mismas concentraciones de las especies medidas por el analizador de gases, por lo que se constata la validez del balance. Excepto para el SO₂, debido a que la composición elemental para el combustible diésel se usó como referencia. Por lo tanto, la diferencia de azufre teórico y el real reportado en medicaciones en base seca:

calculado: $3,3922 \times 10^{-4}$ mol SO₂

medido: $7,8594 \times 10^{-4}$ mol SO₂

$$\frac{7,8594 \times 10^{-4}}{3,3922 \times 10^{-4}} = 2,31$$

Por lo tanto, el combustible consumido posee 2,31 veces más azufre que el utilizado como referencia en la reacción. En términos de cantidad y energía esta variación es insignificante con respecto al energía liberada por la formación de CO₂ y agua

4.6.2. Dosado absoluto en llama alta

Basado en las moles halladas en la reacción equilibrada:

Tabla 4-26: Fracción molar de aire húmedo en llama alta

Componente	Moles	X _i
Oxígeno	5,4045x10 ⁻¹	0,2058
Nitrógeno	2,0321	0,7737
Humedad	5,3883x10 ⁻²	0,0205

Total	2,6264	1,0000
-------	--------	--------

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$PM_{\text{aire hum}} = 0,2058(32) + 0,7737(28) + 0,0205(18) = 28,6179 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$:\overline{PM}_{\text{comb}} = 15,283(12) + 29,625(1) + 0,763(16) + 0,01(14) + 0,013(32) = 225,7850 \text{ kg/kmol}$$

$$D_{\text{abs}} = \frac{\overline{PM}_{\text{comb}} * n_{\text{comb}}}{PM_{\text{aire humedo}} * n_{\text{aire humedo}}}$$

$$= \frac{225,785 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} * 2,6094 \times 10^{-2} \text{ kmol}}{28,6179 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} * 2,6264 \text{ kmol}} = \frac{5,8916}{75,1621} = 7,8385 \times 10^{-2} \frac{\text{kg diesel}}{\text{kg aire humedo}}$$

O inversamente:

$$RAC_{\text{abs}} = \frac{1}{7,8385 \times 10^{-2} \frac{\text{kg diesel}}{\text{kg aire humedo}}} = 12,7575 \frac{\text{kg aire humedo}}{\text{kg diesel}}$$

Tomando en cuenta que en modo llama alta ingresan 55,58 kg/h de diésel y aplicando la relación de dosado o RAC se tienen:

$$m_{\text{comb}} = 55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}}; m_{\text{aire humedo}} = 709,06 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$m_{\text{comb}} + m_{\text{aire humedo}} = m_{\text{gases}} + m_{\text{inquemados}} = 764,64 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

4.6.3. Balance de masa para combustión en caldera en llama alta

Flujo másico por componente de salida en base a la relación de dosado absoluto y fracción másico de especies:

Tabla 4-27: Balance de masa combustión de diesel en base húmeda para llama alta

Entrada	Flujo másico (Kg/h)	Salida (Base húmeda)	Flujo másico (Kg/h)	
		H ₂ O	69,70	
Diesel	55,58	N ₂	536,75	
Aire húmedo	709,06	H ₂	1,3294 x10 ⁻³	
		CO ₂	147,15	

				Hollín PHAs y Oxi PHAs (H ₂ + C+ CH ₃ CO ₂ CH ₃) = 6,9454
		CO	3,78	
		NO	9,4336x10 ⁻²	
		SO ₂	2,0481x10 ⁻¹	
		C	1,4636x10 ⁻²	
		CH ₃ OCH ₃	6,9494	
Total	764,64			764,64

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.6.4. Pérdidas de calor sensible por gases no condensables en llama alta

Remplazando los valores de $\Delta\widehat{H}_1$ habiendo integrado las temperaturas de salida mensuradas y temperaturas de referencia a 25°C:

$$\%P_{cs} = \frac{\sum(\dot{m}_{\text{gases secos}}) * \sum \Delta\widehat{H}_1 * Y_i}{\dot{m}_{\text{comb}} * PCS} * 100$$

Como existe una fracción que egresa como partículas (hollín- carbono amorfo) su entalpia especifica se puede aproximar a la del grafito, otra porción de entalpia egresara como vapor sobrecalentado (agua) hasta condensarse, a diferencia de las demás especies que se comportan como gases. Entonces, la entalpia especifica por especies en base a correlaciones polinómicas, en fase gaseosa para N₂, CO₂, NO, SO₂, CO y la entalpia del grafito C (grafito) se multiplica por su flujo másico respectivo:

$$\begin{aligned} & \sum(\dot{m}_i \text{ gases secos}) * \sum \Delta\widehat{H}_1 \\ & \left(536,75 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(0,1637 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right)_{\text{N}_2} + \left(147,15 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(0,1425 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right)_{\text{CO}_2} + \left(2,0481 \times 10^{-1} \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(0,1042 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right)_{\text{SO}_2} \\ & + \left(9,4336 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(0,1566 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right)_{\text{NO}} + \left(3,78 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(0,1641 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right)_{\text{CO}} + \left(6,9654 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(0,2724 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right)_{\text{hollin}} \\ & = 111,39 \text{ MJ/h} \\ & \%P_{cs} = \frac{111,39 \text{ MJ/h}}{55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{43,259 \text{ MJ}}{\text{kg}}} * 100 = 4,63 \% \end{aligned}$$

4.6.5. Pérdidas de calor latente por formación de vapor agua en llama alta

El flujo de calor latente resulta de la diferencia del vapor sobrecalentado a la temperatura que egresan los gases (11,8 Psia) y la temperatura final de referencia a 23°C

$$11,8 \text{ psia} \Rightarrow \begin{cases} \text{vapor sobrecalentado } 175^\circ\text{C} = 2,8272 \text{ MJ/kg} \\ \text{liquido subenfriado } 25^\circ\text{C} = 0,0965 \text{ MJ/kg} \end{cases}$$

$$\Delta H_{v-1} = H_{\text{sup}} - H_{\text{ref}}$$

$$\Delta H_{v-1} = (2,8272 - 0,0965) \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = 2,7307 \text{ MJ/kg}$$

$$\%P_{cl} = \frac{69,70 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2,7307 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}}{55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{43,259 \text{ MJ}}{\text{kg}}} * 100 = 7,92\%$$

4.6.6. Pérdida de calor por inquemado e incombustión química en llama alta

Pérdidas por combustión parcial de carbono en forma de CO:

$$\%P_{iq(\text{CO})} = \frac{(m_{\text{aire hum}} + m_{\text{comb}}) Y_{\text{CO}} * PC_{\text{CO}}}{m_c * PCI} = \frac{3,78 \text{ kg/h} * 10,1069 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}}{55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 43,259 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} = 1,59 \%$$

También se tienen partículas de Carbono y CH que no se oxigenaron y que egresan como hollín o brea, cuyas composiciones químicas guardan poder calorífico, 32,800 MJ/kg para C y 141,7 MJ/kg para el H respectivamente. En especial al contar en el balance másico con un egreso de 8,9654 kg/h de $\text{CH}_3\text{CO}_2\text{CH}_3$ en los gases, compuesto referencial cuyo peso molecular es de 74 kg/kmol, entonces se tiene estequimetricamente que por incombustión de C el siguiente cálculo:

$$\begin{aligned} \%P_{iq(\text{C})} &= \frac{6,9654 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{CH}_3\text{CO}_2\text{CH}_3 \left(\frac{1 \text{ kmol CH}_3\text{OCH}_3}{74 \text{ kg CH}_3\text{OCH}_3} \right) \left(\frac{3 \text{ kmol C}}{1 \text{ kmol CH}_3\text{OCH}_3} \right) \left(\frac{12 \text{ kg C}}{1 \text{ kmol C}} \right) * 32,800 \frac{\text{Mj}}{\text{kg}}}{55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 43,259 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} * 100 \\ &= 4,62 \% \end{aligned}$$

Para el hidrógeno el cálculo es análogo, sin embargo, el grado de relación real entre el hidrogeno y el carbono definido por el radio C/H, dependerá del grado de maduración del hollín, un hollín maduro con una tendencia a PHAs gráfico tendrá un radio C/H entre 10 y 20 (Baldelli et al. 2020). Por lo tanto, la masa promedio de hidrogeno inquemado para estas condiciones es 15, Entonces:

$$\%P_{iq(H)} = \frac{6,9654 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{CH}_3\text{OCH}_3 \left(\frac{1 \text{ kmol CH}_3\text{OCH}_3}{74 \text{ kg CH}_3\text{OCH}_3} \right) \left(\frac{3 \text{ kmol C}}{1 \text{ kmol CH}_3\text{OCH}_3} \right) \left(\frac{12 \text{ kg C}}{1 \text{ kmol C}} \right) \left(\frac{1 \text{ kg H}}{15 \text{ kg C}} \right) * 141,7 \frac{\text{Mj}}{\text{kg}}}{55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 43,259 \frac{\text{Mj}}{\text{kg}}} * 100$$

$$= 1,33\%$$

$$\%P_{iq(C)} + \%P_{iq(H)} = 5,95\%$$

4.6.7. Pérdida de calor por formación de monóxido de nitrógeno

$$\%P_{f(NO)} = \frac{(m_{\text{aire hum}} + m_{\text{comb}}) Y_{\text{NO}} * h^0_f}{m_c * \text{PCI}}$$

$$= \frac{9,4336 \times 10^{-2} \text{ kg/h} * 92,29 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{mol}}{30\text{g}} \right) \left(\frac{1000\text{g}}{\text{kJ}} \right) \left(\frac{\text{MJ}}{1000 \text{ kJ}} \right)}{55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 43,259 \frac{\text{Mj}}{\text{kg}}} = 0,01 \%$$

4.6.8. Pérdidas de calor desde carcasa de caldera hacia el exterior en llama alta

La proporción de pérdidas de calor por radiación y convección en llama alta es análoga a las pérdidas de calor por radiación y convección nominal a carga máxima, de acuerdo al redimensionamiento revisado. Para estimar su valor sin suponer a la ligera, se contrastan a través de los cuatro métodos citados en teoría A, B C, D y se estima un valor ponderado.

A) Conociendo desde el anexo A que la salida bruta de energía máxima son 2.008 MBH

$$2.008.000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \left(\frac{1.055,06 \text{ J}}{\text{Btu}} \right) \left(\frac{\text{KJ}}{1 \times 10^3 \text{ J}} \right) \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}} \right) = 588,5 \text{ KW}$$

Desde los Gráficos 2-15 y 2-16 les corresponden:

$$\text{A) } \%Q_{\text{perd cr}} = 1,40\%$$

B) La tasa nominal de calor de entrada desde el Anexo A y un aislamiento de 2 pulgadas

$$140.000 \frac{\text{BTU}}{\text{ga}} 18 \text{ GPH} \left(\frac{1.055,06 \text{ J}}{\text{Btu}} \right) \left(\frac{\text{KJ}}{1 \times 10^3 \text{ J}} \right) \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}} \right) = 738,542 \text{ KW}$$

$Q_{\text{perd cr}} = 4,5 \text{ KW}$ a 4 inch, por tanto, a 2 inch le corresponden 9 KW

$$\text{B) } \%Q_{\text{perd cr}} = \frac{9 \text{ KW}}{738,542 \text{ KW}} = 1,22\%$$

- C) Calculando a través de las fórmulas con $\Delta T_{\text{pared}} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ (promedio), siendo el área externa de la caldera la siguiente:

$$A_{\text{caldera}} = \pi DL + 2 \left[\pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 \right] = \pi(56,5\text{in})(135\text{in}) + 2 \left[\pi \left(\frac{56,5}{2} \right)^2 \right] = 28.976,9\text{in}^2 \left(\frac{\text{m}^2}{1550\text{in}^2} \right) \\ = 18,695\text{m}^2$$

$$\%Q''_{\text{perd cr}} = \frac{\left[0,548 \left[\left(\frac{50 + 273,15}{55,55} \right)^4 - \left(\frac{22 + 273,15}{55,55} \right)^4 \right] + 1,957(50 - 22) \sqrt{\frac{196,85(1,5) + 68,9}{68,9}} \right] \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \frac{\text{KW}}{1000\text{W}} (18,695\text{m}^2)}{738,542 \text{ KW}} \\ = 1,22\%$$

$$\text{D) } \%P''_{\text{cr nom}} = \frac{[0,0253(28)^2 + 20,86(28) - 108,48] \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \frac{\text{KW}}{1000\text{W}} (18,695\text{m}^2)}{738,542 \text{ KW}} = 1,25\%$$

Por lo tanto, se tiene una media de 1,28% del calor por convección radiación se pierde a carga máxima:

$$\% \bar{P}_{\text{cr nom}} = \frac{A + B + C + D}{4} = \frac{1,42 + 1,22 + 1,22 + 1,25}{4} = 1,28\%$$

Ya que la proporción de máxima de vapor generado en llama alta es menor al flujo nominal de potencia de fábrica, la proporción de pérdidas de calor por radiación aumentaran de forma inversamente proporcional a esta relación:

$$\%P_{\text{cr}} = \% \bar{P}_{\text{cr nom}} * \left(\frac{m_{\text{max nom}}}{m_{\text{max ope}}} \right) = 1,28\% * \left(\frac{938,95 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{786,84 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} \right) = 1,53\%$$

4.6.9. Eficiencia estacionaria de caldera en llama alta (PCS)

$$\eta_{\text{LAEPCS}} = 100 - (\%P_{\text{cs}} + \%P_{\text{cl}} + \%P_{\text{iq(CO)}} + \%P_{\text{iq(C)}} + \%P_{\text{iq(H)}} + \%P_{\text{fNO}} + \%P_{\text{cr}}) \\ \eta_{\text{LAEPCS}} = 100\% - (4,63 + 7,92 + 1,59 + 5,95 + 0,01 + 1,53)\% \\ \eta_{\text{LAEPCS}} = 78,37 \%$$

4.6.10. Eficiencia estacionaria de caldera en llama alta (PCI)

$$\eta_{\text{LAEPCI}} = \eta_{\text{LAEPCS}} \frac{\text{PCS}}{\text{PCI}} = 78,37\% \left(\frac{43,259 \text{ MJ/kg}}{40,475 \text{ MJ/kg}} \right) = 83,76 \%$$

4.6.11. Flujo de vapor estacionario generado en llama alta

Relacionado la conversión de energía de entrada con la de la salida en función de la eficiencia se calcula el flujo másico de vapor generado, como el quemador opera dentro de un rango de presiones desde 50 psig hasta 80 psig, siendo la presión promedio 65 psig o 76,8 psia cuya entalpia de vapor es 2,7506 KJ/g

$$\dot{m}_{\text{VLAE}} = \frac{78,37 \% * \left(55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(\frac{43,259\text{MJ}}{\text{kg}}\right)}{\left(2,7506 - 0,06717 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right)} = 702,19 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Por lo tanto, el calor de salida útil es:

$$\dot{Q}_{\text{LAE}} = 702,19 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (2,7506 \text{ MJ/kg}) = 1931,44 \text{ MJ/h}$$

4.6.12. Diagrama de Sankey flujo de calor útil en llama alta (PCS)

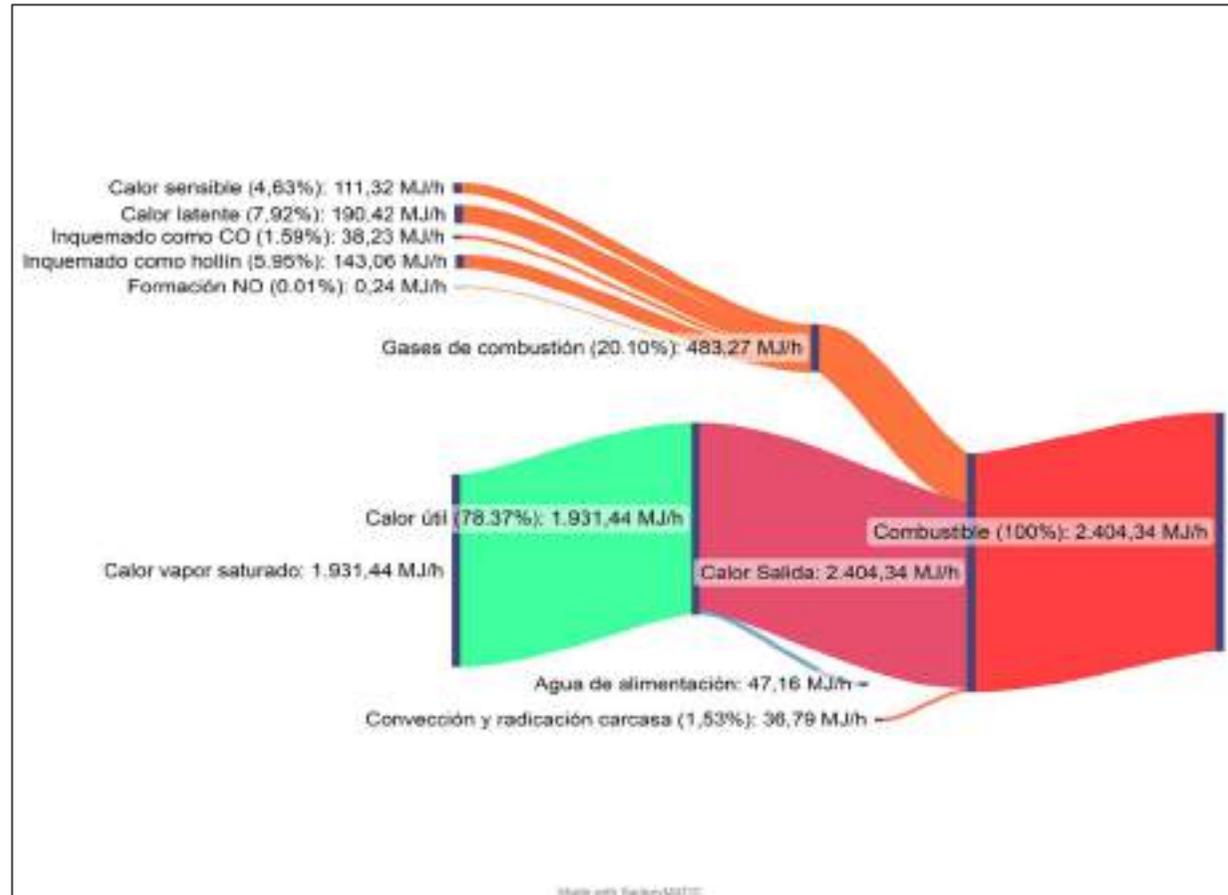


Ilustración 4-11: Sankey balance de flujos de energía con quemador encendido llama alta

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.7. Cálculo de eficiencia estacionaria de caldera en llama baja

4.7.1. Balance atómico teórico reacción de combustión en llama baja

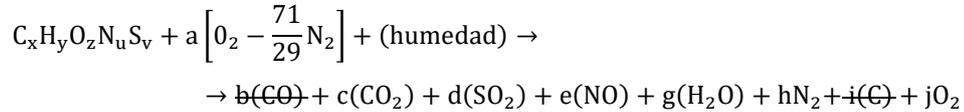
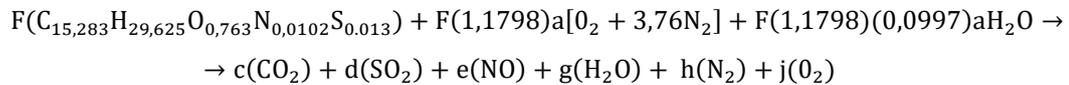


Tabla 4-28: Moles de especies medidas en el análisis de gases para llama baja

Especie	Peso (kg)	Peso molecular (kg/kmol)	Moles
O ₂	3,2	32	0,1
CO ₂	13,2	44	0,3
SO ₂	0.0299	64	4.6719x10 ⁻⁴
NO	46x10 ⁻³	30	1,5333x10 ⁻⁴

Realizado por: Vaca, S., 2023

Reemplazando los coeficientes del combustible, el aire en exceso calculado (1,1798) y la humedad del aire estimada se tiene:



$$F(15,283) = c$$

$$F = \frac{0,3}{15,283} = 19,62965 \times 10^{-3}$$

Mientras tanto el balance por componente queda, balanceado para el azufre, carbono y nitrógeno ya están igualados, dado que la reacción es biomolecular para estos componentes, sin embargo, dado que es una composición teórica elemental del combustible este presenta una variación con respecto a la composición hallada en los gases de combustión:

Tabla 4-29: Corrección balance de atómico para azufre y nitrógeno en llama baja

Especie	Composición real			Composición teórica				
	Peso (kg)	PM (kg/kmol)	kilomoles	Componente balanceado	kilomoles	Peso kg		
O ₂	3,2	32	0,1	Sin variación				
CO ₂	13,2	44	0,3	Sin variación				
SO ₂	0.0299	299 ppm	64	4.6719x10 ⁻⁴	19,62965x10 ⁻³ x 0,013	25,5185x10 ⁻⁵	0,0163	163 ppm

NO	$4,6 \times 10^{-3}$	46 ppm	30	$1,5333 \times 10^{-4}$	$19,62965 \times 10^{-3}$ $\times 0,010$	$1,962965 \times 10^{-4}$	$5,88 \times 10^{-3}$	58,8 Ppm
----	----------------------	-----------	----	-------------------------	---	---------------------------	-----------------------	-------------

Realizado por: Vaca, S., 2023

Relación real versus teórica:

$$\text{azufre} = \frac{4,6719 \times 10^{-4}}{2,548 \times 10^{-4}} = 1,83$$

$$\text{nitrógeno} = \frac{58,8 \text{ ppm}}{46 \text{ ppm}} = 1,2783$$

Por tanto, el análisis de gases refleja que la composición real del combustible utilizado tiene 1,83 veces más azufre que el combustible de referencia y 27,83% más nitrógeno. Con esta pequeña diferencia y acotación, estos elementos quedarían balanceados y es válido continuar con el balance, asumiendo que ambos se oxiden totalmente, además que energéticamente su diferencia es despreciable.

Para hidrogeno:

$$\begin{aligned} F(29,625) + F(1,1798)(0,0997)(2)a &= 2g \\ (19,62965 \times 10^{-3})(29,625) + (19,62965 \times 10^{-3})(1,1798)(0,0997)(2)a &= 2g \\ 58,1528 \times 10^{-2} &= 2g - 4,6179 \times 10^{-3}a \end{aligned}$$

Para oxígeno:

$$\begin{aligned} [F(0,763) + F(1,1798)a(2) + F(1,1798)(0,0997)a] \\ = 2(0,3) + 2(25,5185 \times 10^{-5}) + 1,962965 \times 10^{-4} + g + 2(0,1) \\ [19,62965 \times 10^{-3}(0,763) + 19,62965 \times 10^{-3}(1,1798)a(2) + 19,62965 \times 10^{-3}(1,1798)(0,0997)a] \\ = 2(0,3) + (2)25,5185 \times 10^{-5} + 1,962965 \times 10^{-4} + g + 2(0,1) \\ [0,01498 + 0,04632a + 2,30896 \times 10^{-3}a] = 800,7067 \times 10^{-3} + g \\ 4,8627 \times 10^{-2}a - g = 785,7293 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

Para nitrógeno:

$$\begin{aligned} F(0,010) + F(1,1798)a(3,76)2 &= 1,96 \times 10^{-4} + 2h \\ 19,62965 \times 10^{-3}(0,010) + 19,62965 \times 10^{-3}(1,1798)a(3,76)2 &= 1,962965 \times 10^{-4} + 2h \\ 8,7078 \times 10^{-2}a - h &= 0 \end{aligned}$$

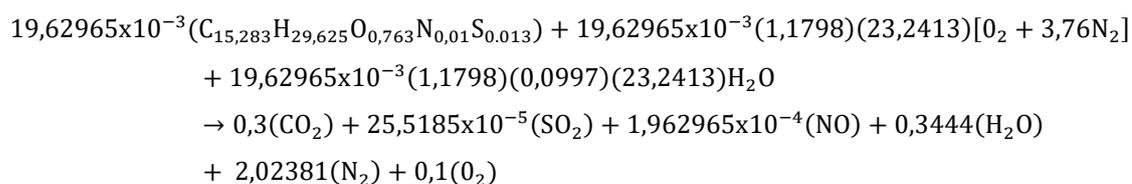
Obteniéndose por Gauss Jordan las siguientes moles (ver Anexo F):

Tabla 4-30: Resultados por Gauss Jordan llama baja

Elemento	Coficiente	Numerador	Denominador	Moles
Agua	G	354515348783	1029290000000	0,34443
Nitrógeno	H	52077157543	25732250000	2,02381
Coficiente de aire	A	7176622	308787	23,24133

Realizado por: Vaca, S., 2023

Reemplazando en la reacción:

**Tabla 4-31:** Balance atómico de reacción en llama alta

Componente	Reactivos	Productos
C	0,3	0,3
H	0,6888	0,6888
O	1,1451	1,1451
N	4,0476	4,0476
S	$2,55 \times 10^{-4}$	$2,55 \times 10^{-4}$

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-32: Fracción molar de especies totales producto de reacción en llama baja

Especie	Kilomol (base seca)	Kilomol (base húmeda)	Fracción molar X_i (base seca)	Fracción molar X_i (base húmeda)	Peso molecular Kg/kmol
H ₂ O	-	0,3440	-	0,1244	18
N ₂	2,0238	2,0238	0,8348	0,7310	28
O ₂	0,1000	0,1000	0,0412	0,0361	32
CO ₂	0,3000	0,3000	0,1237	0,1084	44
NO	$1,9630 \times 10^{-4}$	$1,9630 \times 10^{-4}$	$8,0972 \times 10^{-5}$	$7,0899 \times 10^{-5}$	30
SO ₂	$2,5519 \times 10^{-4}$	$2,5519 \times 10^{-4}$	$1,0526 \times 10^{-4}$	$9,2168 \times 10^{-5}$	64
Total	2,4243	2,7687	1,0000	1,0000	

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$\begin{aligned}
 PM_{\text{gas seco}} &= 0,8348(28) + 0,0412(32) + 0,1237(44) + 8,0972 \times 10^{-5}(30) + 1,0526 \times 10^{-4}(64) \\
 &= 30,1489 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}
 \end{aligned}$$

$$PM_{\text{gas hum}} = 0,1244(18) + 0,7310(28) + 0,0361(32) + 0,1084(44) + 7,0899 \times 10^{-5}(30) \\ + 9,2168 \times 10^{-5}(64) = 28,6376 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{gas seco}} = 30,1489 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} * 2,4243 \text{ kmol} = 73,0889 \text{ kg}$$

$$M_{\text{gas hum}} = 28,6376 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} * 2,7687 \text{ kmol} = 79,2886 \text{ kg}$$

Tabla 4-33: Concentración final en peso de especies en base seca llama baja

Especie	Fracción másica Y _i (Base seca)	% Kg/kg Y _i *100 Base seca	Masa Y _i *MT (kg- base seca)
H ₂ O	-	-	-
N ₂	0,7753	77,5312	56,6667
O ₂	0,0438	4,3782	3,2000
CO ₂	0,1806	18,0602	13,2000
NO	8,0572x10 ⁻⁵	8,0572x10 ⁻³	5,8889x10 ⁻³
SO ₂	2,2345x10 ⁻⁴	2,2345x10 ⁻²	0,0163
Total	1,0000	100	73,0889

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-34: Concentración final en peso de especies en base húmeda llama baja

Especie	Fracción másica Y _i (Base húmeda)	% Kg/kg Y _i *100 Base húmeda	Masa Y _i *MT (kg- base húmeda)
H ₂ O	0,0782	7,8191	6,1997
N ₂	0,7147	71,4689	56,6667
O ₂	0,0404	4,0359	3,2000
CO ₂	0,1665	16,6481	13,2000
NO	7,4272x10 ⁻⁵	7,4272x10 ⁻³	5,8889x10 ⁻³
SO ₂	2,0598x10 ⁻⁴	0,0206	0,0163
Total	1,0000	100	79,2886

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.7.2. Dosado absoluto en llama baja

Tabla 4-35: Fracción molar del aire húmedo llama baja

Componente	Moles	X _i
Oxígeno	0,5382	0,2058
Nitrógeno	2,0238	0,7737
Humedad	0,0537	0,0205
Total	2,6157	1,0000

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$PM_{\text{aire hum}} = 0,2058(32) + 0,7737(28) + 0,0205(18) = 28,6182 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$D_{\text{abs}} = \frac{PM_{\text{comb}} * n_{\text{comb}}}{PM_{\text{aire humedo}} * n_{\text{aire humedo}}}$$

$$= \frac{225,7850 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} * 19,62965 \times 10^{-3} \text{ kmol}}{28,6182 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} * 2,6157 \text{ kmol}} = \frac{4,4321}{74,8566} = 5,9208 \times 10^{-2} \frac{\text{kg diésel}}{\text{kg aire humedo}}$$

$$RAC = \frac{1}{D_{\text{abs}}} = 16,8897 \frac{\text{kg aire humedo}}{\text{kg diésel}}$$

De acuerdo a la tasa de ingreso del quemador en llama baja, y aplicando la relación de dosado o RAC:

$$m_{\text{comb}} = 27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}}; m_{\text{aire humedo}} = 469,37 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$m_{\text{gas}} = (m_{\text{comb}} + m_{\text{aire humedo}}) = 497,16 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

4.7.3. Balance de masa para combustión en caldera en llama baja

Tabla 4-36: Balance de masa combustión de diesel en base húmeda para llama baja

Entrada	Flujo másico (Kg/h)	Salida (Base húmeda)	Flujo másico (Kg/h)
		H ₂ O	38,87
Diesel	27,79	N ₂	355,31
Aire húmedo	469,37	O ₂	20,06
		CO ₂	82,77
		NO	3,6925x10 ⁻²
		SO ₂	1,0240x10 ⁻¹
Total	497,16		497,16

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.7.4. Pérdidas de calor sensibles por gases no condensables en llama baja

$$\sum (\dot{m}_{\text{i gases secos}}) * \sum \Delta \hat{H}_i$$

$$\left(355,31 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left(0,1406 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)_{\text{N}_2} + \left(20,06 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left(0,1258 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)_{\text{O}_2} + \left(82,77 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left(0,1213 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)_{\text{CO}_2}$$

$$+ \left(1,0240 \times 10^{-1} \text{ kg/h} \right) \left(0,0888 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)_{\text{SO}_2} + \left(3,6925 \times 10^{-2} \text{ kg/h} \right) \left(0,1345 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)_{\text{NO}} =$$

$$\%P_{cs} = \frac{62,54 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}}{27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{43,259 \text{MJ}}{\text{kg}}} * 100 = 5,20 \%$$

4.7.5. Pérdidas de calor latente por formación de vapor en llama baja

:

$$11,8 \text{ psia} \Rightarrow \begin{cases} \text{vapor sobrecalentado } 153^{\circ}\text{C} = 2,7839 \text{ MJ/kg} \\ \text{liquido subenfriado } 23^{\circ}\text{C} = 0,0965 \text{ MJ/kg} \end{cases}$$

$$\Delta H_{v-1} = H_{\text{sup}} - H_{\text{fref}}$$

$$\Delta H_{v-1} = (2,7839 - 0,0965) \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = 2,6874 \text{ MJ/kg}$$

$$\%P_{cl} = \frac{38,87 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2,6874 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}}{27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{43,259 \text{MJ}}{\text{kg}}} * 100 = 8,69 \%$$

4.7.6. Pérdida de calor por inquemado e incombustión química en llama baja

La cantidad de CO es indetectable por el analizador.

$$\%P_{iq} = 0\%$$

4.7.7. Pérdida de calor por formación de monóxido de nitrógeno

$$\%P_{f(\text{NO})} = \frac{3,6925 \times 10^{-2} \text{kg/h} * 92,29 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{mol}}{30\text{g}} \right) \left(\frac{1000\text{g}}{\text{kJ}} \right) \left(\frac{\text{MJ}}{1000 \text{kJ}} \right)}{27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 43,259 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} = 0,01 \%$$

4.7.8. Pérdidas de calor desde carcasa de caldera hacia el exterior en llama baja

A carga parcial con respecto a la máxima capacidad nominal y a su vez llama baja corresponde al 50% de llama alta:

$$\%P_{cr} = 1,28\% * \frac{938,95 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{\left(786,84 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * 50\%} = 3,06 \%$$

4.7.9. Eficiencia estacionaria de caldera en llama baja (PCS)

$$\eta_{\text{LBEPCS}} = 100 - (\%P_{cs} + \%P_{cl} + \%P_{f\text{NO}} + \%P_{cr})$$

$$\eta_{LBE_{PCS}} = 100\% - (5,20 + 8,69 + 0,01 + 3,06)\%$$

$$\eta_{LBE_{PCS}} = 83,04 \%$$

4.7.10. Eficiencia estacionaria de caldera en llama baja (PCI)

$$\eta_{LBE_{PCI}} = \eta_{LBE_{PCS}} \frac{PCS}{PCI} = 83,04 \% \frac{43,259 \text{ MJ/kg}}{40,475 \text{ MJ/kg}} = 88,75 \%$$

4.7.11. Flujo de vapor estacionario máximo generado en llama baja

Esto quiere decir con el quemador encendido continuamente:

$$\dot{m}_{vLBE} = \frac{83,04 \% * \left(27,79 \frac{kg}{h}\right) \left(\frac{43,259 \text{ MJ}}{kg}\right)}{\left(2,7506 - 0,06717 \frac{\text{MJ}}{kg}\right)} = 372,02 \frac{kg}{h}$$

La tasa de vaporización máxima calculada puede ser iterada para mayor precisión como carga participe en las pérdidas de calor por radiación y convección, realizando dicha iteración reduce la eficiencia estacionaria en un 0,22% que equivale a 2,64 MJ/h por lo cual se desprecia y se mantiene tal cual como se. especifica.

Por lo tanto, el calor de salida neto del vapor es:

$$\dot{Q}_{LBE} = 372,02 \frac{kg}{h} (2,7506 \text{ MJ/kg}) = 1023,28 \text{ MJ/h}$$

4.7.12. Diagrama para Sankey flujo de calor útil máximo en llama baja

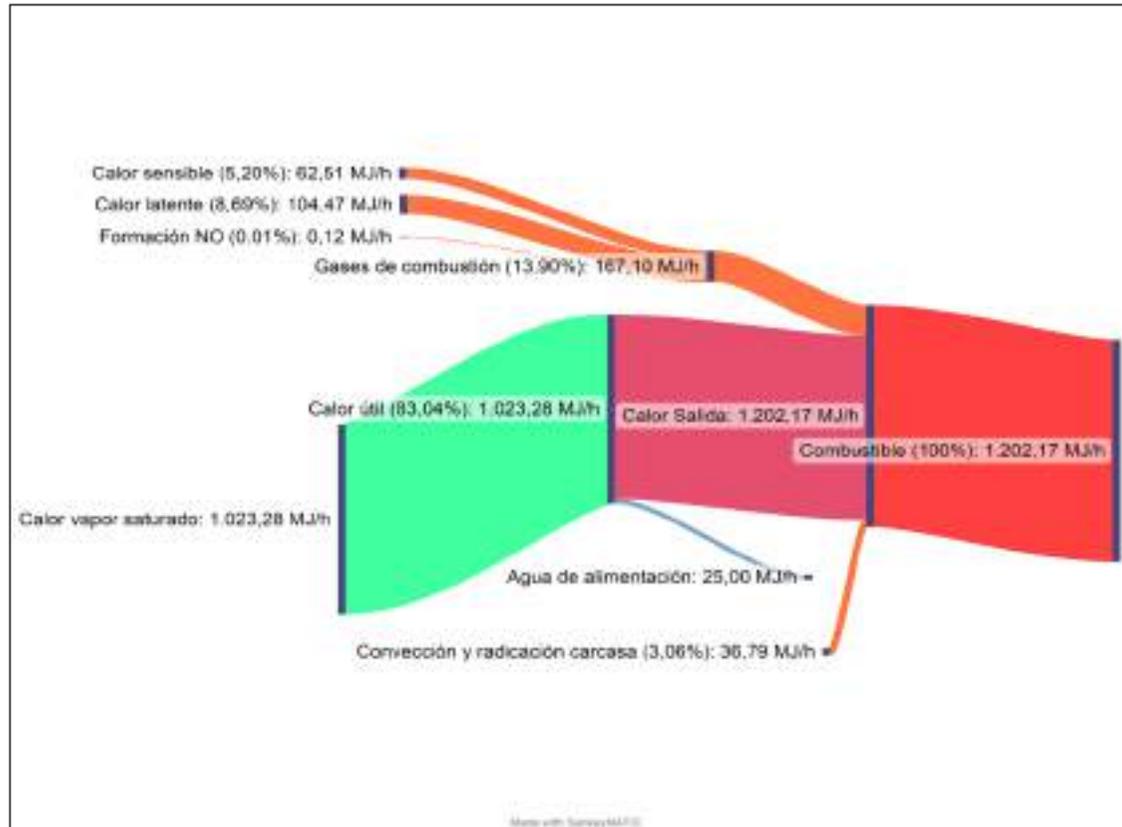


Ilustración 4-12: D. Sankey balance de energía en caldera en llama baja

Realizado por: Vaca, S, 2023

4.7.13. Verificación de la tasa de vapor máximo generado frente a la tasa de vapor real de circulación de vapor

Se evidencia que en servicio la tasa promedio de evaporación mensurada experimentalmente es de 329,59 kg en una hora operativa sin purgado de agua, es decir, cuando la alimentación del agua se vaporiza y es conducido únicamente para el acondicionamiento de balanceado. En contraste, la tasa máxima de vaporización calculada es de 372,02 kg/h, esto cuando el quemador opera continuamente de forma ideal sin apagarse durante una hora.

Por lo tanto, se deduce que algo está ocurriendo en el comportamiento dinámico en la caldera que está extrayendo calor útil que se refleja en la tasa de vaporización y un decrecimiento en la eficiencia total de la caldera; este decaimiento es un indicador de que el quemador no opera de forma continua, es decir, se presentan ciclos de encendido y apagado y por consecuencia pérdidas de calor cíclicas.

Convirtiendo el caudal instantáneo de agua en cantidad de agua; por cada 11,06 segundos de alimentación y en base a que el ciclo de encendido y apagado de la bomba de alimentación se da cada 3 minutos aproximadamente:

$$5364 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \right) \left(\frac{11,06 \text{ s}}{3 \text{ min}} \right) \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \right) = 329,59 \text{ kg/h}$$

$$\eta_{\text{LBCiPCS}} = \frac{329,59 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \left(2,7507 - 0,06717 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)}{\left(27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left(\frac{43,259 \text{ MJ}}{\text{kg}} \right)} * 100 = 73,57\%$$

4.7.14. Cambio de eficiencia estacionaria a eficiencia de servicio

$$\text{reduccion de eficiecia estacionaria} \Rightarrow (\eta_{\text{LBS}_{\text{PCS}}} - \eta_{\text{LBCi}_{\text{PCS}}}) = (83,04 - 73,57)\% = 9,47 \%$$

$$\%P_{\text{ciclicas}} \approx 9,47\% * \left(27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left(\frac{43,259 \text{ MJ}}{\text{kg}} \right) = 113,85 \text{ MJ/h}$$

En otras palabras (sin tomar en cuenta las purgas), se infiere que existe una pérdida de calor útil y una reducción de la eficiencia relacionados al tiempo fraccional operacional del quemador y los ciclos de encendido y apagado en forma de “pérdidas de calor por radiación y convección de caldera en standby” y a las “pérdidas por arranque-parada del quemador por efecto de pre purga y pos purga de aire” ($\%P_{\text{ciclicas}}$) cuyo valor es aproximadamente de 9,47 % y 113,85 MJ/h es un valor nominal o promedio.

Estas se magnificarán directamente a mayor ciclado y viceversa, ya sea por efecto del sobredimensionamiento de la caldera con referencia al Duty térmico o baja demanda de vapor y por cualquier efecto colateral de paradas en producción o baja productividad, es decir reflejado en un bajo tonelaje-hora de producto terminado. El cálculo individual de pérdidas de calor relacionados a ciclos de encendido y apagados se calculan en la sección 4.10.3. y 4.10.4. para cada tipo de producto en base a una hora de producción

4.8. Pérdidas de calor intermitentes por purgas laterales y de fondo

4.8.1. Ciclo de concentración operativo y porcentaje de purga

La dureza total CaCO_3 está totalmente controlada en el ablandamiento del agua de reposición (ver Anexo H), por lo tanto, la cantidad de agua a purgar estará regida en base a la concentración de total de sólidos disueltos (TDS) del agua ablandada siendo el valor promedio es de 664 ppm

$$C. C = \frac{\text{TDS Maxima permitida}}{\text{TDS Agua de alimentación}} = \frac{3500}{664} = 5,27 \text{ ciclos}$$

Para limitar la concentración máxima permitida se requieren mínimos de 5,27 ciclos, entonces, la cantidad de agua que debe extraerse efectuando purgas para este propósito de ser 1/5,27 veces la tasa de agua de alimentación, es decir:

$$\% \text{ purga} = \frac{1}{5,27} * 100 = 18,98\%$$

4.8.2. Evaluación ex situ de la tasa requerida de purga de caldera

Al reemplazar la tasa de vaporización actual-medida de 329,59 kg/h y asumiendo que esta no se altere significativamente debido a la purga se tiene:

$$\dot{m}_{\text{purga}} = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}}}{(C. C - 1)} = \frac{329,59 \text{ kg/h}}{5,27 - 1} = 77,19 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{alimentacion}} = \dot{m}_{\text{purga}} + \dot{m}_{\text{vapor}} = 77,19 \frac{\text{kg}}{\text{h}} + 329,59 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 406,78 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Bajo esta premisa, debe ingresar mayor cantidad de agua al sistema, para mantener el nivel de agua en el interior de la caldera, aumentando el tiempo de inyección en un 18,98%, de la misma manera esta cantidad egresará como agua saturada a la presión de caldera como purga. Si se refleja

esto en un balance de energía durante el periodo de 1 hora se evidencia que el sistema requiere incrementar la cantidad de combustible, es decir mantener mayor tiempo de encendido de quemador para equilibrar la salida promedio de vapor.

Tabla 4-37: Balance teórico de energía con vaporización y purga

Cantidad salida de calor			Cantidad entrada de calor		
Calor vapor saturado	(329,59kg)*(2,7506 kg/kg)	906,60 MJ	Agua de alimentación	(406,78 kg)*(0,06717MJ/Kg)	27,32 MJ
Perdidas de calor estacionarias	(1-0.8304)*(27,79 kg)*(43,259 MJ/kg)	203,89 MJ	Combustible diésel	X	1240,68 MJ
Perdidas de calor cíclicas teóricas	(9,47%)*(27,79 kg)*(43,259MJ/kg)	113,85 MJ			
Perdidas calor purga de caldera	(77,19kg)*(0,6495-0,06717MJ/kg)	43,66 MJ			
Total Calor salida		1268 MJ	Total Calor entrada		1268 MJ

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$\text{Calor entada} = \frac{\dot{Q}_{\text{comb}}}{\text{PCS}} = \frac{1240,68 \text{ MJ/h}}{43,259 \text{ MJ/kg}} = 28,68 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Ya que las purgas no son continuas sino intermitentes y sabiendo que el quemador no opera continuamente en 1 hora de producción, el flujo de calor extraído por purgas no se puede restar directamente de la eficiencia estacionaria (quemador encendido) ya que el minuto exacto en que el operador realiza la purga de forma manual es indeterminado, pudiendo ser cuando el quemador este encendido o cuando la caldera se encuentre en standby, por ende, su cuantificación en cantidad de energía 43,66 MJ es más acertada en referencia a una hora nominal de producción.

4.8.3. Pérdidas de calor debido a purgas de caldera

$$\%Pp = \frac{43,66 \text{ MJ}}{28,68 \text{ kg} * 43,259 \text{ MJ/kg}} * 100 = 3,52\%$$

4.8.4. Diagrama de Sankey generación de vapor con purgas de caldera



Ilustración 4-13: Sankey balance de energía en caldera en llama baja con purgas de caldera y tasa de evaporización promedio en servicio

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.8.5. Verificación de la tasa de purga de caldera a través del registro de control de calidad de agua de caldera

Del anexo I, de acuerdo al control de calidad de agua que efectúa un tercero, se analizó algunos de sus registros, en los cuales se recomienda realizar purgas laterales cada 2 horas, donde además se han constatado los siguientes valores de TDS:

Tabla 4-38: Registros de control de agua de caldera

Fecha	Agua de alimentación (TDS-ppm)	Agua ablandada (TDS-ppm)	Agua de Caldera (TDS-ppm)	Recomendaciones (empresa externa)	Observaciones
06/08/2019	400	600	14.000	Cada 2 horas:	
12/12/2019	500	500	12.000	Purga de fondo 3 veces de 5s c/u; purga lateral 2 veces de 4s c/u. 1 purga continua 1 veces por semana.	Se purgaba cada 3 horas
09/01/2019	487	500	3.000	Mismos tiempos de purgas intermitentes Se cierra purga continuas	
13/02/2020	500	500	15.000	Mismos tiempos de purgas intermitentes. Aumentar purga continua 3 veces por semana	
16/04/2020	680	660	4.070	Aumentar 3s a cada purga.	
21/05/2020	400	400	3.200	Cada dos horas: Purga de fondo 3 veces de 13s c/u; purga lateral 2 veces de 4s c/u 1 purga continua 2 veces por semana.	

17/02/2021	500	590	6.900	Aumentar hasta un tiempo de 30 segundos cada que se realice las purgas de fondo y laterales	
31/03/2021	500	560	8.400		
		Promedio	8321		

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se han venido acumulando bastantes solidos disueltos en los análisis, sin haber un control efectivo definitivo, aunque si se han recomendado medidas de control correctiva después de cada análisis, el TDS permitido máximo promedio excede los 3500 ppm, y la tasa de purgas se ha venido incrementando progresivamente desde el 2019 hasta el 2021.

Se considera que se está perdiendo calor y dinero en tratamiento químico de forma excesiva por el motivo de las purgas continuas, con un valor promedio de TDS de 8321 ppm según los registros provistos, con lo que se está generando arrastre de humedad en el vapor, lo que podría provocar el efecto tipo golpe de ariete aguas arriba y riego de incrustaciones en los tubos internos.

Debe tomarse como posibles correctivos además de un control de calidad adecuado y una correcta dosificación, además la posible necesidad de: a) tratamiento alterno de desmineralizan para reducir solidos disueltos (minerales) b) automatizar el control de purgas c) tener en cuenta que el sistema caldera-quemador está sobredimensionado con respecto a la demanda , este posee una mayor proporción de calor de entrada, aumentando la energía internan rápidamente y promoviendo una tasa de vaporización más eficaz, haciendo que la concentración de impurezas en el interior aumenten a la par; cambiar por un quemador con un radio de modulación más amplio para cargas bajas o simplemente reducir la tasa de entrega de combustible con un boquilla más pequeña podría ayudar a reducir la cantidad de purgas.

A continuación, se estima la tasa de purga media expulsada de fondo y lateral por hora, durante el periodo 2020 a partir de la tabla anterior y se compara con aquella requerida a través de ciclos de concentración (ver sub-acápite 4.8.1). De la Ilustración 2-33, a presión de 76,8 psia*1,15 equivalente a 6 bar y a un diámetro de tubería de purga de 1,25 pulgadas el flujo estimado es de 2,8 kg/s

$$\dot{m}_{purga} = 2,8 \frac{kg}{s}$$

Para purgas de fondo, siendo el tiempo de cada purga recomendada de 13 segundos por cada una y cada dos horas.

$$m_{\text{purga}} = 2,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * \frac{13\text{s}}{2\text{h}} * 3 = 109,2 \text{ kg}$$

Y para purgas de superficie o laterales de 4 segundos cada una.

$$m_{\text{purga}} = 2,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * \frac{4\text{s}}{2\text{h}} * 2 = 22,4 \text{ kg}$$

En total se tiene un flujo promedio recomendado de:

$$\dot{m}_{\text{purga}} = \frac{109,2 \text{ kg} + 22,4 \text{ kg}}{2\text{h}} = 65,8 \text{ kg/h}$$

Por lo tanto siendo la tasa de purga requerida a 77,19 kg/h a 5,27 ciclos es normal que se haya incrementado el tiempo de purga para el 2021.

4.9. Pérdidas de calor en la tubería de distribución principal en llama baja hacia acondicionador

4.9.1. Pérdidas de calor de tubería principal en llama baja

4.9.1.1. Resistencia térmica del film de vapor húmedo

De la tasa de vaporización medida 329,59 kg/h, siempre existirá una pequeña fracción de humedad asumiendo, que esta sea del 97,60%, la trampa #0 debe despojar dicha cantidad con lo que se cuenta en la tubería principal con alrededor de 321,71 kg/h., a una temperatura de saturación de 154,011 °C.

$$h_{\text{cond}} = 0,023 \text{Re}_{\text{LO}}^{0,8} \text{Pr}_1^{0,4} \frac{k_1}{D} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{\text{Pr}_{\text{red}}^{0,38}} \right]$$

$$G_{\text{Total}} = \frac{m_{\text{vapor}}}{A} = \frac{321,71 \text{ kg/h}}{\pi \left(\frac{0,05248\text{m}}{2} \right)^2} \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} = 41,313 \text{ kg/sm}^2$$

A 154,011 °C y viscosidad dinámica para el líquido saturado es $1,77355 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}$

$$Re_{LO} = \frac{G_{Total}D}{\mu_l} = \frac{41,31 \text{ kg/sm}^2(0,05248\text{m})}{1,77355 \times 10^{-4} \text{kg/ms}} = 12225$$

La presión reducida del vapor teniendo en cuenta la presión promedio 76,8 psia y presión crítica igual a 3200 psia se obtiene

$$P_{red} = \frac{P}{P_{crit}} = \frac{76,8 \text{ psia}}{3200 \text{ psia}} = 0,024$$

Asumiendo una calidad de vapor promedio del 0,9878%, para consecutivamente ser iterado. Reemplazando el número de Prandtl del líquido saturado el cual es igual a 1,12404 y siendo la conductividad de $6,81304 \times 10^{-7} \text{MJ/sm}^\circ\text{C}$.

$$h_{cond} = 0,023 Re_{LO}^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{D} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{P_{red}^{0,38}} \right]$$

$$h_{cond} = 0,023(12225)^{0,8}(1,12404)^{0,4} \frac{6,81304 \times 10^{-7} \text{MJ/sm}^\circ\text{C}}{0,05248\text{m}} \left[(1 - 0,9878)^{0,8} + \frac{3,8(0,9878)^{0,76}(1 - 0,9878)^{0,04}}{(0,024)^{0,38}} \right]$$

$$h_{cond} = 7,60 \times 10^{-3} \text{MJ/sm}^2^\circ\text{C}$$

$$R_{cond} = \frac{1}{h_{cond}A_{int}} = \frac{1}{7,60 \times 10^{-3} \text{MJ/sm}^2^\circ\text{C}(\pi(48,5\text{m})0,05248\text{m})} = 16,46 \frac{\text{s}^\circ\text{C}}{\text{MJ}}$$

4.9.1.2. Resistencia térmica por pared de tubería

$$R_{tub} = \frac{\ln \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}} \right)}{K_{acero}(2\pi L)} = \frac{\ln \left(\frac{0,0603/2}{0,05248/2} \right)}{5,1 \times 10^{-5}(2\pi * 48,5)} = 8,94 \frac{\text{s}^\circ\text{C}}{\text{MJ}}$$

4.9.1.3. Resistencia térmica por cañuela de lana de vidrio

La conductividad térmica ideal de la cañuela se le agrega un incremento del 300% como mínimo por la absorción por de la humedad del ambiente.

$$K_{aislante} = 1,3 \times 10^{-7} + 1,3 \times 10^{-7}(300\%) = 1,69 \times 10^{-7} \text{MJ/sm}^\circ\text{C}$$

$$R_{aislante} = \frac{\ln \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}} \right)}{K_{aislante}(2\pi L)} = \frac{\ln \left[\frac{\left(\frac{0,0603 + 0,05 * 2}{2} \right)}{0,0603/2} \right]}{1,69 \times 10^{-7}(2\pi * 48,5)} = 18984,71 \frac{\text{s}^\circ\text{C}}{\text{MJ}}$$

4.9.1.4. Resistencia térmica del film de aire externo

La correlación más sencilla es la de Hilpert, sin embargo, esta está basada en la temperatura media de película. Dado que no se tiene datos de temperatura de superficie y por ende tampoco la temperatura del film, debido a que la tubería está ubicada a una altura y longitud considerable, en primera instancia se debe asumir una temperatura de película; se considera que esta tiene inicialmente 18 °C, es decir iguala la temperatura ambiente. Posteriormente se ira iterando y refinando hasta hallar la temperatura media de superficial.

Aplicando la correlación de Hilpert, las propiedades del aire a 18°C, HR:60% y presión atmosférica de 81,361 kPa son: densidad 0,9682 kg/m³, viscosidad 1,7949x10⁻⁵kg/ms, conductividad 2,5327x10⁻⁸MJ/sm°C y numero de Prandtl 0,71872

$$Re = \frac{vdD}{\mu} = \frac{\left(3,406 \frac{m}{s}\right) \left(\frac{0,9682kg}{m^3}\right) (0,0603 + 0,05 * 2)m}{1,7949 \times 10^{-5} kg/ms} = 29451,2$$

Para Hilpert según Reynolds desde la Figura 30-2, para conocer las constantes C y m:

$$Nu = 0,193(Re)^{0,618}(Pr)^{1/3}$$

$$Nu = 0,193(29451,2)^{0,618}(0,71872)^{1/3} = 99,919$$

$$h_{aire} = \frac{Nu * K}{D} = \frac{99,919 * 2,5327 \times 10^{-8} MJ/sm^{\circ}C}{(0,0603 + 0,05 * 2)m} = 1,5787 \times 10^{-5} \frac{MJ}{s m^2 \circ C}$$

$$R_{aire} = \frac{1}{1,5787 \times 10^{-5} * (0,05 * 2 + 0,0603)\pi * (48,5)} = 2593,43 \frac{s^{\circ}C}{MJ}$$

$$Q_{conv} = \frac{T_{int} - T_{amb}}{R_{total}} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{vapor} + R_{acero} + R_{asilante} + R_{aire}}$$

$$= \frac{(154,011 - 18)^{\circ}C}{(16,46 + 8,94 + 18984,71 + 2593,43) \frac{s^{\circ}C}{MJ}} \frac{3600s}{h} = 22,66 MJ/h$$

Re calculando la temperatura de pared y la temperatura de film del aire, a través de la última capa:

$$T_{pared} = Q_{conv}R_{aire} + T_{amb} = 22,6648 \frac{MJ}{h} * 2593,43 \frac{s^{\circ}C}{MJ} \frac{h}{3600s} + 18^{\circ}C = 34,33^{\circ}C$$

$$T_{film} = \frac{(34,33 + 18)^{\circ}C}{2} = 26,16 C$$

$$\epsilon_r = \left| \frac{18 - 26,16}{26,16 C} \right| * 100 = 31\%$$

Como la temperatura de pared es mayor a la asumida se debe iterar, es decir repetir el proceso anterior hasta que el error sea despreciable. Utilizando, la correlación de Churchill Beristaín que tiene mayor precisión. Las propiedades del aire a 26,16 C HR:60% y presión atmosférica de 81,361 kPa son: densidad 0,9382 kg/m³, viscosidad 1,8235x10⁻⁵kg/ms, conductividad 2,53873x10⁻⁸MJ/sm°C y numero de Prandtl 0,719

$$Re = \frac{vdD}{\mu} = \frac{\left(3,406 \frac{m}{s}\right) \left(\frac{0,9382kg}{m^3}\right) (0,0603 + 0,05 * 2)m}{1,8233 \times 10^{-5} kg/ms} = 28091$$

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62(28091)^{1/2}(0,719)^{1/3}}{[1 + (0,4/0,719)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{28091}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} = 97,2585$$

$$h_{aire} = \frac{K_{aire}Nu}{D} = \frac{2,5873 \times 10^{-8} MJ/sm^{\circ}C(97,2585)}{(0,0603 + 0,05 * 2)m} = 1,569710^{-5} MJ/sm^2^{\circ}C$$

$$R_{aire} = \frac{1}{1,569710^{-5} * (0,05 * 2 + 0,0603)\pi * (48,5)} = 2608,16 \frac{s^{\circ}C}{MJ}$$

$$Q_{conv} = \frac{(154,011 - 18)^{\circ}C}{\left(16,46 + 8,94 \frac{s^{\circ}C}{MJ} + 18984,71 + 2608,16\right) \frac{s^{\circ}C}{MJ}} \frac{3600s}{h} = 22,65 MJ/h$$

$$T_{pared} = 22,65 \frac{MJ}{h} * 2608,16 \frac{s^{\circ}C}{MJ} \frac{h}{3600s} + 18^{\circ}C = 34,41^{\circ}C$$

$$T_{film} = \frac{(34,41 + 18) C}{2} = 26,205^{\circ}C$$

$$\varepsilon_r = \left| \frac{26,16 - 26,205}{26,205} \right| * 100 = 0,17\%$$

Si se realiza una iteración más utilizando como punto de partida la última temperatura del film como la de superficie anterior resultando en un error de 10⁻⁴ %, obteniéndose con certeza que:

$$\dot{Q}_{conv} = 22,65 MJ/h$$

Para calcular las pérdidas por radiación y el calor total perdido en la línea principal, donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann y ε la emisividad del material metálico que cubre el al aislante:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rad} &= A_{ext} \varepsilon \sigma (T_{pared}^4 - T_{amb}^4) \\ &= (0,05m * 2 + 0,0603m)\pi \\ &* (48,5m)(0,8) \left(5,67 \times 10^{-14} \frac{MJ}{sm^2^{\circ}K^4}\right) [(34,41 + 273,15)^4 K^4 - (18 + 273,15)^4 K^4] \\ &* \frac{3600s}{h} = 7,03 \frac{MJ}{h} \end{aligned}$$

Las pérdidas de calor lineales en la tubería en llama baja son:

$$\dot{Q}_{\text{perd-1}} = \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}} = 29,68 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

4.9.2. Pérdidas de calor en tubería principal en llama alta

El cálculo es análogo con las mismas condiciones, a la sección anterior, excepto para el flujo másico la tasa de vaporización en llama alta a una eficiencia estacionaria de, se presentan los resultados tabuladas a continuación:

$$G_{\text{Total}} = \frac{m_{\text{vapor}}}{A} = \frac{702,17 \text{ kg/h}}{\pi \left(\frac{0,05248 \text{ m}}{2} \right)^2} \left(\frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \right) = 90,171 \text{ kg/sm}^2$$

$$Re_{\text{LO}} = \frac{G_{\text{Total}} D}{\mu_1} = \frac{90,171 \text{ kg/sm}^2 (0,05248 \text{ m})}{1,77355 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}} = 26681,93$$

Asumiendo una humedad teórica del $x_1 = 0,97$ y $x_2 = 0,9750$ calculado iterando se alcanza una humedad media de $\bar{x}_m = 0,9725$.

$$h_{\text{cond}} = 1,45 \times 10^{-2} \text{ MJ/sm}^2\text{°C}$$

Las pérdidas de calor son en estas condiciones son:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{rad}} + \dot{Q}_{\text{conv}} = (22,66 + 7,03) \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 29,69 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

4.9.3. Tasa de formación de condensado en tubería principal

4.9.3.1. Condensado formado en llama baja

Las pérdidas de calor se hallaron a partir de un coeficiente local de condensación a una humedad cercana asumida a la saturación, ($x=0,9878$), lo recomendable es utilizar un coeficiente promedio si se asume una variación lineal en la distribución de la calidad de vapor, es decir entre x_1 inicial y x_2 final a lo largo de la tubería (Shah 1979, p. 550). Entonces, la condensación final promedio, puede determinar por iteración de la media aritmética \bar{x}_{cond} y para un error relativo mínimo del condensado obtenido .

$$\bar{x}_{\text{cond i}} = \frac{x_1 + x_2}{2} \Rightarrow \bar{h}_{\text{cond i}}$$

Inicialmente, a $x_1=0,9878$ inicialmente asumido, el coeficiente interno calculado de $7,60 \times 10^{-3} \text{MJ/sm}^2\text{C}$, la tasa de condesado es:

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \frac{\dot{Q}_{\text{rad}} + \dot{Q}_{\text{conv}}}{H_{\text{fg}}} = \frac{22,65 \frac{\text{Mj}}{\text{h}} + \frac{7,03\text{MJ}}{\text{h}}}{\frac{2,1011\text{MJ}}{\text{kg}}} = 14,12 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Entonces, x_2 final es:

$$x_2 = \frac{m_v}{m_{\text{cond}} + m_v} = \frac{321,71}{14,12 + 321,71} = 0,9579$$

Calculando, el valor medio:

$$\bar{x}_{\text{cond i}} = \frac{0,9878 + 0,9579}{2} = 0,9729$$

A través de $x_{\text{cond}}=0,9729$, el coeficiente interno calculado de $7,77 \times 10^{-3} \text{MJ/sm}^2\text{C}$ e iterándolo tal cual como en la sección anterior, la tasa de condesado es:

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \frac{Q_{\text{rad}} + Q_{\text{conv}}}{H_{\text{fg}}} = \frac{29,69 \text{ MJ/h}}{\frac{2,1011\text{MJ}}{\text{kg}}} = 14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\varepsilon_r = \left| \frac{14,12 - 14,13}{14,13} \right| * 100 = 7,10 \times 10^{-2}$$

La diferencia entre el valor medio y el valor inicial en la humedad es insignificante, y esto tiene una inferencia nula en el coeficiente local de condensación promedio, por ende, las pérdidas de calor se mantienen constantes.

4.9.3.2. Condensado formado en llama alta

En tanto que para llama el valor la tasa de condensado no varía significativamente al producido en llama baja:

$$\dot{m}_{\text{comd}} = \frac{m_v}{x_2} - m_v = \frac{702,17 \text{ kg/h}}{0,9750} - 702,17 \text{ kg/h} = 18 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

4.9.4. Verificación in situ de la tasa de condensación en tubería principal

Las mediciones del caudal de condensado que egresa en planta, se realizaron en horas operativas y una sola muestra dada las condiciones de poco caudal usualmente observados o percibidos tanto por los trabajadores y el analista. Las condiciones ambientales no se tomaron en consideración.



Ilustración 4-14: Medición de caudal de condensado en equilibrio térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se recolectaron 175 ml/min de la unión los condensados de la línea 1 y línea 2, a una temperatura de 41,7 C, y el doble de caudal como máximo, debido a que la trampa de balde invertido suele operar de forma intermitente y también a las condiciones de incertidumbre ambiental en el momento de la medición, especialmente temperatura, velocidad del viento y humedad del aire.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{total min}} &= \dot{m}_{\text{cond L1}} + \dot{m}_{\text{cond L2}} = 175 \frac{\text{mL}}{\text{min}} \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \right) \left(\frac{\text{L}}{1000 \text{ mL}} \right) \left(\frac{\text{m}^3}{1000 \text{ L}} \right) \left(\frac{991,515 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right) \\ &= 10,411 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Obteniendo una media aritmética:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{total max}} &= 10,411 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2 = 20,822 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \\ \bar{m}_{\text{cond m}} &= \frac{\dot{m}_{\text{total min}} + \dot{m}_{\text{total max}}}{2} = 15,65 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$\varepsilon_r = \left| \frac{m_{\text{cond c}} - \bar{m}_{\text{cond m}}}{\bar{m}_{\text{cond m}}} \right| * 100 = \left| \frac{14,13 - 15,65}{15,65} \right| * 100 = 9,71\%$$

La precisión del cálculo de las pérdidas de calor en la tubería principal, se verifica a través del valor de la tasa de condensado arroja un error porcentual solo del 9,71% con respecto al valor tasa media condensado del valor real.

4.9.5. Pérdidas de calor en tubería posterior a estación reguladora de presión, válvulas y accesorios

Tabla 4-39: Parámetros de diseño de estación reguladora de presión

Longitud (m)	6
Grado	ASTM A216
Material	WCB
Temperatura de vapor (°C)	154,011
Sin aislamiento	-
#válvulas	4

Realizado por: Vaca, S., 2023

Primero, teniendo en cuenta que la caída de presión no es considerable y la presión promedio aguas arriba en la PRV es aproximadamente igual a 76,8 psia, la entalpía total a la entrada es $H_{fg} = 2750,67$ KJ/kg y la temperatura de saturación $T_{s1} = 154,011$ °C, a continuación, la presión reducida es de 40 psig o 3.57161 bar (abs) y $T_{s2} = 139,574$ °C.

$$Q - W = h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Ya que el proceso de estrangulamiento es isoentálpico

$$h_2 = h_1 = 2750,67 \text{ KJ/kg}$$

A través de un diagrama de Mollier se puede observar cómo varía la presión y la calidad con el cambio de presión, para mayor presión se ha utilizado el software Steam Tab ChemicalLogic.

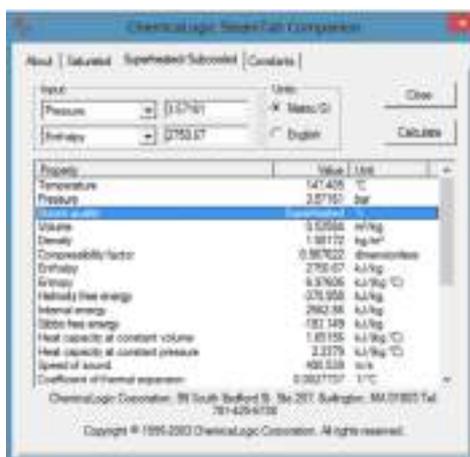


Ilustración 4-15: Propiedades el vapor sobrecalentado

Fuente: (ChemicalLogic Corp, 2003).

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$T = 147,505 \text{ C}$$

$$x = \text{sobrecalentado}$$

Para cuando el flujo pasa a través de la tubería hacia el acondicionador al cual previamente se le ha separado la humedad, al reducir su presión pasa a ser vapor sobrecalentado:

4.9.5.1. Resistencia térmica del film de vapor sobrecalentado

Las propiedades en el estado antes mencionado son las siguientes, para reemplazar en la correlación de Gnielinski: $\rho = 1,90172 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 1,3948 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$, $Pr = 1,02257$, $K = 3,052551 \times 10^{-8} \text{ MJ/sm}^2\text{C}$. NSP 2 ½ equivalente a un diámetro nominal de 65mm y un diámetro exterior real de 73,3 mm para esta tubería.

$$\dot{V} = \frac{321,71 \text{ kg/h}}{1,90172 \text{ kg/m}^3} = 169,17 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$v = \frac{169,17 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\pi \left(\frac{0,062713 \text{ m}}{2} \right)^2} \left(\frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \right) = 15,21 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\left(15,21 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \left(1,90172 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0,062713 \text{ m})}{1,3948 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}} = 130076$$

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left[\frac{\epsilon}{3,71 * D_H} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right] \right]^2} = \frac{0,25}{\left[\log \left[\frac{0,046 \text{ mm}}{3,71 * 62,713 \text{ mm}} + \frac{5,74}{(130076)^{0,9}} \right] \right]^2} = 0,02080$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + \left[12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)\right]} = \frac{\left(\frac{0,02080}{8}\right)(130076 - 1000)(1,02257)}{1 + \left[12,7\left(\frac{0,02080}{8}\right)^{1/2}(1,02257^{2/3} - 1)\right]} = 340$$

$$h_{conv} = \frac{Nu * K}{d} = \frac{340 * 3,05255 \times 10^{-8} \text{ MJ/sm}^{\circ}\text{C}}{0,062713 \text{ m}} = 1,65 \times 10^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{s m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

La longitud de tubería es de 6 metros añadiendo e un factor de seguridad de 1,3 por accesorios que no son válvulas en la estación reguladora de presión:

$$L_{eq} = 6 \text{ m} * 1,3 = 7,8 \text{ m}$$

$$R_{vapor} = \frac{1}{h_{conv} * A_{int}} = \frac{1}{1,65 \times 10^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{s m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} * 0,062713 \text{ m} * \pi * 7,8 \text{ m}} = 3934 \frac{\text{s }^{\circ}\text{C}}{\text{MJ}}$$

4.9.5.2. Resistencia térmica del film de aire externo

$$T_{film} = \frac{T_{pared} - T_{amb}}{2} = \frac{\frac{(T_{int} + T_{amb})}{2} + T_{amb}}{2} = \frac{\frac{(147,505 + 23)}{2} + 23}{2} = 54,63 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Sin embargo, dadas las condiciones del aire en interior la convección es menos intensa, por esta razón la temperatura se calculó por iteración que es $T_{film} \approx 82 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Hallando las propiedades del aire a dicha temperatura y 11.8 pía humedad relativa del 60%; $\nu = 2,1485 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $\alpha = 3,0765 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $Pr = 0,69$ y $K = 3,0391 \times 10^{-8} \text{ MJ/sm}^{\circ}\text{C}$.

$$T_{pa} = 2T_f - T_{\infty} = 141 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\beta = \frac{1}{82 + 273,15} = 2,8117 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$Ra_D = \frac{((0,073 \text{ m})^3 9,8 \text{ m/s}^2 (2,8117 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}) ((141 + 323,15) - (23 + 273,15))^{\circ}\text{K}}{2,1485 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} * 3,0930 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 1,92 \times 10^6$$

$$Nu_D = \left[0,60 + \frac{0,387(1,92 \times 10^6)^{1/6}}{(1 + (0,559/0,69)^{9/16})^{8/27}}\right] = 17,411$$

$$h_{conv} = \frac{17,411 * 3,0391 \times 10^{-8} \text{ MJ/sm}^{\circ}\text{C}}{0,073 \text{ m}} = 7,2485 \times 10^{-6} \text{ MJ/sm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} *$$

$$R_{aire} = \frac{1}{h_{conv} * A_{int}} = \frac{1}{7,2485 \times 10^{-6} \text{ MJ/sm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} * 0,073 * \pi * 7,8 \text{ m}} = 77123 \frac{\text{s }^{\circ}\text{C}}{\text{MJ}}$$

4.9.5.3. Resistencia térmica por pared de tubería

Con la Conductividad térmica del acero fundido WCB igual $5,1 \times 10^{-5} \text{ MJ/ms}^{\circ}\text{C}$

$$R_{\text{tub}} = \frac{\ln\left(\frac{0,0730}{0,062713}\right)}{5,1 \times 10^{-5} (2\pi * 7,8)} = 60,77 \frac{\text{s } ^\circ\text{C}}{\text{MJ}}$$

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = \frac{(147,405 - 23)^\circ\text{C}}{(3934 + 60,77 + 77123) \frac{\text{s } ^\circ\text{C}}{\text{MJ}}} * \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} = 5,52 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

Se confirmó que la temperatura de pared fue bien asumida, antes calcular las pérdidas por radiación

$$T_{p,a} \approx T_p = Q_{\text{conv}} R_{\text{aire}} + T_\infty = 5,52 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} 77123 \frac{\text{s } ^\circ\text{C}}{\text{MJ}} + 23^\circ\text{C} = 141,25^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = (0,073\text{m})(\pi)(7,8\text{m})(0,85) \left(5,67 \times 10^{-14} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \text{K}^4}\right) [(141 + 273,15)^4 \text{K}^4 - (23 + 273,15)^4 \text{K}^4] * \frac{3600\text{s}}{\text{h}}$$

$$= 6,74 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

4.9.5.4. Perdida de calor por válvulas en PRV

Extrapolando del Anexo J, a una diferencia de temperatura de 115 °C entre la temperatura el vapor y aire ambiente:

Tabla 4-40: Pérdidas de calor debido a válvulas de PRV

Tamaño de Válvula	Pérdidas de calor (MJ/h)	Cantidad
DN 65 mm	1,39	4
DN 40 mm	1,02	1
Total	6,58	5

Realizado por: Vaca, S., 2023

Y agregando un 10% debido a partes más pequeños medidores de presión, separador de vapor, by-pass entre otros:

$$\dot{Q}_{\text{acces}} = 6,58 * 1,10 = 7,24 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}} + \dot{Q}_{\text{acces}} = (5,52 + 6,74 + 7,24) \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 12,4436 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

4.10. Análisis energético del consumo de combustible de acuerdo para el proceso de acondicionado

4.10.1. Consumo de vapor para cada tipo de producto

Se proyectan dos métodos o maneras simples para estimar la cantidad de vapor consumido en el proceso de elaboración de balanceados. El primero se puede realizar a través de un estudio teórico (ex situ), basándose por ejemplo en un valor de C_p promedio para la mezcla seca molida en función de uno o varios componentes principales y de una temperatura final teórica estimada. Un segundo método (in situ) experimental a través de un balance de masa y energía combinado relaciona la cantidad del vapor condensado con los datos de humedad registrados antes y después del acondicionado.

Para efectuar cualquiera de los dos métodos de forma fiable resulta absolutamente necesario conocer cuál es la capacidad actual de producción por producto o cuanto es el flujo másico de mezcla molida por tipo de producto que pasa por el acondicionador. Esta información es proporcionada por la empresa en toneladas por hora. Para cerdos, ganado lechero y cuyes la capacidad producción $m_{MM} = 8 \text{ t/h}$, para pollos de 6 a 7 t/h mientras que para lechones es aproximadamente 4 t/h.

En el balance de energía, predomina el flujo de calor y entalpías, por lo que se consideran despreciables la variación de energía cinética, potencial, la caída de presión, la carga por fricción y se considera que no hay pérdidas de vapor por fugas. El vapor de entrada al acondicionado se asume isoentálpico asumiendo una presión promedio de caldera de 76,8 psi (abs) cuya entalpia de vapor de 2,75066 MJ/kg. Las temperaturas de entrada de mezcla molida seca se consideran en la siguiente tabla:

Tabla 4-41: Temperatura de mezcla molida seca

Tipo de producto	Temperatura inicial T_1 (°C)
Lechones	23
Pollos	25
Cerdos	25
Cuyes	25
Ganado lechero	27
Promedio	25

Realizado por: Vaca, S., 2023

Para todos los apartados del Título 4.10 se adjunta el modelo de cálculo para balanceado tipo lechón, para los demás tipos de balanceado los valores se hallan directamente tabulados.

4.10.1.1. Método ex situ

Tabla 4-42: Temperatura teórica final aproximada de mezcla molida acondicionada

Tipo de producto	Lechones	Pollos	Cerdos	Cuyes	Ganado lechero
Temperatura promedio de mezcla acondicionada $T_{ref} = T_{final}$ (°C)	43	68,5	57	57	43
Entalpia (humedad) H_f a 11,8 psia (MJ/kg)	0,1801	0,2868	0,2387	0,2387	0,1801

Fuente: (Campabadal et al., 2014, p. 2).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-43: Calor es específico aproximado calculado para mezclas molidas

Producto	C_p (MJ/kg °C)
Lechones	$1,8389 \times 10^{-3}$
Pollos	$1,7593 \times 10^{-3}$
Cerdos	$1,7778 \times 10^{-3}$
Cuyes	$1,7879 \times 10^{-3}$
Ganado lechero	$1,1028 \times 10^{-3}$

Realizado por: Vaca, S., 2023

Para lechones:

$$\dot{m}_{cond T} = \frac{\dot{m}_{mm} C_{pmm} (T_{final} - T_{inicial})}{h_g - C_p T_2} = \frac{4000 \text{ kg/h} (1,8389 \times 10^{-3} \text{ MJ/kg}^\circ\text{C}) (43 - 25)^\circ\text{C}}{(2,75066 - 0,1801) \text{ MJ/Kg}}$$

$$= 51,51 \text{ kg/h}$$

$$Z_{pT} = \frac{\dot{m}_{cond}}{\dot{m}_{MM}} = \frac{51,51 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ cond}}{4000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{\text{t}}{1000 \text{kg}} \right) \text{ MM}} = 12,88 \text{ t cond/kg MM}$$

$$\frac{Q_{acond}}{\text{batch}} = \frac{4000 \text{ kg/h} (1,8389 \times 10^{-3} \text{ MJ/kg}^\circ\text{C}) (43 - 25)^\circ\text{C}}{4000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \left(\frac{\text{t}}{1000 \text{kg}} \right)} = 33,10 \text{ MJ/batch}$$

$$\%H_{add} = \frac{m_{agua i} + m_{cond}}{(m_{seca} + m_{agua i}) + m_{cond}} = \frac{0,089 * 1000 \text{kg} + 12,88 \text{ kg}}{1000 \text{ kg} + 12,88 \text{ kg}} = 10,06 \%$$

Tabla 4-44: Consumo teórico de vapor y calor neto teórico

Tipo de alimento	$\dot{m}_{\text{cond T}}$ (kg/h)	$\dot{Q}_{\text{cond T}}$ (MJ/h)	$Z_{\text{p T}}$ (kg vapor/batch)	$(Q_{\text{acond}}/\text{batch})_{\text{T}}$ (MJ/batch)	% $H_{\text{add T}}$ (%)
Lechones	51,51	132,40	12,88	33,10	10,06
Pollos	201,90	497,44	31,06	76,53	14,17
Cerdo	149,10	374,53	18,64	46,82	13,12
Cuyes	182,21	457,10	22,78	57,21	13,18
Ganado lechero	117,80	310,80	14,72	37,85	12,98
PROMEDIO	186,87	352,98	19,69	50,30	12,70

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.1.2. Método in-situ

Se toma como modelos de cálculo el producto Lechón, reemplazando las humedades: inicial 8,9% y final 10,8%.

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \frac{4000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (10,8) - \left(100 * \frac{4000 \text{kg}}{\text{h}} (8,9/100) \right)}{100 - 10,8} = 85,202 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{\text{comd}} = 85,20 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (2,75066 - 180,137 \times 10^{-3}) \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = 219,013 \text{ MJ/h}$$

$$Z_{\text{p}} = \frac{85,20 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{4000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{\text{batch}}{1000 \text{ kg}} \right)} = 21,30 \text{ kg/batch}$$

$$\frac{Q_{\text{acond}}}{\text{batch}} = 54,75 \text{ MJ/batch}$$

Tabla 4-45: Consumo actual de vapor por batch para cada tipo de producto

Tipo de alimento	\dot{m}_{cond} (kg vapor/h)	\dot{Q}_{acond} MJ/h	Z_{p} (kg vapor/batch)	$(Q_{\text{acond}}/\text{batch})$ (MJ/batch)
Lechones	85,202	219,013	21,30	54,75
Pollos	127,304	313,657	19,59	48,25
Cerdo	232,558	584,182	29,07	73,02
Cuyes	156,142	392,227	19,52	49,03

Ganado lechero	223,516	574,552	27,94	71,82
Promedio	164,944	416,726	23,48	59,38

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.1.3. Comparación métodos ex situ e in situ

Tabla 4-46: Error teórico versus experimental en base a humedad final de acondicionado

Tipo de alimento	% $H_{add T}$ (%)	% $H_{add T}$ (%)	[% Error]
Lechones	10,06	10,80	6,87
Pollos	14,17	13,20	7,32
Cerdo	13,12	14,00	6,29
Cuyes	13,18	12,90	2,15
Ganado lechero	12,98	14,10	7,93
PROMEDIO	12,70	13,00	2,36

Realizado por: Vaca, S., 2023

El método teórico resulta ser una buena aproximación, aunque este puede ser perfectible; el error es poco representativo y no supera el 8%, además no se alcanzan humedades superiores al 15% que es el valor máximo cuando en calidad se trata, Sin embargo, para el análisis de eficiencia cíclica de caldera, cargas y consumo de combustible, se basarán en los valores de humedad añadida actuales o experimentales para una mejor precisión.

4.10.2. Carga térmica total utilizada para el proceso de acondicionado

Al verdadero requerimiento de calor para acondicionado además del calor neto de proceso deberá incluirse las pérdidas necesarias sean evitables e inevitables de calor en todo el tramo de tuberías lineales y accesorios, más las pérdidas de calor constates del cilindro de acondicionador.

4.10.2.1. Pérdidas de calor en el cilindro acondicionador

Los datos del cilindro de acondicionado sin cobertura de aislamiento térmico son los siguientes y aquí se asume el valor del coeficiente interno de 5000 Btu/hft²°F según Campabadal et al. (2014, p. 7).

Tabla 4-47: Datos de proceso del cilindro de acondicionado

Temperatura promedio interior °C	53,7
Temperatura ambiente °C	23
Diámetro (18 inch) (m)	0,457
Longitud (m)	1,981
Espesor de material (1/4 inch) m	0,00635

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-48: Coeficientes de transferencia de calor para acondicionado

Coeficiente de calor interno del vapor saturado referencial ($\text{MJ}/\text{sm}^2\text{°C}$)	0,028
$(h_c + h_r) @ \Delta T_s = 27,8 \text{ °C}$ ($\text{MJ}/\text{sm}^2\text{°C}$)	$9,525 \times 10^{-6}$

Fuente: (Campabadal et al. 2014)

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$\dot{Q}_{\text{perd-acond}} = \frac{\pi(0,457\text{m})(1,981\text{m})(53,4 - 23)}{\frac{1}{0,028 \text{ MJ}/\text{sm}^2\text{°C}} + \frac{0,00635 \text{ m}}{4,5 \times 10^{-5} \text{ MJ}/\text{sm}^2\text{°C}} + \frac{1}{9,525 \times 10^{-6} \text{ MJ}/\text{sm}^2\text{°C}}} * (1,33) \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}} \right) = 3,94 \text{ MJ/h}$$

Se agrega por accesorios un factor de 1,33 del equipo. Las pérdidas totales esperadas para la línea o tubería principal hasta el acondicionador y en el cilindro de acondicionado y accesorios se asumen constantes.

4.10.2.2. Carga térmica para cada tipo de producto

Como ejemplo para lechón, la carga térmica sería la recopilación o sumatoria de todos los flujos térmicos requeridos para conseguir el acondicionamiento:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{DT1} &= \dot{Q}_{\text{acond}} + (\dot{Q}_{\text{perd-l}} + \dot{Q}_{\text{perd acces}})_{\text{tub}} + (\dot{Q}_{\text{perd-l}} + \dot{Q}_{\text{perd acces}})_{\text{PRV}} + \dot{Q}_{\text{perd-ac}} \\ &= [(219,013) + (22,65 + 7,03 + 12,44) + (3,94)] \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 265,073 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Tabla 4-49: Carga térmica requerida para la elaboración de balanceado por tipo de producto

Tipo de alimento	\dot{m}_{cond} (kg vapor/h)	\dot{Q}_{acond} MJ/h	$\sum (\dot{Q}_{\text{perd-l}} + \dot{Q}_{\text{acces}})$ MJ/h	$\dot{Q}_{\text{perd-ac}}$ MJ/h	\dot{Q}_{T1} MJ/h
Lechones	85,20	219,013			265,073

Pollos	127,30	313,657	42,12	3,94	359,717
Cerdo	232,56	584,182			630,242
Cuyes	156,14	392,227			438,287
Ganado lechero	223,52	574,552			620,612
Promedio	164,94	416,726			462,786

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se puede incluir también la tasa media de calor purgado en caldera que es obligatoria, empero, se puede asumir como parte la carga total cíclica (no constante) de energía si se quiere, o puede ser incluida como un porcentaje de pérdida de calor en caldera, cualquiera de los dos es válida ya ambas vías aumentan el tiempo fraccional de operación del quemador y aumenta el consumo de combustible.

Así mismo se puede incluir la carga de calefacción requerida por los tanques de aceite de palma a la carga total estacionaria, sin embargo, se sabe que comúnmente se ha venido utilizando los condensados como energía de entrada a dicho sistema y se ha asumido como suficiente para la calefacción de dicho sistema, esta energía es equivalente a la condensación por pérdidas de calor en la línea principal como calor sensible, se analiza la carga térmica requerida por calefacción \dot{Q}_{T2} en detalle en la sección 4.11.

4.10.2.3. Porcentaje de carga útil de caldera por cada tipo de producto

El porcentaje de carga de caldera será la razón de la carga térmica requerida con respecto a la energía de la tasa de vaporización máxima generada, es decir la producción ideal de vapor si el quemador operase continuamente en llama baja.

$$\%Carga_{\text{lechón}} = \frac{265,073 \text{ MJ/h}}{372,02 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2,7507 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} * 100 = 25,903\%$$

Tabla 4-50: Carga térmica estacionaria por cada tipo de producto

Tipo de alimento	\dot{Q}_{T1} MJ/h	% Carga %
Lechones	265,073	25,903

Pollos	359,717	35,152
Cerdo	630,242	61,588
Cuyes	438,287	42,830
Ganado lechero	620,612	60,647
Promedio	462,787	45,224

Realizado por: Vaca, S., 2023

En la tabla anterior, se halla la carga térmica estacionaria, pero aún esta no es la carga térmica de proceso, porque no refleja el comportamiento cíclico de la caldera, para esto se deben entonces cualificar las pérdidas de calor cíclicas, de forma imbricada y para ello se empieza estimando el tiempo operacional del quemador

4.10.3. Tiempo fraccional ciclo-estacionario de caldera para cada tipo de producto

Conocida la carga requerida se puede estimar el tiempo operativo y en standby del quemador/caldera, lo que deja en evidencia el verdadero comportamiento cíclico al elaborar un tipo particular de producto; mostrando que existen otras variables implicadas que perturban el rendimiento de la caldera, inapreciables bajo un enfoque único estacionario. Como consecuencia se juntan, capacidad de producción en planta, demanda de vapor (consumo más distribución y/o calefacción), tasa de vaporización, eficiencia en la generación de vapor y entrada de combustible, en función de una eficiencia vapor combustible total, todo como un solo sistema interdependiente predispuesto a optimización.

4.10.3.1. Tiempo operativo y de inactividad del quemador por ciclo-estacionario

El volumen de agua almacenado en caldera NWL (ver Anexo A) es de 511 galones, los presostatos están configurados en alto y bajo para 80 psi (91,8 psia) y 65 psia (76,8psia), a dichas presiones, las temperaturas de saturación son 160,934 °C y 154,011 °C respectivamente, el valor para Cv promedio de agua es de $3,1088 \times 10^{-3} \text{ MJ/kg}^\circ\text{C}$. y densidad promedio de $589,77 \text{ kg/m}^3$.

Para balanceado tipo lechón la carga térmica es $265,073 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$:

$$t_{\text{off}} = \frac{(511 \text{ ga}) \left(\frac{\text{m}^3}{264,172 \text{ ga}} \right) \left(\frac{589,77 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right) (3,1088 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}) (160,934 - 154,011) ^\circ\text{C}}{265,073 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{60 \text{ min}} \right)}$$

$$= 5,5576 \text{ min}$$

$$t_{on-\epsilon} = \frac{(511 \text{ ga}) \left(\frac{\text{m}^3}{264,172 \text{ ga}} \right) \left(\frac{589,77 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right) (3,1088 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}) (160,934 - 154,011)^\circ\text{C}}{\left[(27,79 \text{ kg/h} * 43,259 * 0,8304) - 265,073 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \right] \left(\frac{\text{h}}{60 \text{ min}} \right)}$$

$$= 2,0092 \text{ min}$$

$$\text{ciclo}_\epsilon = t_{off} + t_{on-\epsilon} = 7,57 \text{ min}$$

Tabla 4-51: Tiempo operativo e inactividad del quemador por ciclo-estacionario

Tipo de alimento	$t_{on-\epsilon}$ (min)	t_{off} (min)	1 Ciclo $_\epsilon$ (min)
Lechones	2,009	5,558	7,57
Pollos	2,307	4,905	6,40
Cerdo	4,003	2,337	6,34
Cuyes	2,631	3,361	5,99
Ganado lechero	3,900	2,374	6,27
Promedio	2,970	3,545	6,52

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.3.2. Tiempo total operativo y de inactividad del quemador por ciclo-estacionario-hora

$$\frac{\#\text{ciclos}_\epsilon}{\text{hora}} = \frac{60 \text{ min}}{2,0092 \text{ min} + 5,5576 \text{ min}} = 7,9293 \text{ ciclos}_\epsilon/\text{hora}$$

En una hora se tiene:

$$t_{on-\epsilon-h} = \frac{2,0092 \text{ min}}{\text{ciclo}} * \frac{7,929 \text{ ciclos}}{\text{h}} = 15,932 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

$$t_{off-h} = \frac{5,5576 \text{ min}}{\text{ciclo}} * \frac{7,929 \text{ ciclos}}{\text{h}} = 44,068 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

Tabla 4-52: Tiempo operativo e inactividad del quemador por ciclo-estacionario hora

Tipo de alimento	# Ciclo $_\epsilon$ /h (#encendidos/h)	$t_{on-\epsilon-h}$ (min)	$t_{off-\epsilon-h}$ (min)
Lechones	7,93	15,93	44,07
Pollos	9,37	21,62	38,38
Cerdo	9,46	37,88	22,12

Cuyes	10,01	26,34	33,66
Ganado lechero	9,56	37,30	22,70
Promedio	9,27	27,82	32,18

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.4. Pérdidas de calor por ciclo-estacionario de caldera para cada tipo de producto

4.10.4.1. Pérdidas por pre purga de aire en quemador

El caudal de aire requerido por cada BHP:

$$60\text{BHP} * 8 = 480 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

A esto se agrega que por cada 300m se debe añadir 1,03 más aire, por lo tanto, a 1800, esto equivale a $1,03^6$: la densidad a 11,8 psia y una temperatura media de 92,5 °C asumiendo aire seco es de 1kg/m^3 .

$$480 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} (1.03 \times 10^6) \left[\frac{(0,3048\text{m})^3}{\text{ft}^3} \right] \left(1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{60\text{min}}{\text{h}} \right) = 973,78 \text{ kg/h}$$

Cada pre purga tiene una duración de 20 segundos (ver anexo K), el quemador no posee ciclos de post-purgas programados.

$$\dot{Q}_{\text{pre p}} = 973,78 \frac{\text{kg}}{\text{h}} 1 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (165 - 20)^\circ\text{C} = 141,20 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{3600} \right) \left(\frac{20\text{s}}{\text{ciclo}} \right) = 0,7844 \text{ MJ/ciclo}$$

La pérdida cíclica por pre purga en primera instancia, para lechón es:

$$\Phi \dot{Q}_{\text{pre p}} = 0,7844 \frac{\text{MJ}}{\text{ciclo}} \left(\frac{7,93 \text{ ciclos}_\epsilon}{\text{h}} \right) = 6,220 \text{ MJ/h}$$

A tiempo de proceso constante de 1 hora y al porcentaje de carga estacionaria.

Tabla 4-53: Pérdidas de calor por pre-purga

Tipo de alimento	% carga _ε (%)	ΦQ̇ _{pre p} (MJ/h)
Lechones	26,55	6,220
Pollos	36,03	7,351
Cerdo	63,13	7,423
Cuyes	43,90	7,855
Ganado lechero	62,17	7,501
Promedio	46,36	7,270

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.4.2. Pérdidas de calor por radiación y convección de caldera en standby

La pérdida de calor nominal emitida desde carcasa por efectos de radiación y convección ya calculada es 36,79 MJ/h (sección 4.6.8) multiplicado por el tiempo de inactividad.

$$\Phi\dot{Q}_{cr} = 36,79 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{60\text{min}} \right) * \left(\frac{5,5576 \text{ min}}{\text{ciclo}} \right) * \left(\frac{7,9293 \text{ ciclos}_{\epsilon}}{\text{h}} \right) = 27,021 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

Tabla 4-54: Pérdidas de calor de radiación y convección en standby

Tipo de alimento	t _{off-ε-h} (min)	ΦQ̇ _{cr} (MJ/h)
Lechones	44,07	27,021
Pollos	38,38	23,533
Cerdo	22,12	13,563
Cuyes	33,66	20,638
Ganado lechero	22,70	13,918
Promedio	32,18	19,735

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.5. Eficiencia cíclica de caldera por ciclo-estacionario para cada tipo de producto

Mientras la caldera se encuentra en standby no recibe flujo de calor del combustible, por lo que en este intervalo se absorbe la energía provista por el combustible cuando el quemador ha operado en el $t_{on-\epsilon-h}$, que se asumió inicialmente.

$$\% \eta_c = 100 - \% \Phi \dot{P}_{pre p} - \% \Phi \dot{P}_{cr}$$

Para lechón se tiene:

$$\% \eta_c = \left[\frac{27,79 \frac{kg}{h} * 43,259 \frac{MJ}{kg} * (0,8304) \left(\frac{h}{60 \text{ min}} \right) \left(\frac{15,93 \text{ min}}{h} \right)}{27,79 \frac{kg}{h} * 43,259 \frac{MJ}{kg} * (0,8304) \left(\frac{h}{60 \text{ min}} \right) \left(\frac{15,93 \text{ min}}{h} \right)} - \frac{6,220 \frac{MJ}{h}}{27,79 \frac{kg}{h} * 43,259 \frac{MJ}{kg} * 0,8304 \left(\frac{h}{60 \text{ min}} \right) \left(\frac{15,93 \text{ min}}{h} \right)} - \frac{27,021 \text{ MJ/h}}{27,79 \frac{kg}{h} * 43,259 \frac{MJ}{kg} * 0,8304 \left(\frac{h}{60 \text{ min}} \right) \left(\frac{15,93 \text{ min}}{h} \right)} \right] * 100$$

$$= (1 - 2,34679 \times 10^{-2} - 1,01949 \times 10^{-1}) * 100 = 87,46\%$$

Tabla 4-55: Eficiencia cíclica-estacionaria para cada tipo de producto

Tipo de alimento	$\eta_{C-\epsilon}$ (%)
Lechones	87,46
Pollos	91,41
Cerdo	96,67
Cuyes	93,50
Ganado lechero	96,55
Promedio	93,12

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.6. Eficiencia de servicio (ciclo-estacionario) de caldera de caldera por tipo de producto (no iterada)

Para lechón:

$$\eta_{serv} = \frac{(83,04\%) * (87,46\%)}{100} = 72,53\%$$

Tabla 4-56: Eficiencia cíclica para cada tipo de producto en base a carga estacionaria

Tipo de alimento	$\Phi \dot{Q}_{pre p} + \Phi \dot{Q}_{cr}$ (MJ/h)	η_E (%)	$\eta_{C-\epsilon}$ (%)	$\eta_{serv \epsilon}$ (%)
Lechones	33,241	83,04	87,46	72,63
Pollos	30,885		91,41	75,91
Cerdo	20,987		96,67	80,27
Cuyes	28,493		93,50	77,64
Ganado lechero	21,492		96,55	80,17
Promedio	27,005	83,04	93,12	77,33

Realizado por: Vaca, S., 2023

El verdadero valor de la eficiencia de servicio debe tomar en cuenta que las pérdidas cíclicas las cuales deben ser repuestas cuando el quemador opere $\Phi \dot{Q}_{pre p} + \Phi \dot{Q}_{cr}$, por ende el tiempo en encendido aumentará, así se convierten los valores de $t_{on-\epsilon}$ $t_{on-\xi}$, de forma iterativa lo que arroja una convergencia.

4.10.7. Eficiencia de servicio neta de caldera por tipo de producto (iterada)

Tabla 4-57: Eficiencia de servicio por tipo de producto

Tipo de alimento	$t_{on-\xi}$ (min)	$t_{off-\xi}$ (min)	1 Ciclo $_{\xi}$ (min)	$t_{on-\xi-h}$ (min)	$t_{off-\xi-h}$ (min)	% carga $_{\xi}$ (%)	$\Phi\dot{Q}_{pre p}$ (MJ/h)	$\Phi\dot{Q}_{cr}$ (MJ/h)	$\eta_{C-\xi}$ (%)	$\eta_{serv-\xi}$ (%)	k Cantidad de vapor generado (kg)	$m_{vapor i}$ Tasa de vaporización instantánea (kg/h)
Lechones	2,102	4,9507	7,053	17,88	42,12	29,81	6,673	25,824	89,08	73,97	98,78	331,38
Pollos	2,241	3,780	6,20	23,42	36,58	39,04	7,59	22,43	92,30	76,64	134,05	343,35
Cerdo	4,234	2,265	6,50	39,09	20,91	65,14	7,24	12,82	96,91	80,48	234,86	360,52
Cuyes	2,767	3,162	5,93	28,00	32,00	46,66	7,94	19,62	94,08	78,13	163,32	349,99
Ganado lechero	4.125	2,298	6,42	38,53	21,47	64,22	7,33	13,16	96,80	80,39	231,27	360,11
Promedio	2,970	3,291	6,42	29,39	30,61	48,98	7,35	18,77	93,84	77,92	172,45	349,07

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.7.1. Galones de combustible consumidos por cada tipo de producto

Como ejemplo de cálculo para lechón se tiene un calor de entrada de 358,35 MJ/h, teniendo una capacidad de producción de 4 tn/h y tonelaje de 430 toneladas al año:

$$\dot{Q} = 358,35 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{4 \text{ t}} \right) \left(\frac{430 \text{ t}}{\text{año}} \right) * \left(\frac{\text{kg}}{43,259 \text{ MJ}} \right) \left(\frac{\text{m}^3}{836,7 \text{ kg}} \right) \left(\frac{264,172 \text{ ga}}{\text{m}^3} \right) = 281,16 \text{ ga/año}$$

Tabla 4-58: Galones netos consumidos por tipo de producto

Tipo de alimento	Galones Diésel	S (%)
Lechones	281,16	70,19
Pollos	2107,99	60,96
Cerdo	1871,90	34,86
Cuyes	92,13	53,34
Ganado lechero	70,44	35,78
Total	4423,61	-
Promedio	-	51,02

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se obtiene un factor de sobredimensionamiento por proceso de 51,02%.

4.10.8. Diagramas de Sankey eficiencia de servicio en caldera para cada tipo de producto

4.10.8.1. Diagrama de Sankey del acondicionamiento para balanceados tipo lechón

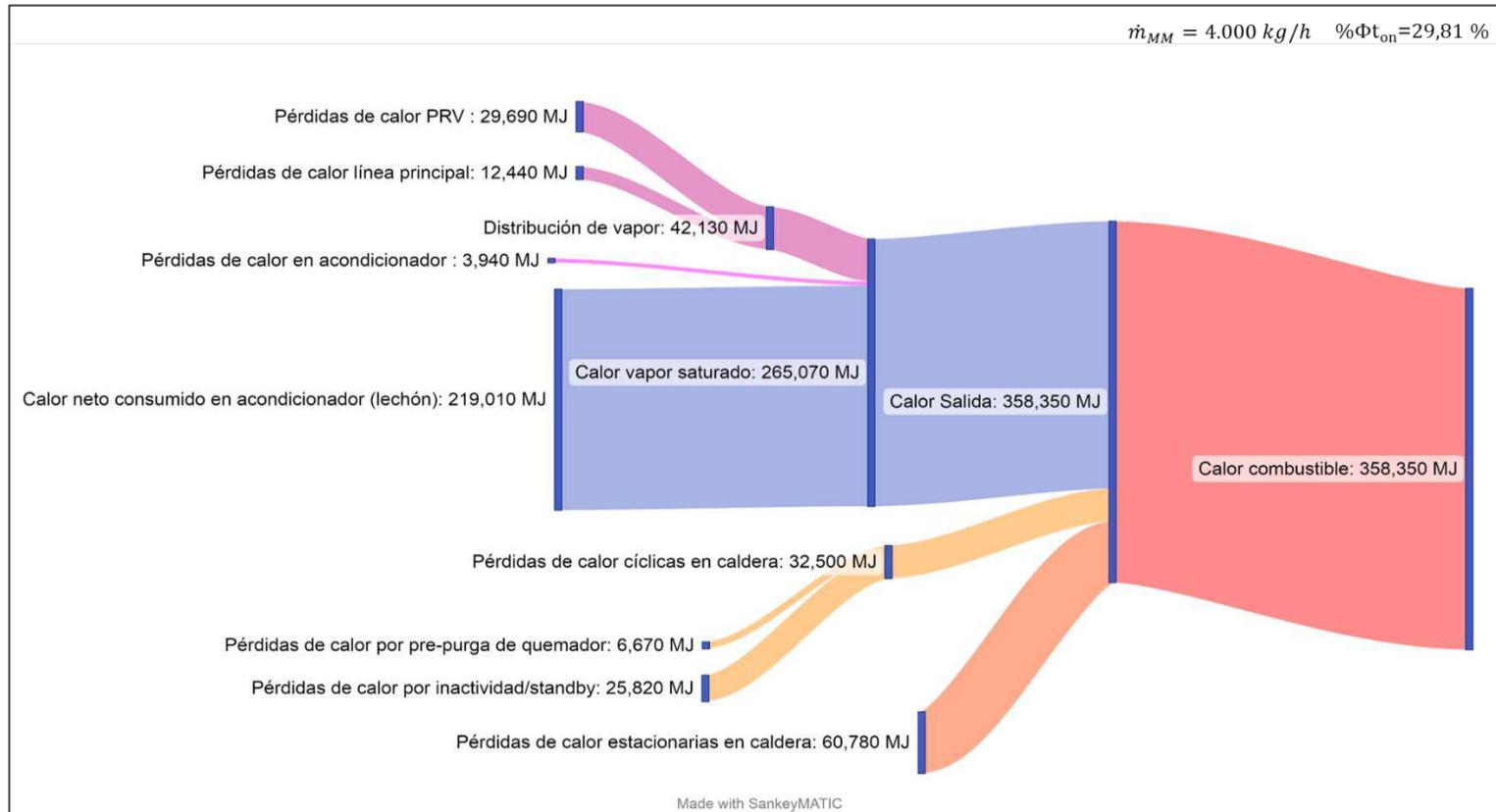


Ilustración 4-16: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balanceado para lechón

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.8.2. Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo pollo

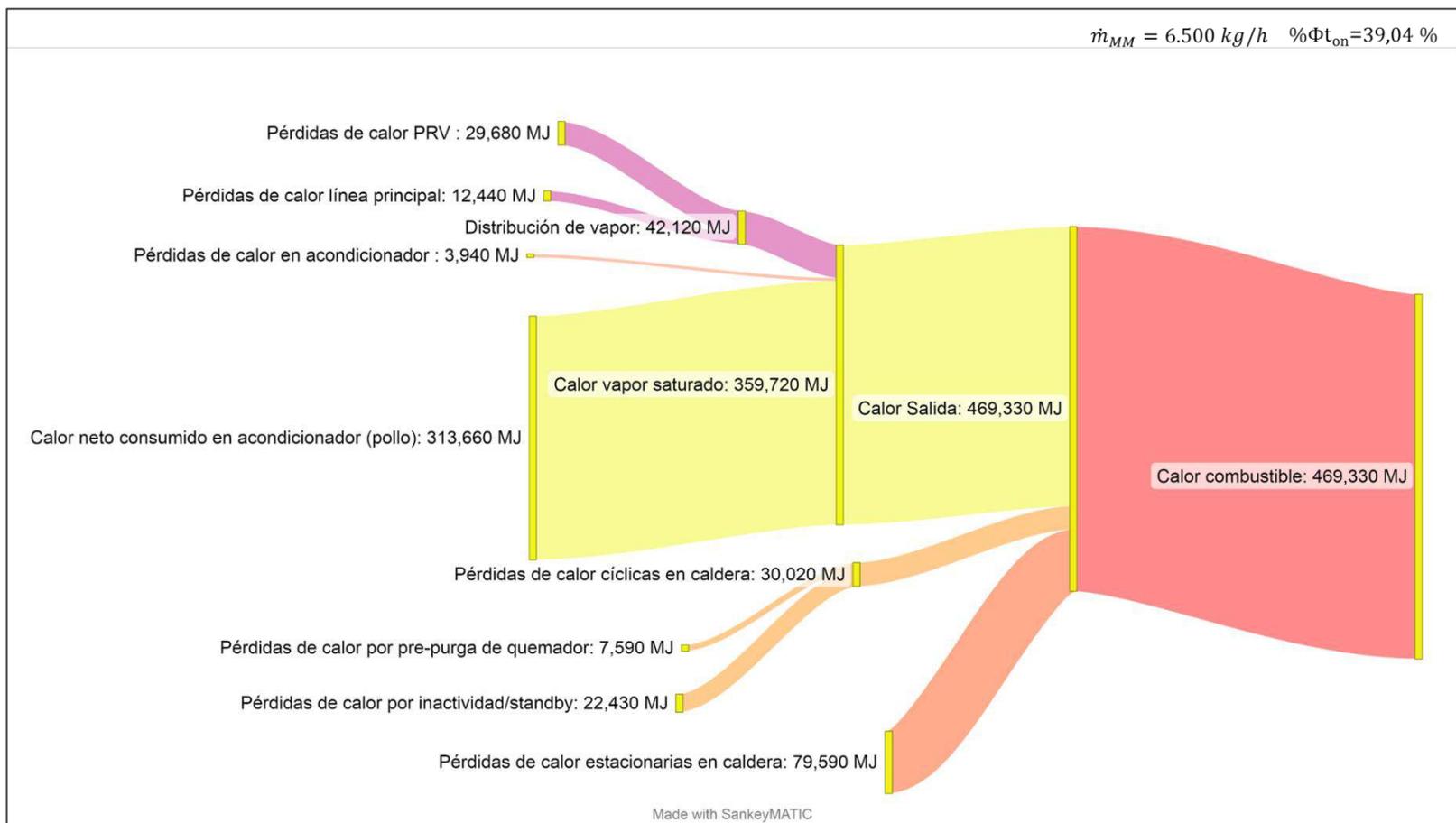


Ilustración 4-17: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balanceado para pollos

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.8.3. Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo cerdo

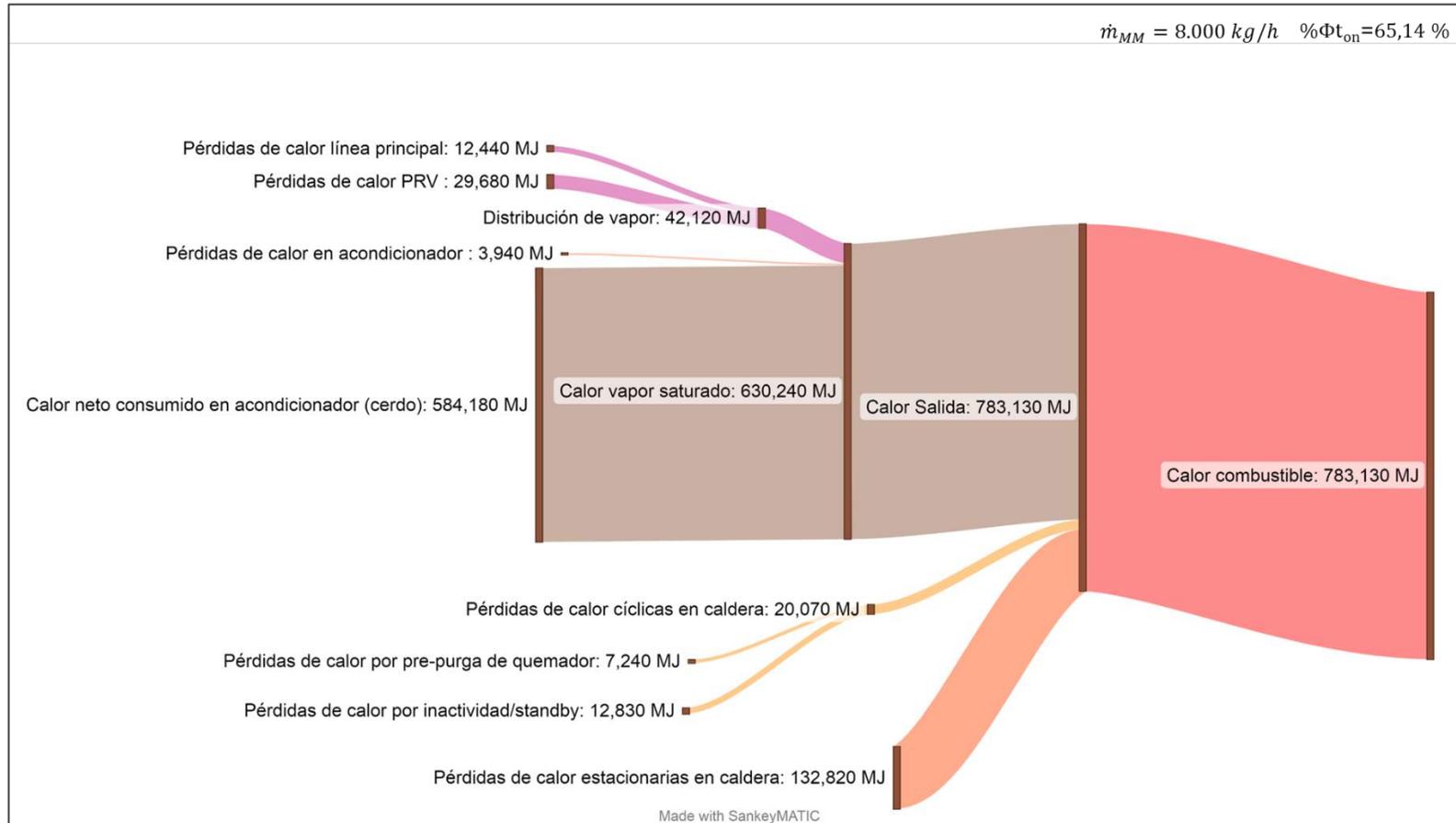


Ilustración 4-18: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balanceado para cerdos

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.8.4. Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo cuyes

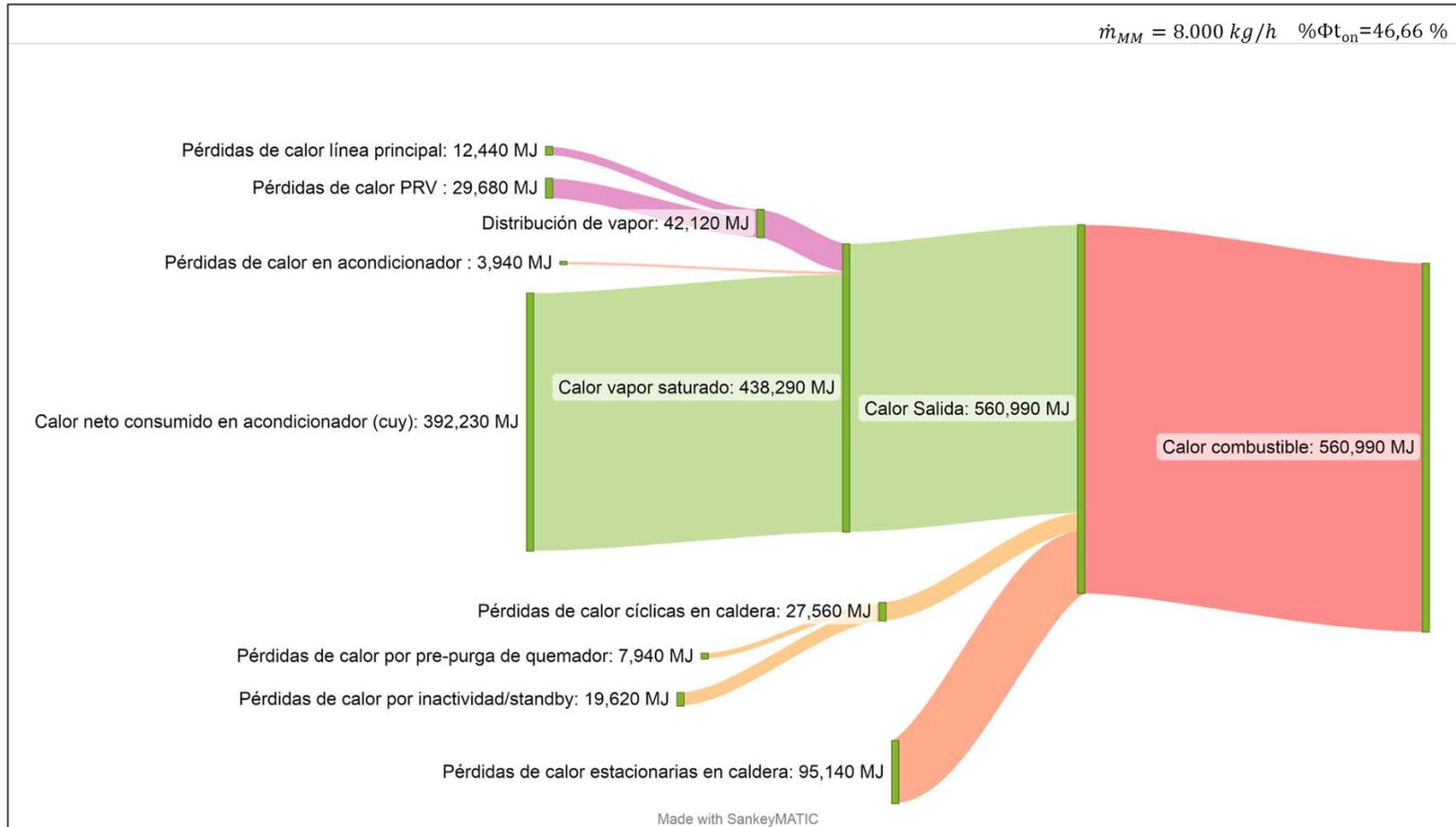


Ilustración 4-19: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balanceado para cuyes

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.8.5. Diagrama de Sankey del acondicionado para balanceados tipo ganado lechero

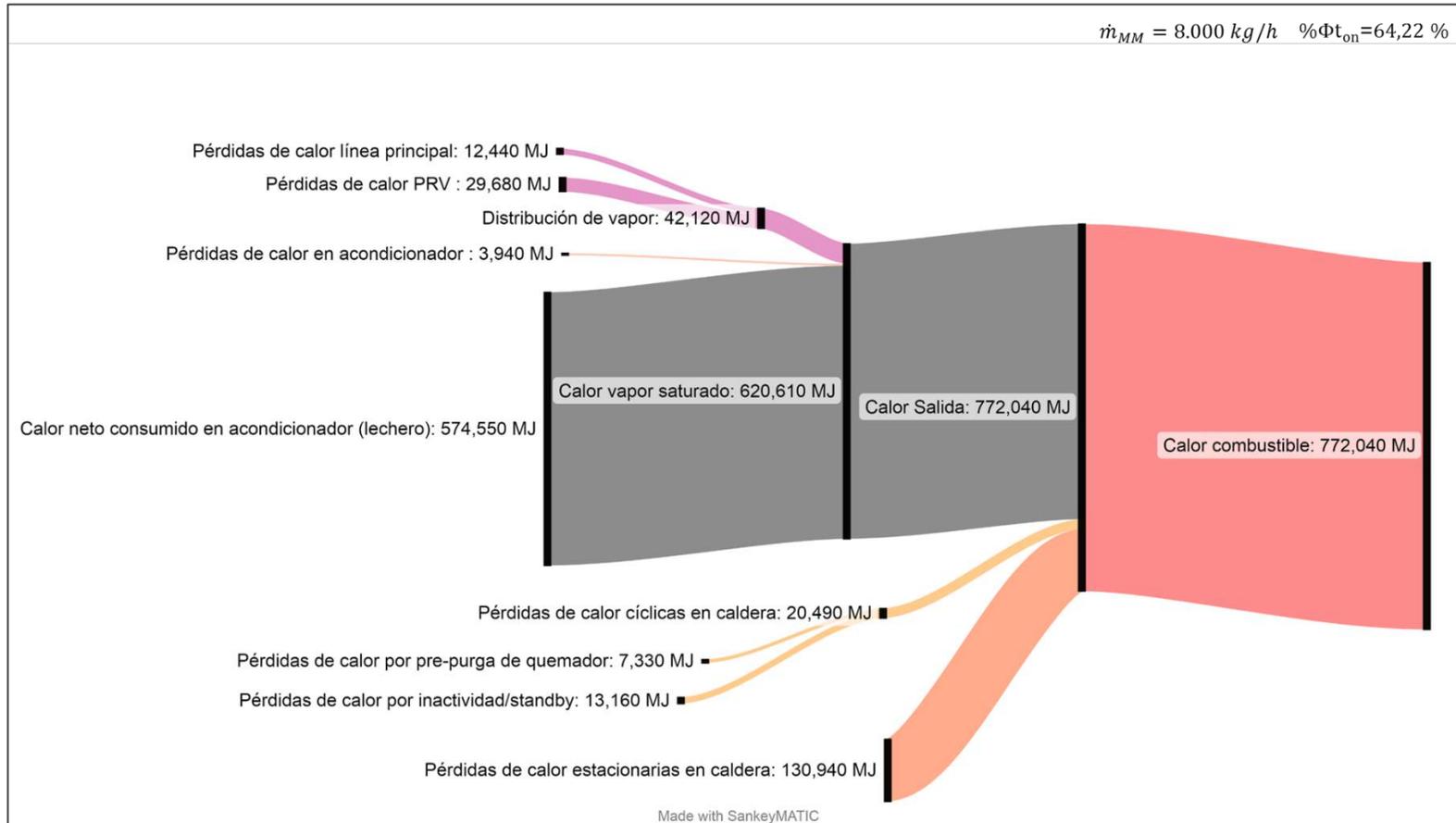


Ilustración 4-20: D. Sankey energía térmica para la elaboración de balancead para ganado lechero

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.9. Eficiencia vapor-combustible con purgas intermitentes de caldera en la elaboración de balanceados

Agregando la carga de calor por purgas de 43,66MJ/h lo cual modifica la carga, el tiempo fraccional y la eficiencia de servicio hacia la eficiencia de vapor-combustible:

Tabla 4-59: Eficiencia vapor combustible con purgas intermitentes

Tipo de alimento	$t_{on-\xi-h}$ (min)	$t_{off-\xi-h}$ (min)	% carga ξ (%)	η_{VC} (%)	k Cantidad de vapor generado (kg)	m_{vapor} Tasa de vaporización instantánea (kg/h)	S (sobredim.) (%)
Lechones	20,44	39,56	34,07	75,37	115,05	337,64	65,93
Pollos	25,97	34,03	43,28	77,52	150,32	347,30	56,72
Cerdo	41,59	18,41	69,32	80,87	251,13	362,29	30,68
Cuyes	30,53	29,47	50,89	78,78	179,59	352,93	49,11
Ganado lechero	41,04	18,96	68,40	80,79	247,54	361,91	31,60
Promedio	31,91	28,09	53,19	78,67	188,72	352,41	46,81

Realizado por: Vaca, S., 2023

Al aumentar la carga se reduce el factor de sobredimensionamiento de 51,02%. a 46,81%.

4.10.9.1. Galones de combustible consumidos para cada tipo de producto con purga intermitente de caldera

Tabla 4-60: Galones netos consumidos por tipo de producto con purgas de caldera

Tipo de alimento	Galones Diésel	S (%)
Lechones	321,39	65,93
Pollos	2336,99	56,72
Cerdo	1991,84	30,68
Cuyes	100,46	49,11
Ganado lechero	75,02	31,60
Total	4825,69	-
Promedio	-	46,81

Realizado por: Vaca, S., 2023

El galonaje total es 4825,69 siendo mayor con respecto, esto quiere decir que solamente la purga de caldera consume 402,08 gal a 7330 toneladas de producción.

4.10.10. Eficiencia vapor-combustible en caldera con calefacción auxiliar hacia tanques

4.10.10.1. Tasa de vapor descargado máxima en L1 o L2

Además de las purgas, se suele usar las válvulas de las líneas 1 y 2 parcialmente abiertas, de manera empírica para proporcionar calor auxiliar a los tanques de aceite de palma y melaza. Este efecto aumentará el tiempo fraccional del quemador, empero reducirá las pérdidas cíclicas, con el aumento subsecuente del consumo de combustible debido a mayor tiempo de encendido para generar una mayor cantidad de vapor.

Lo relacionado a la cantidad de calor y flujo a través de las válvulas para las líneas 1 y 2 que convencionalmente de manera empírica se mantienen abiertas un 25% y operan un 1/3 del tiempo operativo para la calefacción auxiliar intermitente, su magnitud es proporcional al valor numérico del Cv o Kv (coeficiente de flujo de la válvula).

Siendo, la demanda de vapor máxima que egresaría por cada línea individualmente a $P_1 = 76,8 \text{ psia} = 5,2954 \text{ bara}$ con la válvula de bola totalmente abierta depende en mayor medida de la resistencia por fricción del sistema de tuberías aguas abajo, atraída por la presión a la salida (atmosférica) $P_3 = 11,8 \text{ psia} = 0,8136 \text{ bara}$, y en menor medida y no únicamente por la caída de presión creada por la válvula, por lo tanto, para estimar el flujo máximo a Kv máximo se asume al vapor por simplicidad como flujo compresible adiabático totalmente turbulento con fricción. Entonces bajo dicha simplificación se puede utilizar tanto la ecuación de Darcy modificada con el factor de compresibilidad, o ya sea el método presentado por Levenspiel.

De acuerdo a Darcy, se tiene que:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 1,265Yd^2 \sqrt{\frac{\Delta P \rho_1}{K}}$$

De la tubería principal el factor de fricción 0,025 reemplazando desde el anexo L, la tubería tiene 20 mm de diámetro interno y 22 m de longitud:

$$K_{\text{tub}} = f \frac{L}{D} = 0,025 \frac{22\text{m}}{20\text{mm} \left(\frac{\text{m}}{1000\text{m}} \right)} = 27,5$$

Después de la tubería lineal, aguas abajo los coeficientes de fricción son complejos de calcular debido a la resistencia al rozamiento tubería curvada como en los serpentines, expansiones y reducciones bruscos de tubería, entrada y salida a tubería de doble tubo, múltiples codos, mangueras y cambios de dirección de flujo por efecto de derivaciones.

Lo que hace difícil mensurar con precisión son las pérdidas de presión aguas debajo de L1 y L2, salvo un enfoque exhaustivo o extensivo. Por lo que se deberá asumir un valor aproximado, lo que sí se puede afirmar con seguridad es que el paso por este sistema con la válvula totalmente abierta producirá un flujo con un comportamiento totalmente turbulento, además que cuanto más larga la tubería más pequeña el caudal máximo, y este caudal máximo calculado en teoría no puede superar la capacidad máxima de vapor generado en caldera. Se asume que el valor de K total del sistema es dos veces el valor K lineal de la tubería a densidad ρ_1 aguas arriba de 2,8167 kg/m³.

$$K_{\text{sist}} = 27,5 + 27,5 = 55$$

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{5,2954 - 0,8136}{5,2954} = 0.846$$

Del anexo M, interpolando Y:

$$\left(\frac{\Delta P}{P_1}\right) < \left(\frac{\Delta P}{P_1}\right)_{\text{max}}$$

Coefficiente de expansión Y:

$$Y = 0.718$$

$$P_1 \left(\frac{\Delta P}{P_1}\right) = 5,2954 * 0.846 = 4,48$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 1,265(0,718)(20)^2 \sqrt{\frac{4,48 (2,81635)}{55}} = 174 \text{ kg/h}$$

4.10.10.2. Tasa de vapor descargado mínima en función de porcentaje de apertura de válvula

La válvula de bola instalada, de característica de flujo inherente de igual porcentaje de ½ pulgada, tiene los siguientes valores de Kv (ver anexo N) a distinto porcentaje de apertura y por siguiente el flujo másico correspondiente, de acuerdo con la densidad aguas arriba:

$$\dot{V}_{\max} = 174,04 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{\text{m}^3}{2,8167 \text{ kg}} \right) = 61,79 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Para una rangeabilidad de 50:1. e igual porcentaje:

$$\dot{V} = \left(\frac{e^{\chi}}{R} \right) \dot{V}_{\max}$$

Tabla 4-61: Variaciones caudal de vapor según apertura de válvula de bola en L1 y L2

(Apertura) %H	χ	\dot{V}	% \dot{V}_{\max}	Cv	Kv
0	0,000	0,00	0,00	0	0
10	0,391	1,83	2,96	0,52	0,45
20	0,782	2,70	4,37	1,17	1,01
30	1,174	4,00	6,47	2	1,73
40	1,565	5,91	9,56	2,8	2,42
50	1,956	8,74	14,14	3,9	3,37
60	2,347	12,92	20,91	5,7	4,93
70	2,738	19,11	30,92	9,1	7,87
80	3,130	28,26	45,73	13	11,24
90	3,521	41,78	67,62	19,8	17,13
100	3,912	61,79	100	26	22,49

Realizado por: Vaca, S., 2023

La caída de presión es constante a través de Darcy y los numero de mach a caudal reducido son inferiores al valor critico de 0,3, por lo que se puede asumir el flujo a través de la válvula como incompresible, por ende, la densidad se puede asumir constate. Entonces, el flujo másico y calor a 25% de apertura de la válvula es:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 3,29 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \left(2,8167 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = 9,27 \text{ kg/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{aux}} = 9,27 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(2,7507 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right) = 25,50 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

Por dos líneas y 1/3 de operatividad:

$$\dot{Q}_{\text{aux}} = 25,50 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} (0,33\text{h}) * 2 = 16,83 \text{ MJ}$$

Ingresando 16,83 MJ en el modelo al sistema para hallar la eficiencia vapor-combustible agregado del consumo por calor auxiliar:

Tabla 4-62: Eficiencia vapor combustible con purgas y calor auxiliar

Tipo de alimento	$t_{on-\xi-h}$ (min)	$t_{off-\xi-h}$ (min)	% carga ξ (%)	η_{VC} (%)	k Cantidad de vapor generado (kg)	$m_{vapor\ i}$ Tasa de vaporización instantánea (kg/h)	S (sobredim.) (%)
Lechones	21,44	38,56	35,73	75,83	121,37	339,70	64,27
Pollos	26,96	33,04	44,93	77,83	156,63	348,65	55,07
Cerdo	42,56	17,44	70,93	81,01	257,44	362,93	29,07
Cuyes	31,51	28,49	52,52	79,01	185,91	353,97	47,48
Ganado lechero	42,01	17,99	70,02	80,93	253,86	362,57	29,98
Promedio	32,90	27,10	54,83	78,92	195,04	353,56	45,17

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.10.3. Galones de combustible consumidos para cada tipo de producto con purga intermitente en caldera y calor auxiliar mínimo para calefacción de tanques

Tabla 4-63: Galones netos consumidos por tipo de producto, purga de caldera y calor auxiliar

Tipo de alimento	Capacidad de producción (toneladas/hora)	Producción bajo demanda (toneladas)	Galones Diésel	S (%)
Lechones	4	430	336,99	64,27
Pollos	6,5	4.000	2425,77	55,07
Cerdo	8	2.620	2038,34	29,07
Cuyes	8	180	103,69	47,48
Ganado lechero	8	100	76,79	29,98
Total		7.330	4981,58	-
Promedio	6,9		-	45,17

Realizado por: Vaca, S., 2023

De forma análoga, el vapor descargado por apertura parcial de válvulas en las líneas 1 y 2 da como resultado un consumo mínimo neto de combustible de 155,88 galones extras solo para este propósito.

4.10.11. Pérdidas de calor anuales y galones de combustible netos consumidos por acondicionado, purga de caldera y calor auxiliar

En base a un periodo de 7.330 toneladas de producción

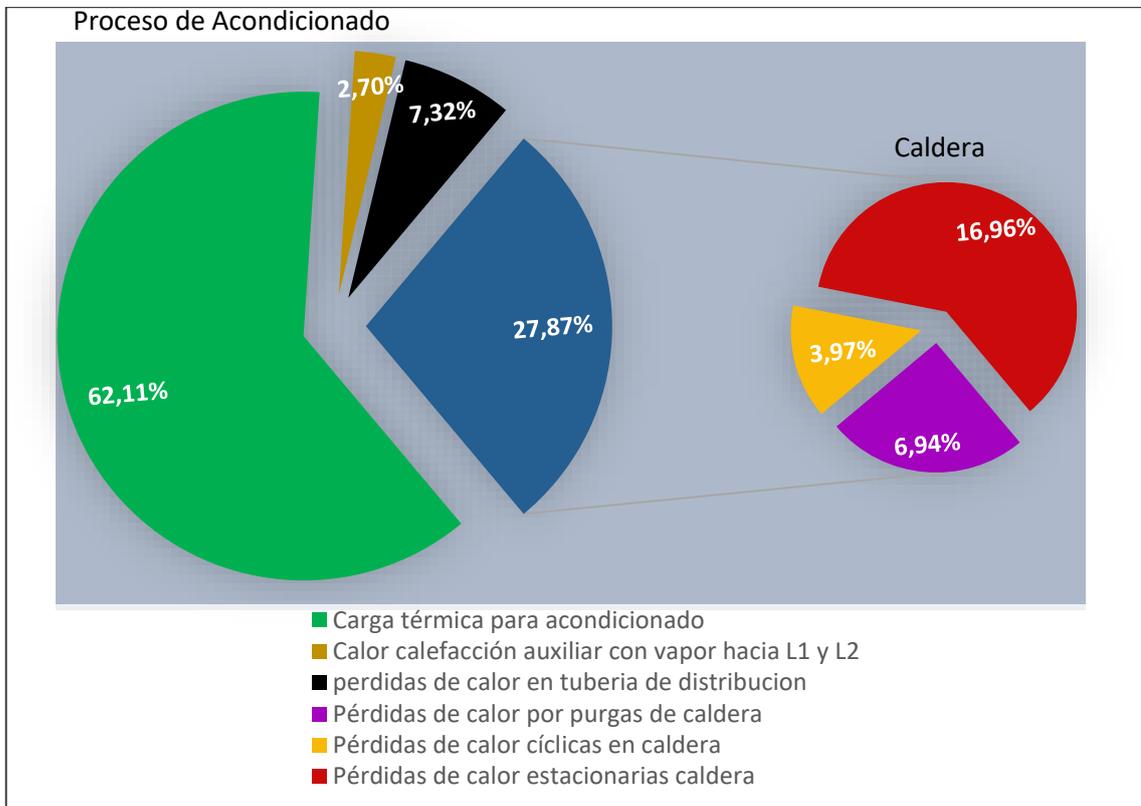


Ilustración 4-21: Galones netos consumidos por tipo de producto, purga de caldera y calor auxiliar

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se puede observar de acuerdo a los cálculos que con la caldera operando cíclicamente, para un periodo en el que se han elaborado 7.330 toneladas y en las condiciones antes descritas, las pérdidas de calor en “equilibrio térmico” representan el 37,89% de la energía total consumida y en efecto se considera que tienen un impacto claramente apreciable. Si de la carga térmica del modelo se sustraen las pérdidas de calor en la distribución de vapor hacia el acondicionador de la carga térmica para el proceso estudiado se tiene:

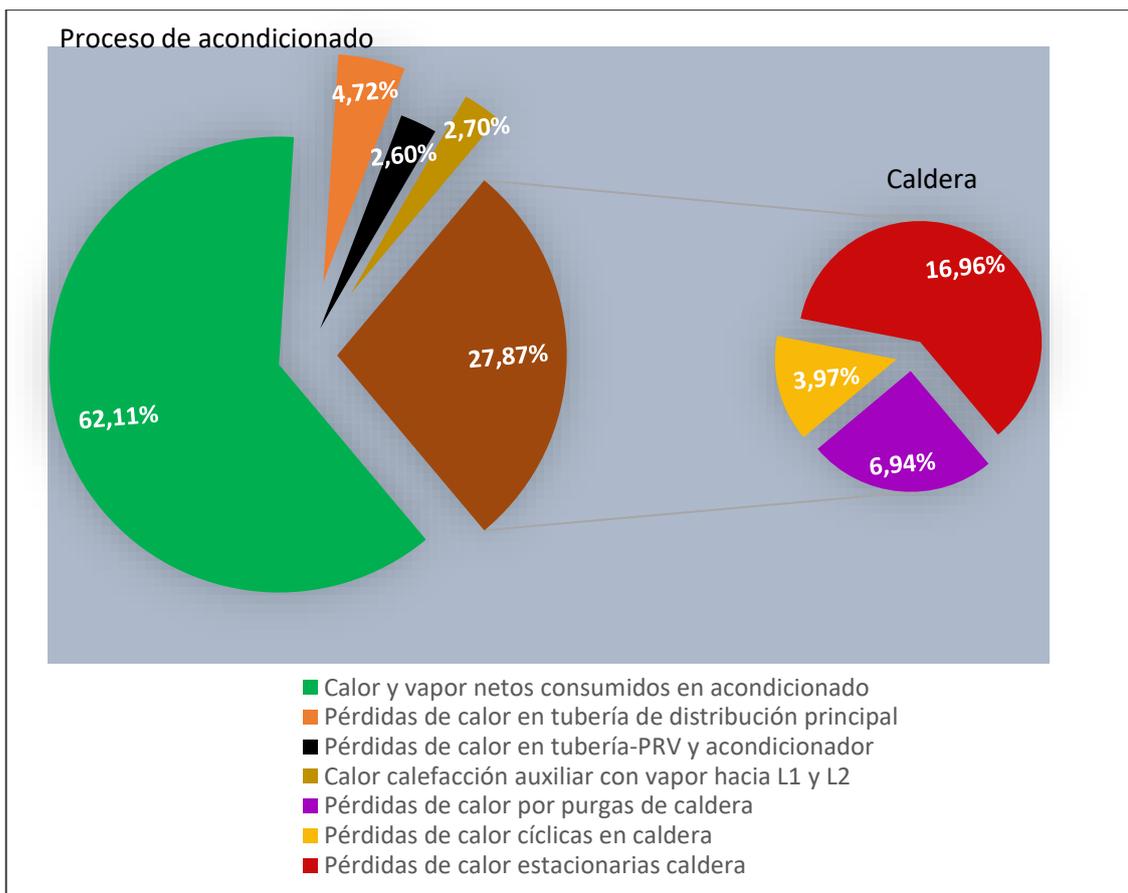


Ilustración 4-22: Consumo de combustible y energía térmica para acondicionado y descarga de vapor para calefacción auxiliar

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-64: Consumo de combustible y energía térmica para acondicionado y descarga de vapor para calefacción auxiliar

Sub-sistema	Galones	MJ	%
Calor y vapor netos consumidos en acondicionado	3.093,81	423.889,97	62,11%
Pérdidas de calor en tubería de distribución principal	235,12	32.214,22	4,72%
Pérdidas de calor en tubería-PRV y acondicionador	129,76	17.778,73	2,60%
Calor calefacción auxiliar con vapor hacia L1 y L2	134,33	18.404,95	2,70%
Pérdidas de calor por purgas de caldera	345,87	47.387,89	6,94%
Pérdidas de calor cíclicas en caldera	197,82	27.103,23	3,97%
Pérdidas de calor estacionarias en caldera	844,88	115.758,33	16,96%
Total	4.951,58	682.537,31	100%

Realizado por: Vaca, S., 2023

Para la empresa, el poseer ya instalado un sistema de recuperación de condensados en las líneas 1 y 2, que recoge lo equivalente a las pérdidas de calor de la línea principal le significa un ahorro de combustible del 4,72% tomando como referencia el consumo neto estacionario en equilibrio

térmico, de esto hay que calcular y restar cuánto de este calor se aprovecha realmente y cuanto se desperdicia por pérdidas de calor por no estar aisladas térmicamente, es decir que tan eficiente es ese aprovechamiento adyacente. En cuanto a la descarga de vapor auxiliar esta se ha estimado por observación en base a un comportamiento operativo promedio (válvula de bola $\frac{1}{4}$ de apertura y 20 min por hora) se estima en un 2,70%.

Complementariamente, en la sección 4.11 se describe en detalle cuanto es el consumo realmente requerido de calor para mantener el aceite a temperatura líquida y cuáles serían las posibilidades de ahorro energético (ECOS) y mejoras o re-arreglos (PIOS) para este subsistema (L1 y L2 y tres tanques de aceite de palma).

4.10.12. Pérdidas de calor por puesta en marcha o arranque de caldera

4.10.12.1. Curva de arranque automático de caldera en frío

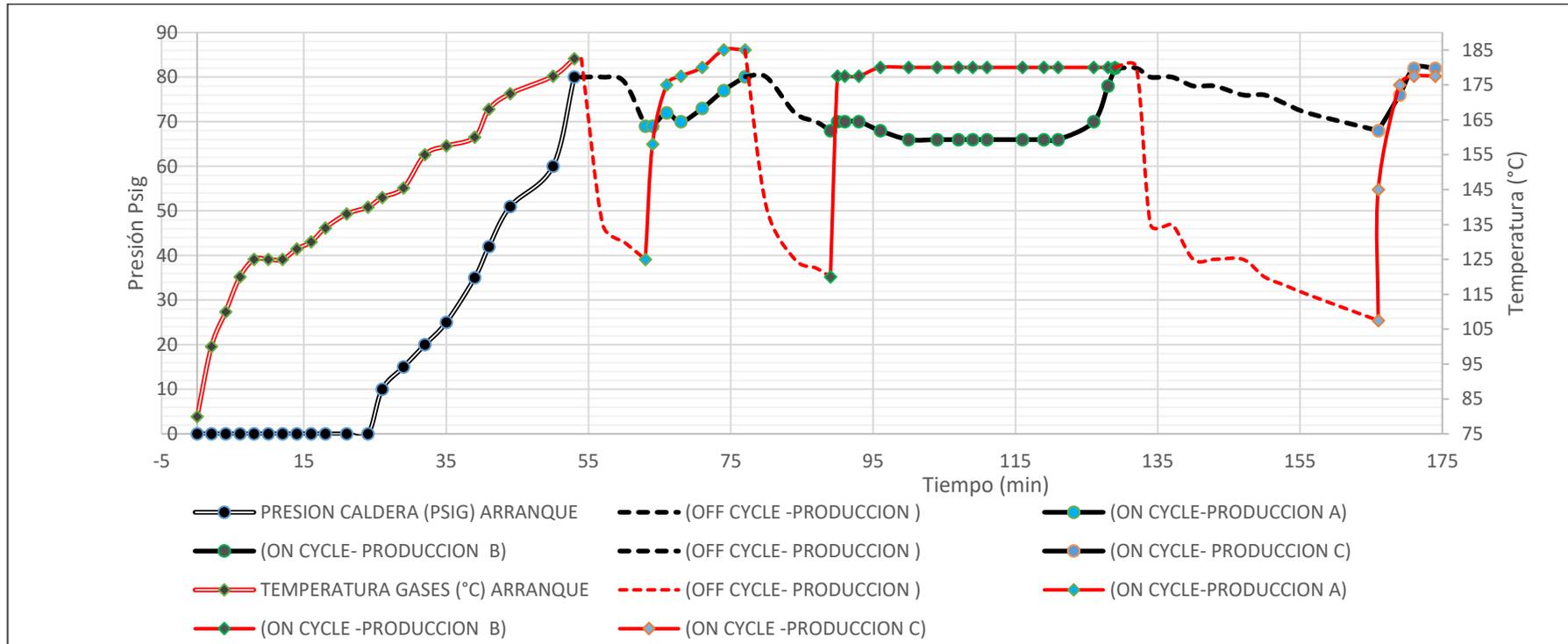


Ilustración 4-23: Variación de presión en caldera, temperatura de gases de combustión en chimenea desde arranque en frío en llama baja hasta demanda

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.12.2. Pérdidas de calor anuales por arranque de caldera en frío

Aquí el quemador opera continuamente por lo que solo existen pérdidas estacionarias donde las pérdidas por gases de combustión son superlativas (eficiencia de combustión), para llegar a la presión operativa de caldera, desde la presión 0 psig (11,8 psia) a 80 psig (91,8psia) mientras se precalienta el sistema de tuberías aguas arriba, el tiempo estimado duración es de aproximadamente 58 minutos y se realiza una vez por semana.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{arranq}} &= \dot{m}_{\text{comb}} \text{PCS}(\eta_{\text{comb LB}}) \\ \dot{Q}_{\text{arranq}} &= (27,79 \text{ kg/h})(43,259 \text{ MJ/kg})(100 - 5,20 - 8,69 - 0,01)\% = 1035,07 \text{ MJ/h} \\ Q_{\text{arranq f}} &= 1035,07 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{60 \text{ min}}\right) \left(\frac{54 \text{ min}}{\text{semana}}\right) \left(\frac{4 \text{ semana}}{\text{mes}}\right) \left(\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}}\right) = 44.714,9 \frac{\text{MJ}}{\text{año}}\end{aligned}$$

Equivalente a 326,36 galones de diésel.

4.10.12.3. Pérdidas de calor anuales por arranques de caldera en caliente

Cada día la caldera debe arrancar no desde la presión 0 psig, ya que el sistema no se despresuriza totalmente de un día para otro, conservando gran parte de la energía interna, reduciéndose el tiempo de arranque en un 40%, con respecto al arranque en frío

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{arranq c}} &= 1035,07 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{60 \text{ min}}\right) \left(\frac{54 \text{ min} * (40/100)}{\text{día}}\right) \left(\frac{5 \text{ días}}{\text{semana}}\right) \left(\frac{4 \text{ semana}}{\text{mes}}\right) \left(\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}}\right) \\ &= 89.430 \frac{\text{MJ}}{\text{año}}\end{aligned}$$

Equivalente a 652,71 galones de diésel.

4.10.12.4. Calefacción en llama alta

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{LA}} &= \dot{m}_{\text{comb}} \text{PCS}(\eta_{\text{comb LA}}) \\ \dot{Q}_{\text{LA}} &= \left(55,58 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(43,259 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right) (100 - 4,63 - 7,92 - 1,59 - 5,95 - 0,01)\% = 192.106,38 \text{ MJ/h} \\ \dot{Q}_{\text{LA}} &= 192.106,38 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{60 \text{ min}}\right) \left(\frac{30 \text{ min}}{\text{semana}}\right) \left(\frac{4 \text{ semana}}{\text{mes}}\right) \left(\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}}\right) \left(\frac{1}{100}\right) = 46.105,53 \text{ MJ/año}\end{aligned}$$

Equivalente a 336,51 galones de diésel.

4.10.13. Costo por pérdidas de calor en el proceso de acondicionado en muestra

Añadiendo el calor necesario para poner en funcionamiento la caldera por cada turno sea en frío o en caliente se tiene y calor para contingencia en llama alta. El costo del diesel es de 3.14 USD por galón (agosto septiembre 2023), por un factor de transporte se estima que para la empresa es 1,3, resultando en 4,082 USD por galón. En base a 7330 toneladas de balanceados de los cuales 5,9% son alimento para lechones, 54,6% alimento para pollo, 35,7% para cerdos, 2,4% para cuyes y 1,4% para ganado lechero se tiene los siguientes costos por consumos de combustible:

Tabla 4-65: Porcentaje y costo de combustible por etapas de proceso en acondicionado

Etapa	Causas	Galones	Costo de diesel 2023 (USD)	%	%
Arranque	1. Pérdidas de calor por arranque de caldera en frío	326,36	1.332,19	4,99	23,83
	1.1 Calor residual gases de combustión arranque frío	52,69	215,07	0,81	
	2. Pérdidas de calor por arranque de caldera en caliente	652,71	2.664,38	9,98	
	2.1 Calor residual gases de combustión arranque caliente	105,37	430,14	1,61	
	3. Calefacción en llama alta	336,51	1.373,62	5,15	
	3.1 Calor residual gases de combustión llama alta	84,65	345,55	1,29	
Acondicionado y calefacción	4. Calor y vapor netos consumidos en acondicionado	3.093,81	12.628,93	47,31	76,17
	5. Pérdidas de calor en tubería de distribución principal	235,12	959,76	3,60	
	6. Pérdidas de calor en tubería-PRV y acondicionador	129,76	529,68	1,98	
	7. Calor calefacción auxiliar con vapor hacia L1 y L2	134,43	548,34	2,05	
	8. Pérdidas de calor por purgas de caldera	345,87	1.411,83	5,29	
	9. Pérdidas de calor cíclicas en caldera	197,82	807,49	3,02	
	10. Pérdidas de calor estacionarias caldera	844,88	3.448,79	12,92	
Total		6.539,87	26.695,74	100	100

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.14. Costo total anual de combustible en planta en función de producción

De la muestra de 7.330 toneladas de producción se han logrado calcular 6.539,87 galones de consumo, si se extrapola los porcentajes de la etapa 4 a 10 al consumo registrado, por ejemplo, para el año 2020, se consumieron 11.104,02 galones y se produjeron 9.274 toneladas, se tiene una diferencia de 9,79%, lo que se puede interpretar como una incertidumbre menor al 10%.

Tabla 4-66: Porcentaje y costo relativo de combustible para acondicionado al año

Etapa	Causas	%	%	Consumo diesel producción año 2020 (galones)	Costo de diesel 2023 (USD)
Arranque	1. Pérdidas de calor por arranque de caldera en frío	2,94	14,03	326,36	1.332,19
	1.1 Calor residual gases de combustión arranque frío	0,47		52,69	215,07
	2. Pérdidas de calor por arranque de caldera en caliente	5,88		652,71	2.664,38
	2.1 Calor residual gases de combustión arranque caliente	0,95		105,37	430,14
	3. Calefacción en llama alta	3,03		336,51	1.373,62
	3.1 Calor residual gases de combustión llama alta	0,76		84,65	345,55
Acondicionado y calefacción	4. Calor y vapor netos consumidos en acondicionado	47,31	76,17	5.253,02	21.442,82
	5. Pérdidas de calor en tubería de distribución principal	3,60		399,21	1.629,58
	6. Pérdidas de calor en tubería-PRV y acondicionador	1,98		220,32	899,35
	7. Calor calefacción auxiliar con vapor hacia L1 y L2	2,05		228,08	931,03
	8. Pérdidas de calor por purgas de caldera	5,29		587,25	2.397,16
	9. Pérdidas de calor cíclicas en caldera	3,02		335,87	1.371,04
	10. Pérdidas de calor estacionarias caldera	12,92		1.434,52	5.855,73
Incontables	11. Incontables	9,79	9,79	-	-
Total		100	100	10.016,57	40.887,65

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se considera bastante aceptable el modelo determinístico aplicado teniendo en cuenta la complejidad y gran variedad de variables que se asumieron constantes, aquel 9,79% se puede entender como el responsable de dichas variaciones del sistema como temperatura y condiciones del ambiente, mayor tiempo de proceso, fugas de vapor no percibidas, mayor caudal en calefacción de tanques, demanda etc. por practicidad a esta porción se las denomina como pérdidas incontables.

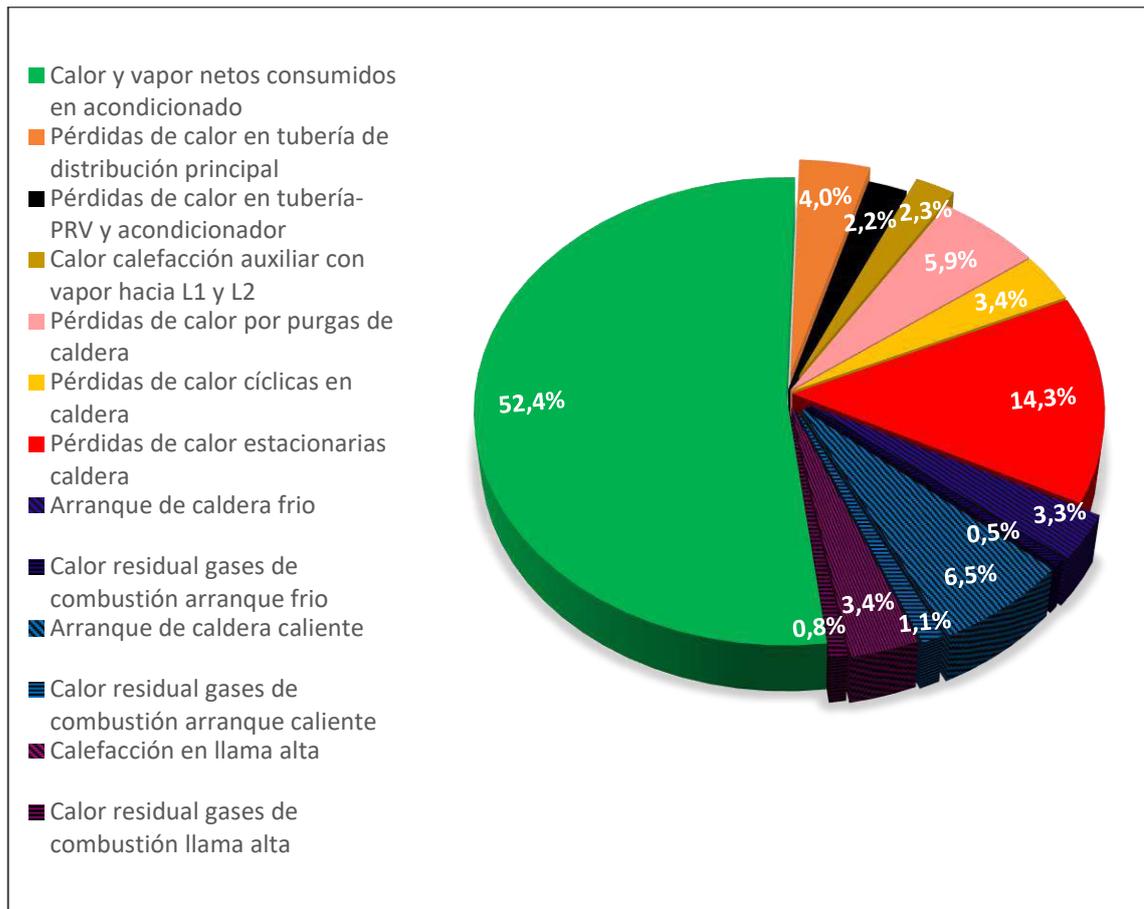


Ilustración 4-24: Porcentajes de consumo de combustible para acondicionado al año

Realizado por: Vaca, S., 2023

Primero, para poder cuantificar modificaciones al modelo, debido a la inclusión de ECOs, (Energy Conservation Opportunities) se debe tener en cuenta que los porcentajes en las causas de 5 a 10, pueden variar, es decir reducirse con la incursión de ahorros energéticos, en segundo lugar, a mayor tonelaje de producción al año, la producción diaria se extiende por lo que las pérdidas y porcentajes en arranque de caldera, causas de 1 a 3 tenderán a reducirse (relleno entramado) por que la caldera demorará menor tiempo en precalentarse en caliente y en frio.

Tercero, la cantidad elaborada al año de cada tipo o variedad de cada tipo de producto, inciden en menor o mayor proporción en las pérdidas anuales de caldera, por ejemplo, a mayor cantidad de balanceado para lechón las pérdidas cíclicas al año aumentarán; y a mayor tonelaje producido mayor consumo de combustible y aumentan las horas operativas trabajadas.

Cuarto, la causa 7 no es estática, una conjunción de una alta demanda de vapor auxiliar ya sea por una apertura incontrolada de las válvulas de bola L1 y L2 al mismo tiempo que una demanda alta de vapor para un producto que requiere mayor cantidad de vapor como cerdos y lecheros, puede activar automáticamente la llama alta en el quemador. Por lo cual existe una vinculación entre causa 7 y 3 en dichas condiciones.

Finalmente, se advierte que las medidas ECOs y la estimación de su impacto relativo anual se calculan teniendo en cuenta una producción por tipo de producto y el tonelaje total en referencia al año 2020, como el calor requerido en arranque se asume constante, cada variación porcentual debido a un ahorro (ECO) o ajuste-ahorro (PIO) en la muestra deberá multiplicarse por un valor constante o factor FC anual escalable (consumo galones anual medidos de referencia/consumo galones calculado de muestra), para este caso es:

$$FC = \frac{11.104,12 \text{ gal}}{6,539,87 \text{ gal}} = 1,6979$$

4.10.15. Análisis de ECOS y PIOS prioritarias

Desde la etapa (acondicionado y calefacción) 5 a 10 el proceso de reducción de pérdidas de calor estará vinculado al proceso productivo per se; la causa 10 aunque está bien controlada (pérdidas de calor estacionarias en caldera en llama baja) no es 100% estable ya que el quemador va a sufrir des-calibraciones por efecto de histéresis mecánica; por lo que tener una adecuada relación aire combustible constantemente es una tarea que debe examinarse de forma periódica.

Mejorando y manteniendo la eficiencia de combustion en llama baja y alta se reduce el consume de combustible, sin embargo, no se puede enfocar en reducir el tiempo para las etapas 4, 1 y 2, ya que el calor requerido en arranque en llama baja es inherente a la producción y demanda. Finalmente, se contempla una posible utilización del calor residual en el precalentamiento de aceite de palma (ver sección 4.12.7).

De los cerca de 15.500 USD de consumo de combustible al año a través de un diagrama de Pareto 80-20 se prevé posibles acciones correctivas prioritarias en las causas 10a, 8,3,5 y 9 que abarcan

cerca de 12.400 USD, en menor medida las causas 10b,7 y 6 consumen alrededor de 2600 USD siendo descartadas las causas 1,2 y 4, empero mejorando la eficiencia de combustión en llama baja habría mejoras en las causas 1,1 y 2,1 y principalmente en 10a.

También, las causas 5, 10b y 6 están vinculadas con aislamiento en áreas que ya están aisladas o no son fáciles de aislar térmicamente como: (5) tubería principal externa aislada expuesta a humedad y corrosión, por lo que no hay garantía de total efectividad del aislamiento actual; (6) no suele aislarse térmicamente como el acondicionador-PRV por cuestiones de mantenimiento y (5b) la tapa trasera y delantera de la caldera de igual forma. Finalmente, la causa 7 está vinculada a una demanda térmica empírica de vapor para mantener el aceite de los tanques internos a temperatura líquida y se analiza a partir del acápite 4.11.

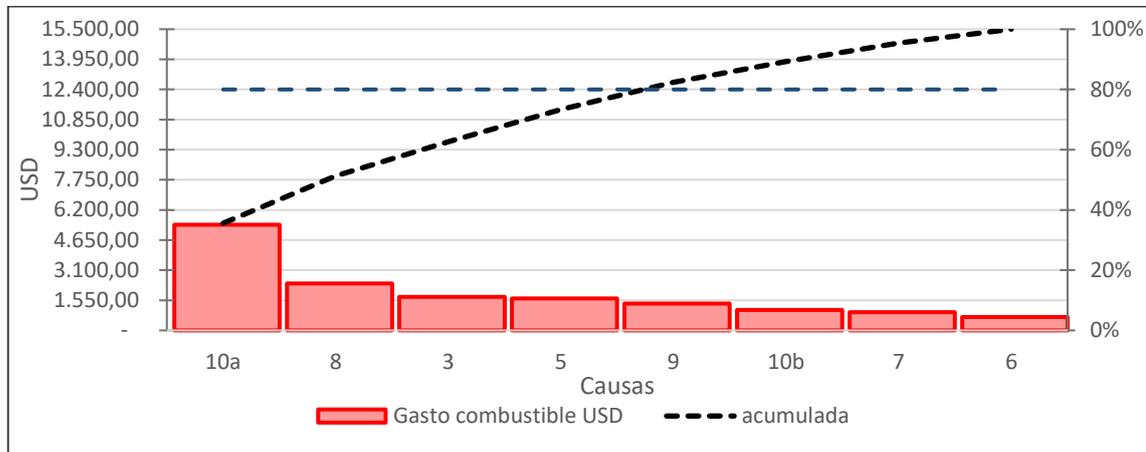


Ilustración 4-25: Diagrama de Pareto gasto de combustible en pérdidas de calor para acondicionado

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.10.16. *Propuestas para la reducción del consumo de combustible para el proceso de acondicionado*

Tabla 4-67: Diagrama de Pareto gasto de combustible en pérdidas de calor para acondicionado

Causa	Impacto en el consumo térmico (sin incontables)	Propuesta (ECO)	oportunidad/mejora	ajuste /mitigación
(causa 10a) Pérdidas de calor por gases combustion en llama baja	13,32%	Reajuste periódico de la relación aire combustible en llama baja	ECO-1	Aumento de la eficiencia de combustion

(causa 8) Pérdidas de calor por purgas de caldera	5,86%	Instalar sistema automático de purgas en caldera	ECO-2	Optimizar la tasa de agua a purgar en caldera
(causa 3) Calefacción manual o automática en llama alta	4,21%	Eliminar la dependencia del uso de llama alta	PIO-3	Reducir calor residual en llama alta, ciclos cortos y combustible inquemado
(causa 3.1) Calor residual gases de combustión llama alta		Mejorar la eficiencia de combustión en llama alta	ECO-3	
(causa 5) Pérdidas de calor en tubería de distribución principal	3,99%	Inspeccionar y cambiar aislamiento en mal estado en tubería principal	ECO-4	Reponer , reparar y mantener el buen estado de tubería- aislamiento
(causa 9) Pérdidas de calor cíclicas en caldera	3,35%	•Reducir tasa de entrega de combustible en llama baja	PIO-1	Reducción de pérdidas cíclicas de caldera y tiempo de inactividad del quemador
		•Mejorar la eficiencia de producción reduciendo cuellos de botella y tiempos de parada	PIO-2	
(causa 10b) Perdidas de calor radiación y convección en caldera	2,58%	Agregar aislamiento térmico removible en área delantera y/o trasera de caldera	ECO-7	Reducir las pérdidas de calor por radiación y convección en caldera
Causa (6) Perdidas de calor en sistema acondicionador-PRV	2,20%	Incorporar aislamiento térmico removible en sistema acondicionador-PRV	ECO-8	Reducir las pérdidas de calor por radiación y convección
Total	35,51%			

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11. Análisis energético del consumo de combustible para la calefacción de aceite de palma

Primero, se debe constatar si el tamaño de las trampas de vapor instaladas son las adecuadas, para ello, se requiere calcular la carga de condensado máxima en base al tiempo de precalentamiento, el cual será dependiente del tiempo de arranque de la caldera hasta alcanzar el equilibrio térmico, verificar el modelo de trampas instaladas, comparar con la tasa de condensado medido experimentalmente y verificar el desempeño.

Segundo, se debe hallar el calor perdido que se emite por la no aplicación de aislamiento térmico de acuerdo al diseño actual del sistema y el calor útil neto resultante que entra a los serpentines e intercambiador concéntrico a contracorriente. Tercero, se debe comprobar la estimación de una posible velocidad erosiva que este dañando la tubería actual en el proceso de precalentamiento hacia los tanques ya que se está evacua un flujo bifásico.

4.11.1. Verificación de dimensión de trampas de vapor instaladas

Se describen la disposición de las trampas de vapor instaladas:

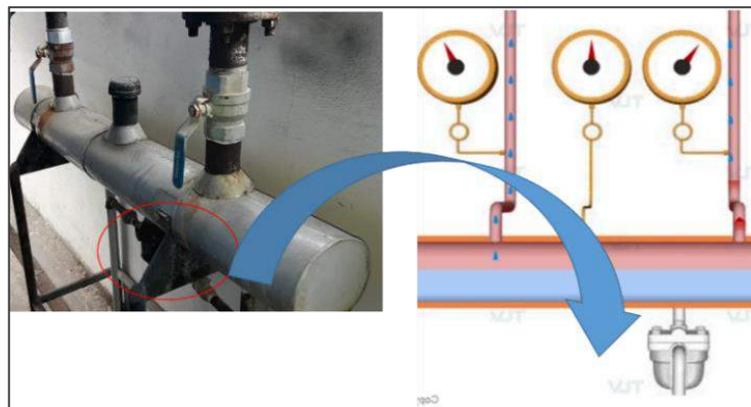


Ilustración 4-26: Trampa de vapor #0 y cabezal de drenaje (primer manifold)

Fuente: Biopremix Cía. Ltda.

Realizado por: Vaca, S., 2023



Ilustración 4-27: Trampa de vapor #1 y bypass
(segundo manifold)

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023



Ilustración 4-28: Trampa de vapor #2, separador de
vapor y by-pass para vapor

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.1.1. Carga total máxima de condensado producida en tubería principal

Se presenta el cálculo de la carga máxima de condensado que va a tener que drenar la trampa en precalentamiento y equilibrio térmico. De 11, 8psia a 91,8psia en 54 min, a una presión promedio de 51,8 la entalpia de condensación es 2145.52 KJ/kg:

$$\dot{m}_{\text{cond arr}} = \frac{m_{\text{mat}} C_{p_{\text{mat}}} (T_f - T_0) \times 60}{H_{\text{cond}} (t_{\text{arranq}})} = \frac{(48\text{m}) 5,44 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \left(4,9 \times 10^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) (160,934 - 16) ^\circ\text{C} \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \right)}{2,14552 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} (54 \text{ min})}$$

$$= 9,60 \text{ kg/h}$$

En equilibrio térmico, se asumen se ejecute en llama alta, ya que hay más carga de condensado:

$$\dot{m}_{\text{cond T}} = \dot{m}_{\text{cond perd}} + \dot{m}_{\text{cond arr}} = \left(9,60 + 14,15 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 23,75 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

4.11.1.2. Carga máxima de condensado para trampa #0

El flujo másico de condensado de la longitud equivalente total se debe descontar el de la sección del primer manifold para los primeros 4,5 metros de salida de caldera horizontal y 4,5 metros de tubería vertical, de los cuales el condensado producido es drenado por la trampa #0.

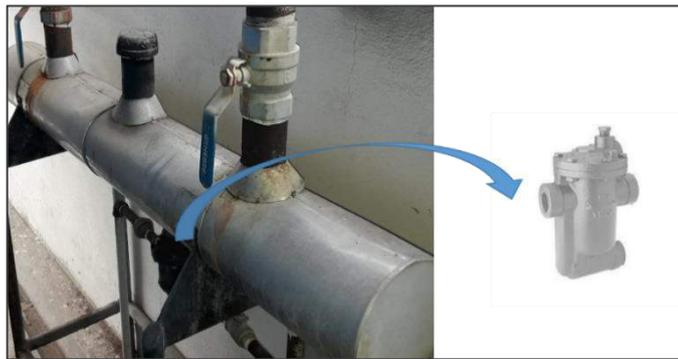


Ilustración 4-29: Trampa de vapor #0 Armstrong 880 series

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

- En precalentamiento:

$$\dot{m}_{\text{cond arr}} = \frac{m_{\text{mat}} C_{p_{\text{mat}}} (T_f - T_0) \times 60}{\Delta H_{\text{cond}} (t_{\text{arranq}})} = \frac{(9\text{m}) 5,44 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \left(4,9 \times 10^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) (160,934 - 16) ^\circ\text{C} \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \right)}{2,14552 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} (54 \text{ min})}$$

$$= 1,80 \text{ kg/h}$$

- En equilibrio térmico:

Teniendo que ya tiene calculadas las pérdidas de calor en tubería total principal, es necesario transformarlas perdidas de calor por metro de tubería. $\frac{\text{MJ}}{\text{h}\cdot\text{m}}$, la entalpia de condensación presión en equilibrio térmico 76,8 psia es de 2101,1 KJ/kg.

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \frac{29,69 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}}{48,5\text{m}} = 0,6122 \frac{\text{MJ}}{\text{h} \cdot \text{m}} * (4,5 + 4,5)\text{m} = 5,5098 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{cond perd}} = \frac{5,5098 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}}{2,1011 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} = 2,62 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{T cond 0}} = (1,80 + 2,62) \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 4,42\text{kg/h}$$

Siendo el facto de seguridad mínimo aceptable un valor de 1,2:

$$\text{cap} = 4,42 \text{ kg/h} * 1,2 = 5,30 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$\Delta P=80$ psig, interpolando se requiere un el tamaño de orificio #38.

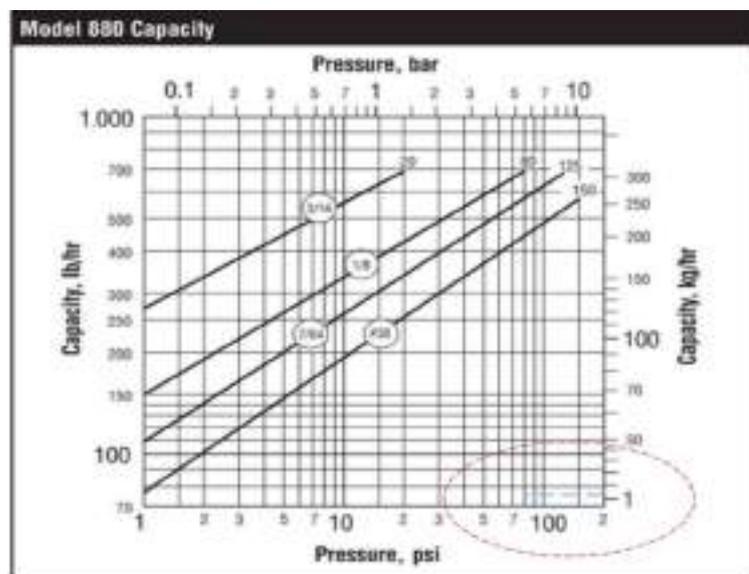


Ilustración 4-30: Dimensión de trampa #0 Armstrong 880 series

Fuente: (Armstrong International, Inc., 2023).

Realizado por: Vaca, S., 2023

La trampa seleccionada se adapta bien a cargas bajas siendo el mínimo de 1 kg/h, el factor de seguridad para adaptar a un diferencial de presión preestablecido no es necesario, por lo tanto, la trampa está bien dimensionada.

4.11.1.3. Carga máxima de condensado para trampa #1

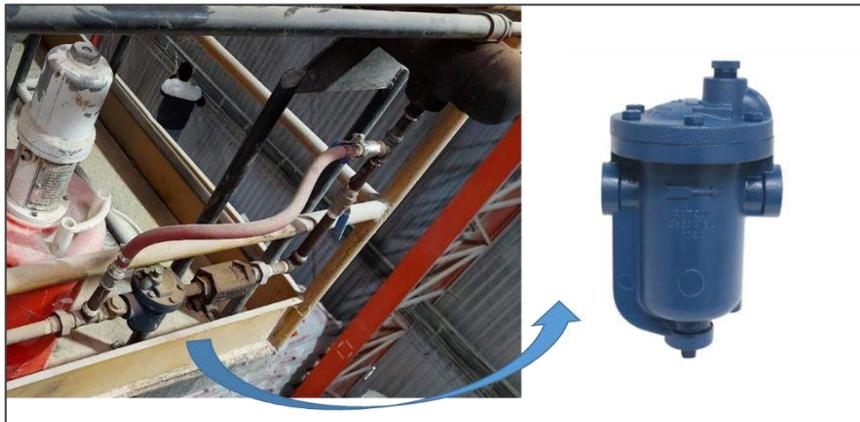


Ilustración 4-31: Trampa de vapor para la línea #1 Watson McDaniel 1031

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Por diferencia del total menos los primeros 9 metros se tiene:

$$\dot{m}_{T\text{ cond }1} = (23,75 - 4,42) \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 19,33 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Seguidamente debido a la distancia considerable se requiere conocer la caída de presión en la tubería principal:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{total }1} &= \Delta P_{\text{elev}} + \Delta P_{\text{fric tub}} + \Delta P_{\text{acces}} \\ \Delta P_{\text{total }1} &= (z_2 - z_1)\rho g + f \frac{L v^2 \rho}{D2} + \sum_i K_i \frac{v^2 \rho}{2} \\ \Delta P_{\text{elev}} &= (z_2 - z_1)\rho g = 6\text{m} \left(2,8164 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 153,84 \frac{\text{kg}}{\text{ms}^2} \left(\frac{\text{Pa}}{\frac{\text{kg}}{\text{ms}^2}} \right) \left(\frac{1,45 \times 10^{-4} \text{psi}}{\text{Pa}} \right) \\ &= 0,024 \text{ psi} \end{aligned}$$

La primera trampa de vapor se halla 2 metros antes de que termine la tubería:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{fric tub}} &= f \frac{L v^2 \rho}{D2} = \frac{0,02054 (43,2\text{m} - 2\text{m})(25,16 \text{ m/s})^2 (2,8164 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})}{0,05238\text{m} * 2} = 144473,80 \text{ Pa} \\ &= 2,10 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\Delta P_{\text{acces}} = \sum_i K_i \frac{v^2 \rho}{2}$$

Para salida desde caldera:

$$K_{SC} = 0,5$$

Para válvula de compuerta:

$$K_{VC} = \frac{300}{261103,5} + 0,037 \left(1 + 3,9 \left[\frac{25,4}{52,48} \right]^{0,3} \right) = 0,1542$$

Para válvula swing check:

$$K_{CH} = \frac{1500}{261103,5} + 0,46 \left(1 + 4 \left[\frac{25,4}{52,48} \right]^{0,3} \right) = 1,9458$$

Para 3 válvulas de bola:

$$K_{VB} = \frac{(3)300}{261103,5} + (3)0,017 \left(1 + 4 \left[\frac{25,4}{52,48} \right]^{0,3} \right) = 0,2185$$

Para 6 codos, incluidos el primer manifold (2) de salida como contracción y entrada como expansión de tubería, más la entrada al segundo manifold (1) y 3 codos para la tubería lineal:

$$K_{CO} = \frac{(6)800}{251748,8} + (6)0,14 \left(1 + 4 \left[\frac{25,4}{52,48} \right]^{0,3} \right) = 3,5610$$

$$K_{RD} = \left[K_f = (0,6 + 0,48f_{\text{darcy}}) \left(\frac{D_1}{D_2} \right) \left[\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 - 1 \right] \right]$$

$$K_{RD} = 1 \left[(0,6 + 0,48 * 0,02058) \left(\frac{73,66}{52,48} \right) \left[\left(\frac{73,66}{52,48} \right)^2 - 1 \right] \right]$$

$$K_{RD} = 0,8363$$

$$K_{EN} = [1 + 0,8f_{\text{darcy}}] \left\{ \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2 \right\}$$

$$K_{EN} = 2 \left[[1 + 0,8 * 0,02054] \left\{ \left[1 - \left(\frac{52,48}{73,66} \right)^2 \right]^2 \right\} \right]$$

$$K_{EN} = 0,4929$$

$$\Delta P_{\text{acces}} = \sum_i K_i \frac{v^2 \rho}{2}$$

$$\Delta P_{\text{acces}} = (K_{SC} + K_{VC} + K_{CH} + K_{VB} + K_{EN} + K_{RD} + K_{CO}) \frac{v^2 \rho}{2}$$

$$\Delta P_{\text{acces}} = (7,7028) \frac{(25,1558 \text{ m/s})^2 (2,8164 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})}{2} = 6864,12 \text{ Pa} * \frac{0,000145038 \text{ Psi}}{\text{Pa}} = 1,00 \text{ Psi}$$

$$\Delta P_{\text{total 1}} = \Delta P_{\text{elev}} + \Delta P_{\text{fric tub}} + \Delta P_{\text{acces}} = (0,02 + 2,10 + 1,00) \text{ Psi} = 3,12 \text{ Psi}$$

Entonces presión aguas arriba o de llegada a la trampa de vapor es:

$$P_{E(\text{trampa})} = 76,8 \text{ Psia (abs)} - 3,12 \text{ psi} = 73,68 \text{ psia (abs)} - 11,8 \text{ psi(atm)} = 61,88 \text{ psig}$$

La trampa instalada es el modelo 1031 y se requieren descargar 19,33 kg/h por el factor de seguridad mínimo de 1,2:

$$19,33 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{\text{lb}}{0,4536 \text{ kg}} \right) = 42,61 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 1,2 = 51,132 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

Teniendo un factor de seguridad de 1,76 actualmente, lo que está dentro de lo normal $F_s \leq 3$

CAPACITIES – Condensate (lbs/hr)		Differential Pressure (PSI)																					
Model	Pipe Size	Orifice Size (PSIG)	PMO	1/4	1/2	1	2	5	10	15	20	30	50	60	70	80	100	125	150	180	200	250	
	1/2", 3/4"	3/16"	20	139	200	270	340	450	560	640	690												
1031	1/2", 3/4"	1/8"	80	75	115	150	190	300	350	400	440	500	580	635	660	690							
1041	1/2", 3/4"	7/64"	125	50	80	100	145	240	280	320	350	410	490	520	560	580	640	680					
1031S*	1/2", 3/4"	#38	150	35	50	75	105	150	250	280	300	350	400	420	450	470	500	550	570				

Ilustración 4-32: Capacidades para trampas de vapor de trampa Watson McDaniel #1

Fuente: (Watson McDaniel Company, 2023).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se verifica que el modelo escogido con un tamaño de orificio de 1/8 de pulgada es el adecuado y está bien dimensionada, ya que la carga calculada supera el modelo 1041 (50lb/h); en tanto que la diferencia de la presión gobernante es de 1/4, es decir la presión de salida del condesado será 1/4 la de entrada de la trampa.

$$0,25 \text{ psig} = P_{\text{Entrada(trampa)}} - P_{\text{Salida(trampa)}}$$

$$P_{S(\text{trampa})} = -0,25 \text{ psig} + 61,88 \text{ psig} = 61,63 \text{ psig}$$

4.11.1.4. Carga máxima de condensado para trampa #2



Ilustración 4-33: Trampa de vapor 2 Watson McDaniel 1031

Fuente: (Biopremix Cía. Ltda., 2021).

Realizado por: Vaca, S., 2023

Primero la caída de presión será solo ligeramente superior debido desde la sección anterior la distancia es corta, por lo tanto, se considera que la presión de entrada es aproximadamente igual a la de la trampa #1. En segundo lugar, esta trampa tiene únicamente la función de drenar la humedad que viaja en el vapor en forma de gotitas y es captada por el separador, por lo tanto, su capacidad será baja y no se toma en cuenta la carga producida en precalentamiento, pero sí, la humedad que pueda ser arrestada desde la caldera por cambios rápidos de carga y control deficiente de TDS, de ahí que este flujo másico no se pueda calcular fácilmente. de forma explícita

Bajo carga estable de acuerdo con, la humedad por arrastre de agua podría ser de 1 hasta 4% aproximadamente, pero la humedad podría ser mayor bajo condiciones desfavorables, obteniendo un valor promedio bajo condiciones estables:

$$\begin{aligned} \text{llama baja: } & 321,71 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (2,5\%) = 8,04 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2,1 = 16,88 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{\text{lb}}{0,4536 \text{ kg}} \right) = 37,21 \text{ lb/h} \\ \text{llama alta: } & 702,19 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (2,5\%) = 17,55 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2,1 = 36,87 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{\text{lb}}{0,4536 \text{ kg}} \right) = 81,27 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

CAPACITIES – Condensate (lbs/hr)																												
Model	Pipe Size	Orifice Size	PMO (PSIG)	Differential Pressure (PSI)																								
				1/4	1/2	1	2	5	10	15	20	30	50	60	70	80	100	125	150	180	200	250						
1031	1/2", 3/4"	3/16"	20	139	200	270	340	450	560	640	690																	
1041	1/2", 3/4"	1/8"	80	75	115	150	190	300	350	400	440	500	580	635	660	690												
1031S*	1/2", 3/4"	7/64"	125	50	80	100	145	240	280	320	350	410	490	520	560	580	640	680										
	1/2", 3/4"	#38	150	35	50	75	105	150	250	280	300	350	400	420	450	470	500	550	570									

Ilustración 4-34: Capacidades para trampas de vapor de trampa Watson McDaniel #2

Fuente: (Watson McDaniel Company, 2023).

Realizado por: Vaca, S., 2023

La trampa instalada, cumple con poder drenar 81,26 lb/h con un factor de seguridad convencional de 1,083, Aunque la carga para este propósito está sujeta a variación e incertidumbre. La descarga del líquido saturado (condensado), hacia la tubería de menor presión tiende a formas vapor flash, la fracción dependerá de la presión a la salida. Para este caso, debido a la contrapresión de diseño no se ejerce una formación notable de condensado instantáneo a la salida, ya que como se determinó existe una caída de presión solamente de 0,25psig y se determina con $Ja = 2,6 \times 10^{-4}$, se obtiene en un instante corto de tiempo de la descarga “líquido sobrecalentado”.

Sin embargo, el estado de líquido sobrecalentado es un estado meta-estable, conforme pierde presión dentro de la tubería este busca moverse o expandirse a un estado de mayor estabilidad, pasando por un estado de nucleación o ebullición y evaporización instantáneos hacia una región de transición bifásica (flasheo) donde el punto de estabilidad más cercano es la de la atmosfera a la salida de la tubería (Zhu et al. 2020, p. 5-7; Reinke 1997, p. 4-7)

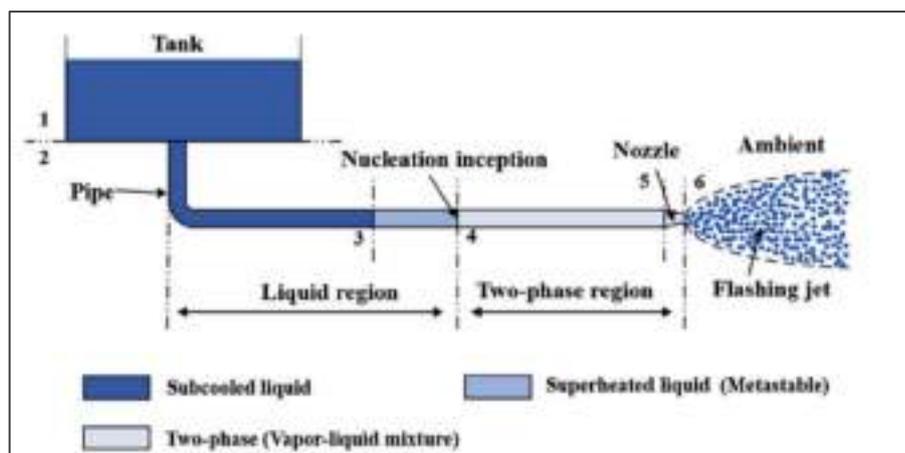


Ilustración 4-35: Transición de fase del líquido sobrecalentado

Fuente: (Zhu et al., 2020, p. 5).

Conociendo como opera el fluido en tres fases dentro de la tubería, por motivo ilustrativo y menor complejidad, Se asume hipotéticamente que el flujo de condensados se mantiene líquido para

evaluar: ¿cómo una caída teórica de la temperatura de pared y del flujo teórico unifásico puede darse por efecto de la falta de aislamiento térmico?, es decir se asume hipotéticamente el paso de líquido sobrecalentado a líquido sub enfriado sin pasar por un cambio de fase.

4.11.2. Pérdida de calor en LI sin aislamiento térmico en régimen condensado

El proceso de formación vapor flash ocurre sin cambios de entalpía, por efecto, el condensado de alta presión a baja presión sufre un enfriamiento instantáneo debido a la despresurización, por lo tanto, el nuevo estado se presenta como una mezcla bifásica donde la temperatura se vuelve dependiente de la nueva presión. En base a la estimación de flujo másico en condiciones de pérdida de calor estable en la tubería principal en modo llama baja se cuenta con la calidad de vapor:

$$x = \frac{321,71 \text{ kg/h}}{(321,71 + 14,13) \text{ kg/h}} = 95,79$$

$$\Delta P_{\text{trampa}} = 0,25$$

A la presión de operación promedio de 61,88 psig o 73,68 psia la entalpía líquida es 642.783 KJ/kg en cambio la entalpía del condensado en la descarga cuya presión es 73,43 psia y su correspondiente entalpía es 642.228 KJ/kg. Por último, el calor latente también a presión de salida de la trampa tiene un valor de 2106.44 KJ/kg. Calculando la fracción de vapor flash formado:

$$\% \text{flash} = \frac{h_{f(P \text{ alta})} - h_{f(P \text{ baja})}}{h_{fg(P \text{ baja})}} * 100$$

$$\% \text{flash} = \frac{(642.783 \text{ KJ/kg} - 642.228 \text{ KJ/kg})}{2106.44 \text{ KJ/kg}} * 100 = 0,026\% \text{ vapor flash}$$

$$J_a = x = \frac{14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0,026\%}{14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0,026\% + 14,13 \text{ kg/h} \frac{(100 - 0,026)}{100}} = 0,00026$$

La cantidad de vapor flash, es nula. Por lo tanto, se tiene líquido cercano a la saturación, pero debido a que su temperatura es mayor a 100°C, se tiene líquido sobrecalentado es decir tiene una temperatura de 152,30 °C, esto debido a la presión de salida de la trampa. Calculado el calor total disponible se tiene:

$$\bar{Q}_{\text{entrada}} = (14,13 \text{ kg/h}) 642.783 \text{ KJ/kg} \left(\frac{\text{MJ}}{1000 \text{ KJ}} \right) = 9,0825 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

4.11.2.1. Variación axial de la temperatura del fluido por efecto de radiación y convección externa en LI

Aunque el flux masivo es bajo e indique prevalencia de fuerzas gravitacionales , no se dispone de referencias de que la correlación de Nusselt para flujos bifásicos laminares sea capaz de arrojar un valor adecuado, ya que la cantidad de vapor es casi nula, por otra parte, la correlación, de Shah es perfecta para calidades de vapor que tienden a 0 ya que está basada en un factor multiplicador de condensación para líquidos pero tiene como restricción un flux masivo $GT > 10,83 \text{ kg/m}^2\text{s}$, sin embargo sirve de referencia para entender que el factor multiplicador tiende a ser cercano a la unidad, y el coeficiente de transferencia quedara definido por una correlación de una solo fase, analizando el régimen la correlación, el cual indica que es laminar:

$$Re_{LO} = \frac{7,010 \text{ kg/ms}^2(0,0267\text{m})}{1,79498 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}} = 1044 \text{ (laminar)}$$

Asumiendo temperatura de superficie constante y que el flujo se ha desarrollado tanto de forma hidrodinámica como térmica, el número de Nusselt es constante:

$$Nu = 3,66$$

La transferencia de calor se evalúa bajo una temperatura media o promedio del flujo, consecuentemente la diferencia de temperatura se asume será una constante $T_{mi} - T_{mo} = \Delta T = 25^\circ\text{C}$ para facilitar los cálculos, por lo tanto, se halla a la vez una temperatura de pared promedio representativa para cada caída de temperatura axial. Este último valor ira iterándose y arrojando un valor de longitud verdadero, debido a que se desconoce.

Con cada iteración el valor irá acercándose a la temperatura verdadera de pared en función de las pérdidas de radiación y convección externa que son las dominantes, así mismo se desprecian la resistencia de la pared delgada de la tubería ya que su influencia no es significativa. Entonces inicialmente se tiene:

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \dot{m}_{\text{cond}} C_p \Delta T = 14,13 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 4,28 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (25^\circ\text{C}) \frac{\text{MJ}}{1000\text{KJ}} \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}} \right) = 4,2 \times 10^{-4} \text{ MJ/s} \Rightarrow \text{cte}$$

$$\Delta T_m = 25^\circ\text{C} \Rightarrow \left[\begin{array}{l} \bar{T}_m = \frac{152,30^\circ\text{C} + 127,30^\circ\text{C}}{2} = 139,80^\circ\text{C} \Rightarrow \text{cte} \\ \bar{T}_p = \frac{139,80^\circ\text{C} + 23^\circ\text{C}}{2} = 81,40^\circ\text{C} \Rightarrow (\bar{T}_p - T_\infty) = (81,40^\circ\text{C} - 23)^\circ\text{C} = 58,4^\circ\text{C} \end{array} \right]$$

El coeficiente interno a temperatura media de fluido \bar{T}_m .

$$h_{\text{int}} = \frac{3,66 * 6,8332 \times 10^{-7} \text{ MJ/sm}^{\circ}\text{C}}{0,0267} = 9,37 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{C}} \Rightarrow \text{cte}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}}$$

El flux másico se conserva, como primera aproximación se analiza las capa externa a través de datos tabulados que reflejan $h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}$ en función de $T_s - T_{\infty}$ para hallar Q' , este se relaciona frente a Q_{perd} para arrojar una longitud teórica y luego analizando la temperatura de pared a través de la convección interna se halla una temperatura de pared \bar{T}_{Pi1} que se va acercando al valor real, se debe repetir este proceso de forma iterativa hasta que error porcentual sea despreciable. Los valores de $h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}$ se obtienen interpolando del anexo O para para una tubería de 1 pulgada, provisto por McAdams (1954, p. 179) para $(\bar{T}_p - T_{\infty}) = 58,4^{\circ}\text{C}$ y $1''$ se tiene:

$$h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}} = \left(12,26 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}} \right) \frac{1,163 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}}{\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}}} \frac{\text{MJ/sm}^2\text{C}}{1 \times 10^6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}} = 1,425838 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{C}$$

Con tales parámetros las pérdidas por radiación y convección son:

$$Q' = (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}) \pi D (\bar{T}_p - T_{\infty}) = 1,425838 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{C}} \pi (0,0334 \text{ m}) (58,4^{\circ}\text{C}) = 8,737310^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}}$$

$$L = \frac{\dot{Q}_{\text{perd}}}{Q'} = \frac{4,20 \times 10^{-4} \text{ MJ/s}}{8,737310^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}}} = 4,807 \text{ m}$$

A través de la convección interna a temperatura constate se halla la temperatura de pared \bar{T}_{Pi}

$$\frac{\bar{T}_{Pi} - T_{\text{mo}}}{\bar{T}_{Pi} - T_{\text{mi}}} = \exp\left(-\frac{h(\pi DL)}{mC_p}\right)$$

$$\frac{\bar{T}_{Pi} - 127,30}{\bar{T}_{Pi} - 152,30} = \exp\left(-\frac{9,37 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{C} (\pi * 0,0267 \text{ m} * 4,807 \text{ m})}{\left(14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}}\right) \left(4,28 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \frac{\text{MJ}}{1000 \text{ KJ}}\right)}\right)$$

$$\bar{T}_{Pi} = 124,35^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Er} = \left| \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_{Pi}}{\bar{T}_{Pi}} \right| * 100 = \left| \frac{81,40^{\circ}\text{C} - 124,35^{\circ}\text{C}}{124,35^{\circ}\text{C}} \right| * 100 = 34,54\%$$

Se repite el proceso sucesivamente, hasta que el error porcentual sea despreciable:

$$(\bar{T}_{Pi} - T_{\infty}) = (124,35 - 23)^{\circ}\text{C} = 101,54$$

$$(h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}) = 16,2766 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}} = 1,6227710^{-5} \text{MJ}/\text{sm}^2\text{C}$$

$$Q' = (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})\pi D(\bar{T}_{Pi1} - T_{\infty}) = 1,7257 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{sm}$$

$$L = \frac{4,20 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{s}}{1,7257 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{sm}} = 2,4337 \text{m}$$

$$\frac{\bar{T}_{Pi2} - T_{mo}}{\bar{T}_{Pi2} - T_{mi}} = \exp\left(-\frac{h(\pi DL)}{\dot{m}Cp}\right)$$

$$\frac{\bar{T}_{Pi2} - 127,30}{\bar{T}_{Pi2} - 152,30} = \exp\left(-\frac{9,37 \times 10^{-5} \text{MJ}/\text{sm}^2\text{C}(\pi * 0,0267 \text{m} * 2,4337 \text{m})}{\left(14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \frac{\text{h}}{3600 \text{s}}\right) \left(4,28 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \frac{\text{MJ}}{1000 \text{KJ}}\right)}\right)$$

$$\bar{T}_{Pi2} = 115,52^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Er} = \left| \frac{124,35^{\circ}\text{C} - 115,52^{\circ}\text{C}}{115,52^{\circ}\text{C}} \right| * 100 = 7,64\%$$

$$(\bar{T}_{P2} - T_{\infty}) = (152,12 - 23)^{\circ}\text{C} = 92,52^{\circ}\text{C}$$

$$(h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}) = 13,4793 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}} = 1,5676 \times 10^{-5} \text{MJ}/\text{sm}^2\text{C}$$

$$Q' = (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})\pi D(\bar{T}_{Pi1} - T_{\infty}) = 1,5218 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{sm}$$

$$L = \frac{4,20 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{s}}{1,5218 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{sm}} = 2,7598 \text{m}$$

$$\frac{\bar{T}_{Pi3} - T_{mo}}{\bar{T}_{Pi3} - T_{mi}} = \exp\left(-\frac{h(\pi DL)}{\dot{m}Cp}\right)$$

$$\frac{\bar{T}_{Pi3} - 127,30}{\bar{T}_{Pi3} - 152,30} = \exp\left(-\frac{9,37 \times 10^{-5} \text{MJ}/\text{sm}^2\text{C}(\pi * 0,0267 \text{m} * 2,7598 \text{m})}{\left(14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \frac{\text{h}}{3600 \text{s}}\right) \left(4,28 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \frac{\text{MJ}}{1000 \text{KJ}}\right)}\right)$$

$$\bar{T}_{Pi3} = 117,82^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Er} = \left| \frac{115,52^{\circ}\text{C} - 117,82^{\circ}\text{C}}{117,82^{\circ}\text{C}} \right| * 100 = 1,95\%$$

$$(\bar{T}_{P3} - T_{\infty}) = (117,82 - 23)^{\circ}\text{C} = 94,82^{\circ}\text{C}$$

$$(h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}) = 13,6137 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}} = 1,58327 \times 10^{-5} \text{MJ}/\text{sm}^2\text{C}$$

$$Q' = (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})\pi D(\bar{T}_{Pi3} - T_{\infty}) = 1,575256 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{sm}$$

$$L = \frac{4,20 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{s}}{1,575256 \times 10^{-4} \text{MJ}/\text{sm}} = 2,6662 \text{m}$$

$$\frac{\bar{T}_{Pi4} - T_{mo}}{\bar{T}_{Pi4} - T_{mi}} = \exp\left(-\frac{h(\pi DL)}{\dot{m}Cp}\right)$$

$$\frac{\bar{T}_{Pi4} - 127,30}{\bar{T}_{Pi4} - 152,30} = \exp\left(-\frac{9,37 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{°C} (\pi * 0,0267 \text{ m} * 2,6662 \text{ m})}{\left(14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}}\right) \left(4,28 \frac{\text{KJ}}{\text{kg °C}} \frac{\text{MJ}}{1000 \text{ KJ}}\right)}\right)$$

$$\bar{T}_{Pi4} = 117,23\text{°C}$$

$$Er = \left| \frac{117,82\text{°C} - 117,23\text{°C}}{117,23\text{°C}} \right| * 100 = 0,5\%$$

Finalmente, en la cuarta iteración ya se mantiene valores constantes, es decir el flujo se enfría de 152,3°C a 137,3°C a T_p constante igual a 117,23°C en una longitud de 2,66 metros de tubería, a más de esto se calcula el valor de LMTD.

$$LMTD_{L1} = \frac{(T_p - T_{mo}) - (T_p - T_{mi})}{\ln\left(\frac{T_p - T_{mo}}{T_p - T_{mi}}\right)} = \frac{(117,23 - 127,3) - (117,23 - 152,3)}{\ln\left(\frac{117,23 - 127,3}{117,23 - 152,3}\right)} = -20\text{°C}$$

Ya que la tubería tiene 22 metros, la estimación de la variación axial de la temperatura a una longitud determinada en adelante es análogo al proceso anterior, siempre se puede asumir una temperatura de pared inicial hasta hallar el error porcentual mínimo que refleje la convergencia. Conocidos los valores de LMTD y la longitud para los tres primeros tramos $n = 3$ basados en $\Delta T = 25\text{°C}$ constante y de la longitud total alcanzada, se puede extrapolar hacia cualquier longitud deseada según se marque la tendencia.

Tabla 4-68: Resultados de proceso iterativo enfriamiento axial de la línea de condensados 1 para los primeros tres tramos de la tubería

n	$T_{mi} - T_{mo}$ °C	Temperatura de pared \bar{T}_p °C	Error relativo Er %	Longitud L_i m	Longitud total L_{i+n} m	$LMTD_{Li}$ °C
1er. Tramo	152,3 - 127,3	81,40 (asum.)		4,807		
		124,35	34,54	2,4337		
		115,52	7,64	2,7598		
		117,82	1,95	2,662		
		117,23	0,1	2,662	2,662	-20
2do. Tramo	127,3 - 102,3	92,60 (asum.)		4,01		
		97,85	5,37	3,63		
		96,79	1,1	3,69		
		96,97	0,18	3,69		
		96,96	0,01	3,69	6,352	-14,39
3er.	102,3-77,3	75,41 (asum.)		5,6447		

Tramo		75,41	0,0	5,6447	11,99	-9,4156
-------	--	-------	-----	--------	-------	---------

Realizado por: Vaca, S., 2023

De la tabla anterior se grafica los datos y el modelo calculado donde se muestra una tendencia logarítmica, en $R=0,9998$ lo que indica una fuerte relación logarítmica entre la longitud y la temperatura logarítmica, a la par se grafica la temperatura final del fluido versus longitud final para los tres primeros tramos. Estas dos graficas permite extrapolar la tendencia en función de LMTD a la longitud deseada y por ende predecir la temperatura interna del fluido en dicho punto. Cuando $n=4$, $T_{mo} = 25^{\circ}\text{C} - 77,30^{\circ}\text{C} = 52,3^{\circ}\text{C}$ Y despejando L, desde las ecuaciones respectivas:

$$T_{mo} = (145,27)\exp(-0,053L)$$

$$L = \frac{\ln\left(\frac{52,3}{145,27}\right)}{-0,053} = 19,28\text{m}$$

$$\text{LMTD} = 7,0197 \ln(L) - 26,9$$

$$\text{LMTD} = 7,0197 \ln(19,28) - 26,9$$

$$\text{LMTD} = -6,13^{\circ}\text{C}$$

Despejando temperatura de superficie:

$$-6,13^{\circ}\text{C} = \frac{(T_p - T_{mo}) - (T_p - T_{mi})}{\ln\left(\frac{T_p - T_{mo}}{T_p - T_{mi}}\right)}$$

$$T_p = 51,87^{\circ}\text{C}$$

Cuando $n=5$, $T_{mo} = 25^{\circ}\text{C} - 52,30^{\circ}\text{C} = 27,3^{\circ}\text{C}$, utilizando las mismas ecuaciones:

$$L = \frac{\ln\left(\frac{27,3}{145,27}\right)}{-0,053} = 31,54\text{m}$$

$$\text{LMTD} = -2,67^{\circ}\text{C}$$

$$T_p = 51,87^{\circ}\text{C}$$

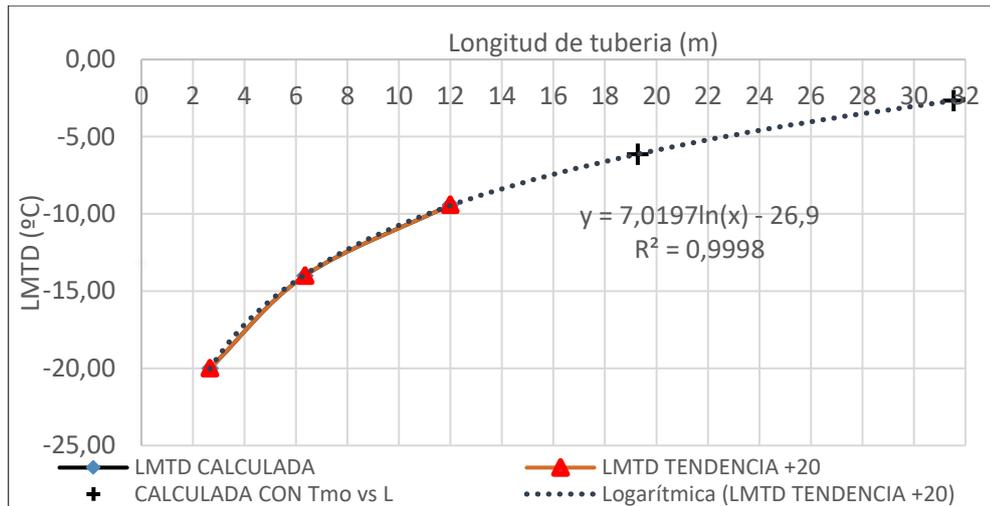


Ilustración 4-36: Longitud versus LTMD para línea de condensados 1

Realizado por: Vaca, S., 2023

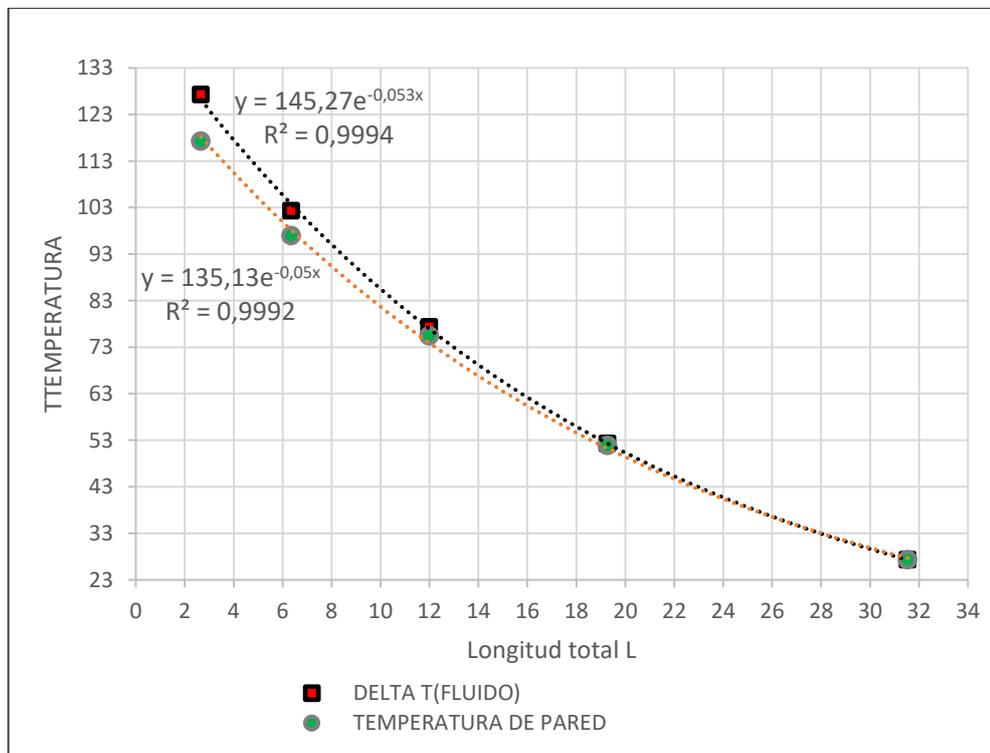


Ilustración 4-37: Variación axial de temperatura de fluido y temperatura de pared versus longitud total para línea de condensados 1

Realizado por: Vaca, S., 2023

Para longitud de 22 metros aplicando cada una de las relaciones:

$$T_{mo} = (145,27) \exp(-0,053(22)) = 45,27^{\circ}\text{C}$$

$$T_p = (135,13) \exp(-0,05(22)) = 44,98^{\circ}\text{C}$$

$$\text{LMTD} = 7,0197 \ln(22) - 26,9 = -5,20^{\circ}\text{C}$$

4.11.2.2. Pérdida de calor en L1 sin asilamiento

Como se cumple tanto de forma numérica como gráfica, se concluye que bajo el modelo propuesto las pérdidas por radiación y convección provocan el descenso de la temperatura de los condensados desde 152,3°C hasta 45,37°C, las pérdidas de calor diarias ideales anuales, así como el en términos de combustible son:

$$\dot{Q}_{perd} = 14,13 \frac{kg}{h} \left(4,21 \times 10^{-3} \frac{MJ}{kg^{\circ}C} \right) (152,3 - 45,37)^{\circ}C = 6,36 \frac{MJ}{h}$$

$$6,36 \frac{MJ}{h} * \left(\frac{2}{3} \right) * \frac{1800 h}{año_{ope}} = 7.633,17 MJ/año_{ope}$$

Este flujo se estima en 1 turno de 7,5 horas en promedio al día, 2/3 hace referencia a la calefacción con condensados solamente a diferencia de 1/3 con vapor y 0,7892 la eficiencia promedio de vapor combustible calculada de la caldera.

$$\$_{perd} = \frac{7633,17 MJ/año_{ope} \left[\left(\frac{3,14 USD * 1,3}{gal} \right) \left(\frac{264,172 gal}{m^3} \right) \left(\frac{m^3}{836,7 kg} \right) \left(\frac{kg}{43,259 MJ} \right) \right]}{(0,7892)}$$

$$= 288,16 USD/año_{ope}$$

4.11.2.3. Diagrama de Sankey para L1 sin aislamiento versus el calor requerido en tanque interno

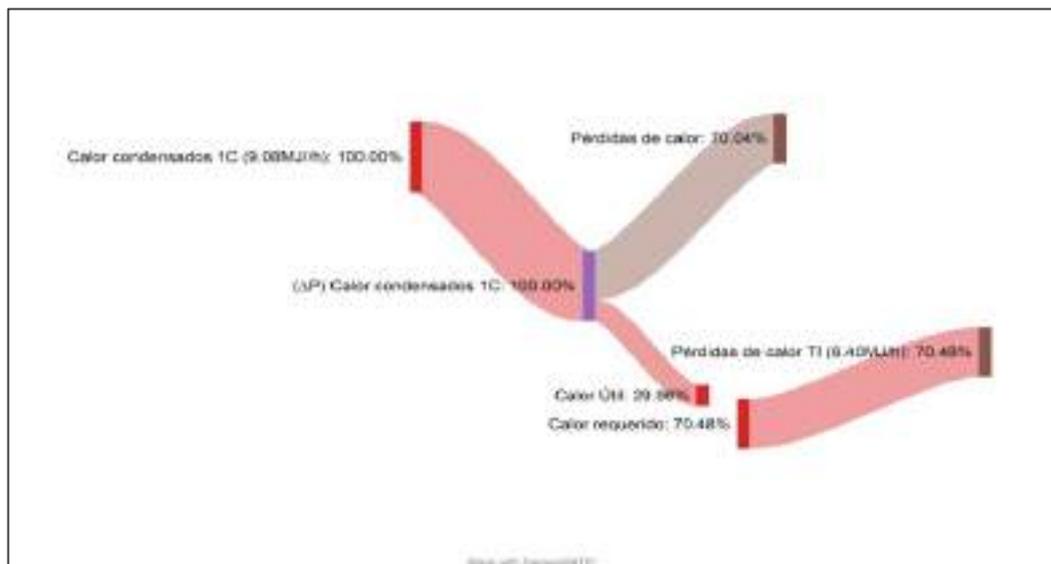


Ilustración 4-38: D. Sankey pérdidas de calor en L1 para calefacción con condensados

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.3. Pérdidas de calor en L1 sin aislamiento térmico en régimen de vapor húmedo

A $(T_p - T_\infty) \approx 127^\circ\text{C}$ y tubería de $\frac{3}{4}$ de pulgada, interpolando del anexo O, $h_c + h_r = 1,82832 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{C}$.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{perd}} &= (22\text{m})\pi(0,020\text{m}) \left(1,82832 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{C}} \right) (127^\circ\text{C}) \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}} \right) = 11,55 \text{ MJ/h} \\ &= 11,55 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} * \frac{1.800\text{h}}{\text{año}_{\text{ope}}} (1/3) = 6.930,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}} \\ \$_{\text{perd}} &= \frac{6.930,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}} \left[\left(\frac{3,14\text{USD} * 1,3}{\text{Ga US}} \right) \left(\frac{264,172 \text{ Ga (US)}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{\text{m}^3}{836,7 \text{ kg}} \right) \left(\frac{\text{kg}}{43,259\text{MJ}} \right) \right]}{(0,7892)} \\ &= 261,61 \text{ USD/año}_{\text{ope}} \end{aligned}$$

4.11.4. Pérdida de calor en L2 sin aislamiento térmico en régimen condensado

El proceso de cálculo es idéntico al del sub-acápite 4.11.2, pero para un flujo másico de 8 kg/h, esto asumiendo que la humedad del vapor promedio de 2,5%

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{cond L2}} &= 321,71 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (2,5\%) = 8 \text{ kg/h} \\ \bar{Q}_{\text{entrada}} &= \left(8 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left(642.783 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right) \left(\frac{\text{MJ}}{1000 \text{ KJ}} \right) = 5,14 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \end{aligned}$$

4.11.4.1. Variación axial de la temperatura del fluido por efecto de radiación y convección externa en L2

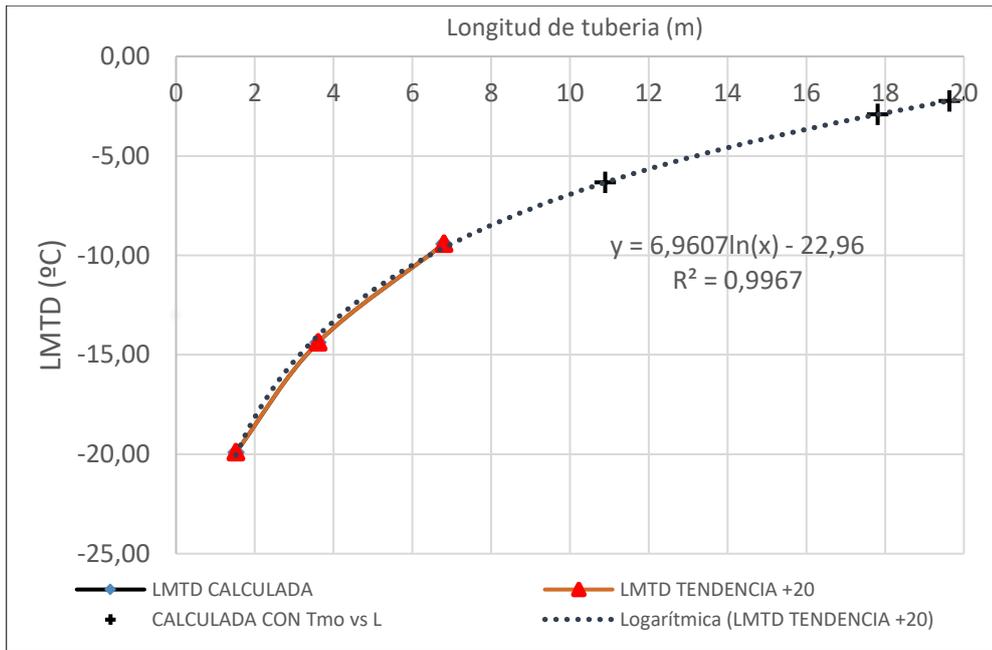


Ilustración 4-39: Longitud versus LTMD para línea de condensados 2

Realizado por: Vaca, S., 2023

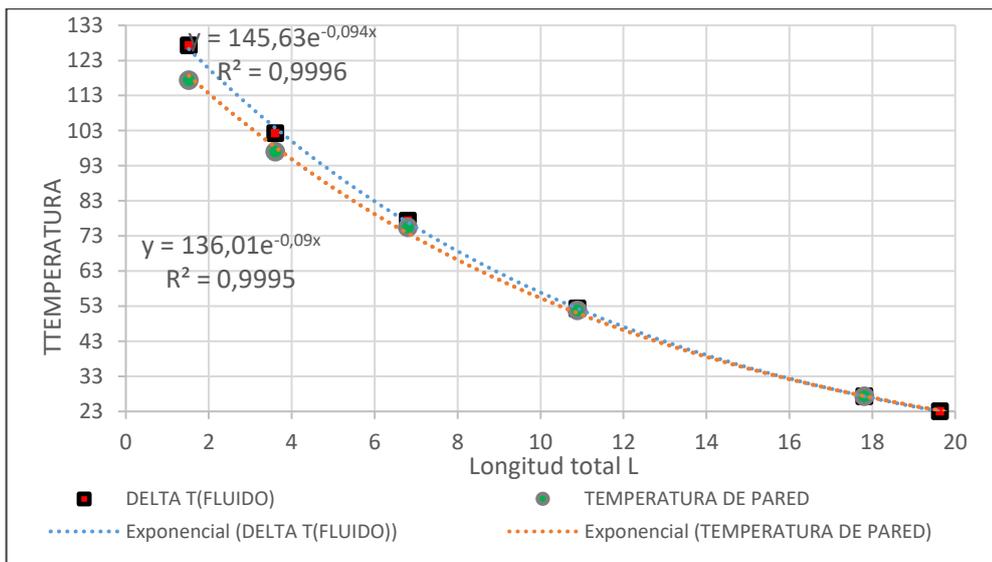


Ilustración 4-40: Variación axial de temperatura de fluido y temperatura de pared versus longitud total para línea de condensados 2

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.4.2. Pérdida de calor en L2 sin aislamiento térmico

El calor sensible que podría ser aprovechado para el mantenimiento de la temperatura del aceite o recolectado para caldera, se pierde por radiación y convección al ambiente, a flujo másico de 8 kg/h basado en una humedad el vapor de 2,5% se enfría hipotéticamente desde líquido

sobrecalentado hacia liquido subenfriado desde 152,3 a 23 °C en 19,63 metros de tubería, las pérdidas de calor útil equivalentes son:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{perd} &= 8 \frac{kg}{h} \left(4,2 \times 10^{-3} \frac{MJ}{kg^{\circ}C} \right) (152,3 - 23)^{\circ}C = 4,34 MJ/h \\ 4,34 \frac{MJ}{h} * \frac{1.800h}{año_{ope}} (2/3) &= 5.213,38 MJ/año_{ope} \\ \$_{perd} &= \frac{5.213,38 MJ/año_{ope} \left[\left(\frac{3,14 USD * 1,3}{Ga US} \right) \left(\frac{264,172 Ga (US)}{m^3} \right) \left(\frac{m^3}{836,7 kg} \right) \left(\frac{kg}{43,259 MJ} \right) \right]}{(0,7892)} \\ &= 196,81 USD/año_{ope} \end{aligned}$$

4.11.4.3. Diagrama de Sankey para L2 sin aislamiento térmico versus el calor requerida en tanque interno balanza

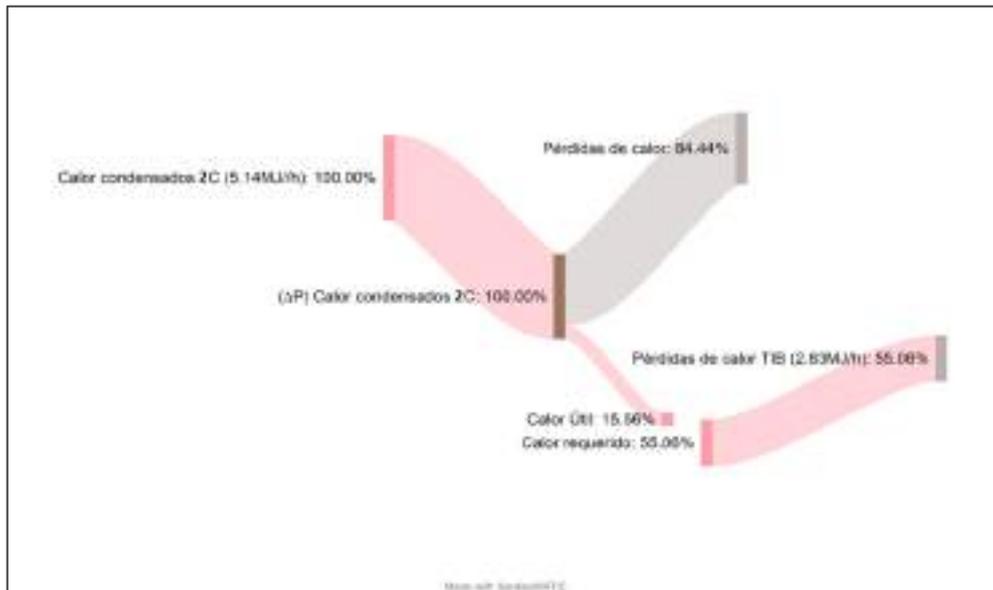


Ilustración 4-41: Sankey pérdidas de calor en L2 para calefacción con condensados

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.5. Pérdidas de calor en L2 sin aislamiento térmico en régimen vapor húmedo

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{perd} &= (22m)\pi(0,020m) \left(1,82832 \times 10^{-5} \frac{MJ}{sm^2 \cdot ^{\circ}C} \right) (127^{\circ}C) \left(\frac{3600s}{h} \right) = 11,55 MJ/h \\ \dot{Q}_{perd} &= 6.930,00 MJ/año_{ope} \\ \$_{perd} &= 261,61 USD/año_{ope} \end{aligned}$$

4.11.6. Calores residuales estacionarios en calefacción de aceite de palma

Calor residual a la salida de L1 y L2 a temperatura promedio de 41,7°C:

$$\dot{Q}_{\text{resid}} = \dot{m}_{\text{cond}} h_f = (14,13 + 8,04) \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(174,639 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right) = 3,8717 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{resid}} = 3,8717 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{1800 \text{ h}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) \left(\frac{2}{3} \right) = 4.646,10 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{\text{resid}} = 175,39 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

Vapor condensado residual a la salida de L1 y L2 por ingreso de vapor auxiliar, a temperatura final cercana a la temperatura de líquido saturado a presión atmosférica (93,94°C):

$$\dot{Q}_{\text{resd}} = (\dot{m}_{\text{vapor}} + \dot{m}_{\text{cond}}) h_f = (9,27 + 14,13 + 8,04) \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(397,836 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right) = 12,5079 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{\text{resd}} = 12,5079 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{1800 \text{ h}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) \left(\frac{1}{3} \right) = 7.504.78 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{\text{resd}} = 283,31 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

4.11.7. Pérdidas de calor en tanques, calefacción y almacenamiento de aceite de palma

4.11.8. Pérdidas de calor en tanques de almacenamiento de aceite de palma

Las pérdidas de calor para tanques están en función de la temperatura de descarga 50 °C.

Tabla 4-69: Pérdidas de calor en tanques de almacenamiento de aceite de palma

Pérdidas máximas de calor	Tanque externo	Tanque interno	Balanza de líquidos
Q_{total} (MJ/h)	22,89	6,40	2,83

Realizado por: Vaca, S., 2023

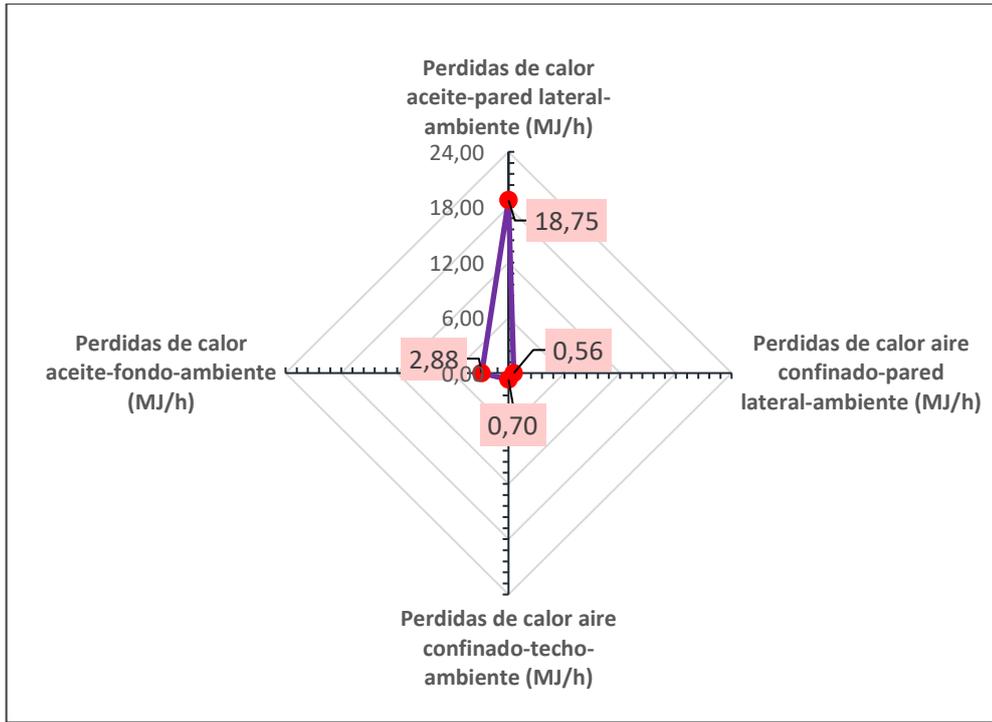


Ilustración 4-42: Pérdidas de calor en tanque externo sin aislamiento térmico

Realizado por: (Vaca, S., 2023).

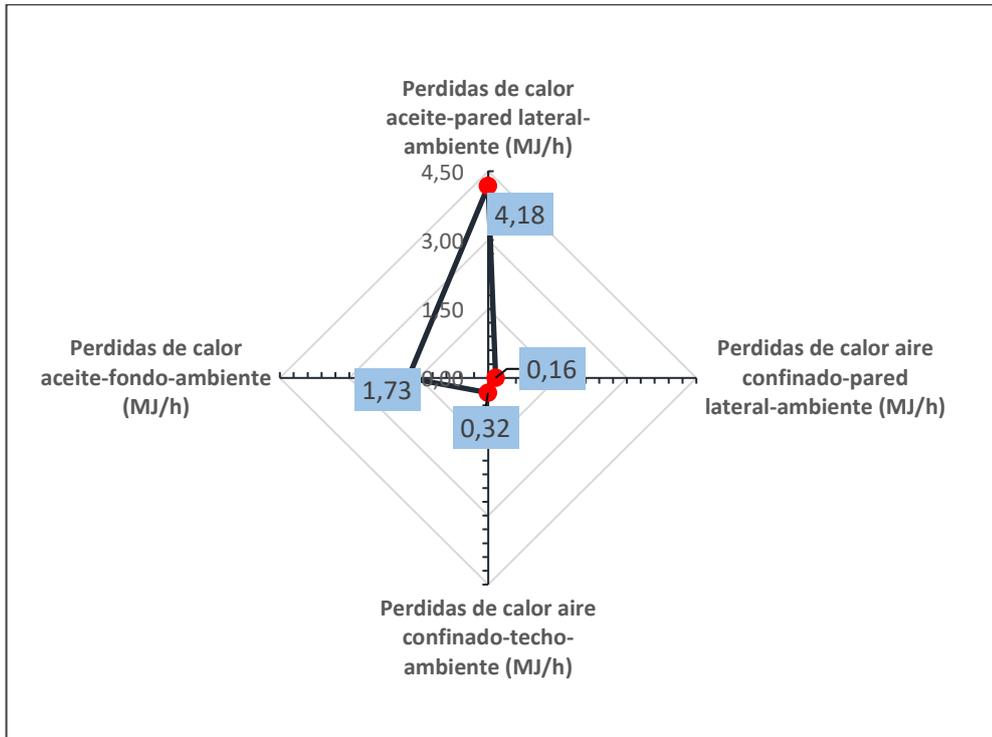


Ilustración 4-43: Pérdidas de calor en tanque interno sin aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

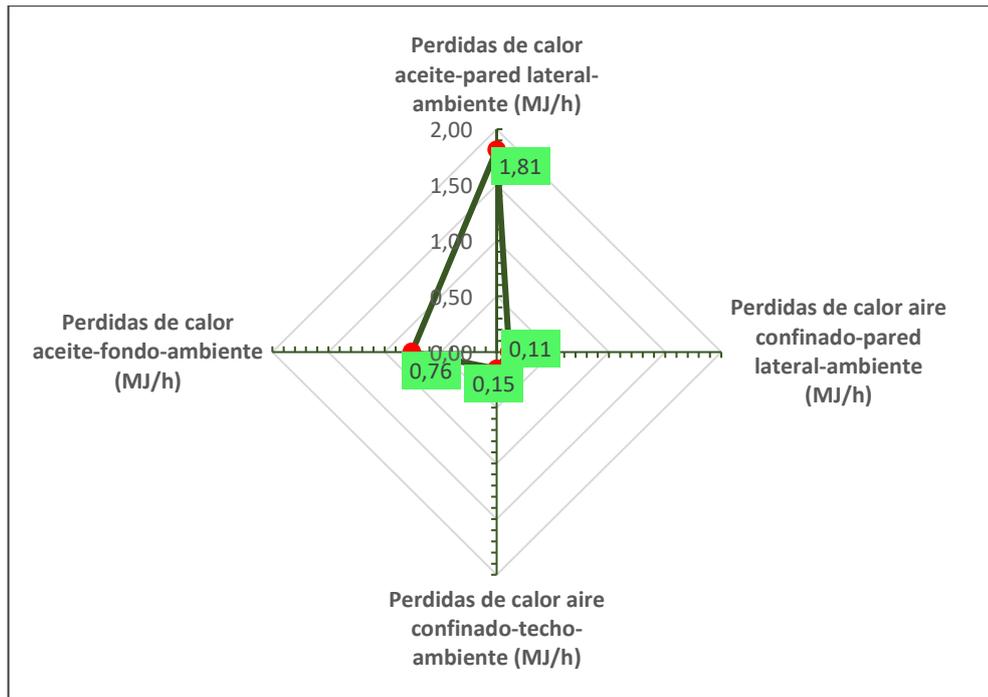


Ilustración 4-44: Pérdidas de calor en Tanque-balance de líquido sin aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

El calor perdido al año individualmente es:

$$Q_{TI} = 6,4 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} * \frac{1800 \text{ h}}{\text{año}_{\text{ope}}} = 11.520,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{TI} = 434,89 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

$$Q_{TIB} = 2,83 * \frac{1800 \text{ h}}{\text{año}_{\text{ope}}} = 5.094,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{TIB} = 192,30 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

Para el tanque externo se asume un factor de 0,5 ya que el nivel máximo decrece continuamente y no permanece al 100% de capacidad.

$$Q_{TE} = 22,89 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} * 0,5 * \frac{1800 \text{ h}}{\text{año}_{\text{ope}}} = 20.601,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{TE} = 777,70 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

4.11.8.1. Pérdidas de calor en el transporte de aceite de palma con condensados

Además de los tanques se incluyen la tubería que transporta el aceite hacia la mezcladora, dado que el proceso ocurre en lotes y el calentamiento análogamente es intermitente, la temperatura de pared no será constante durante la jornada operativa, asumir una temperatura cercana o similar al

valor que circula por la tubería externa (anulo externo), temperatura aproximada de vapor a 154.011°C, puede exagerar las pérdidas de calor y sobredimensionar el consumo energético.

Por lo tanto, se asume una temperatura mínima de pared de 50°C, que es la del aceite de palma del anulo interno, por lo que estas pérdidas serán mínimas, en base a una temperatura promedio, para sección de pared anular externa para calefacción con condensados es 2/3 del tiempo. Entonces para calefacción con condensado en los tubos concéntricos de 3 pulgadas, la temperatura de superficie del anulo externo es estimada en:

$$(T_p - T_\infty) = \frac{\frac{150^\circ\text{C} + 50^\circ\text{C}}{2} + 23^\circ\text{C}}{2} - 23 = 38,5^\circ\text{C}$$

Y para secciones de tubería desnuda de 1 pulgada que transportan aceite de palma bajo cubierta la temperatura de pared es aproximadamente 50°C.

$$(T_p - T_\infty) = 50^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C} = 27^\circ\text{C}$$

Del anexo Q, para tubería de 3'' y 1'' $h_c + h_r$ se obtiene respectivamente:

$$h_c + h_r = 1,1459 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{°C}$$

$$h_c + h_r = 1,1467 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{°C}$$

Las pérdidas de calor bajo cubierta en tubería doble tubo concéntrica y tubería desnuda.

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (10\text{m})\pi(0,0889\text{m})(1,1459 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{°C})(38,5^\circ\text{C})\left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}}\right) = 4,44 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (7,5\text{m})\pi(0,0334\text{m})\left(1,1467 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{°C}}\right)(27^\circ\text{C})\left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}}\right) = 0,88 \text{ MJ/h}$$

Además, hay un tramo de tubería de 1 pulgada que no está bajo cubierta, estimando que el coeficiente de transferencia sea el doble en la intemperie que bajo cubierta:

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (2,5\text{m})\pi(0,0334\text{m})\left(1,1467 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{°C}}\right)(2)(45 - 18)^\circ\text{C}\left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}}\right) = 0,58 \text{ MJ/h}$$

$$\sum \dot{Q}_{\text{perd}} = 5,90 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 5,90 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} * \frac{1.800\text{h}}{\text{año}_{\text{ope}}} (2/3) = 7.080,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{\text{perd}} = 267,28 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

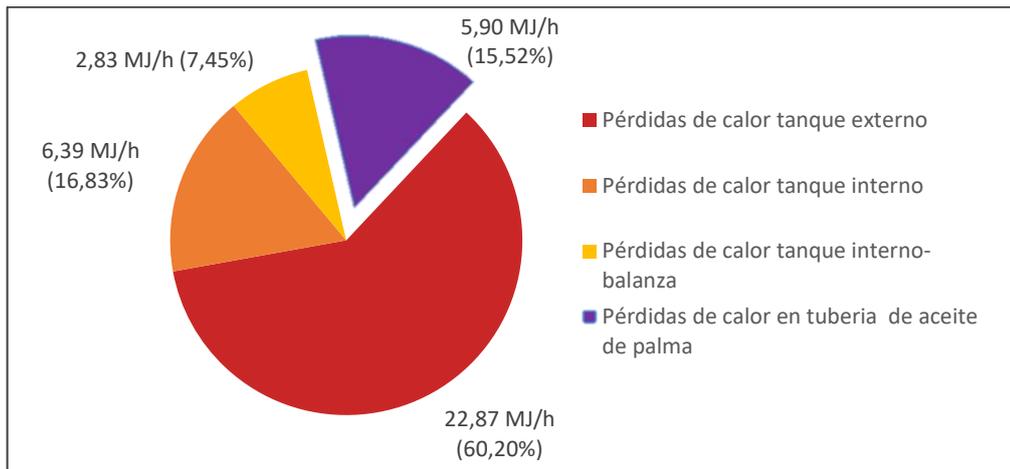


Ilustración 4-45: Pérdidas actual de calor en el sistema de almacenamiento lleno y distribución de aceite de palma con calefacción con condensados

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.8.2. Pérdidas de calor en el transporte de aceite de palma con vapor

Por otra parte, cuando la calefacción se realiza con vapor las pérdidas de calor en el transporte de aceite son superlativas, la temperatura de pared de la tubería concéntrica es cercana a los 150°C, por lo tanto, el coeficiente de radiación y convección se eleva hasta $1,6648 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{°C}$ con $(T_p - T_\infty) \approx 127^\circ \text{C}$.

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (10\text{m})\pi(0,0889\text{m})(1,6648 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{°C})(127^\circ\text{C}) \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}}\right) = 21,26 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (7,5\text{m})\pi(0,0334\text{m}) \left(1,1467 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{°C}}\right) (27^\circ\text{C}) \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}}\right) = 0,88 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (2,5\text{m})\pi(0,0334\text{m}) \left(1,1467 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{°C}}\right) (2)(45 - 18)^\circ\text{C} \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}}\right) = 0,58 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 22,72 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

$$\sum \dot{Q}_{\text{perd}} = 22,72 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} * \frac{1.800\text{h}}{\text{año}_{\text{ope}}} (1/3) = 13.632,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{\text{perd}} = 514,6 \text{ 2USD/año}_{\text{ope}}$$

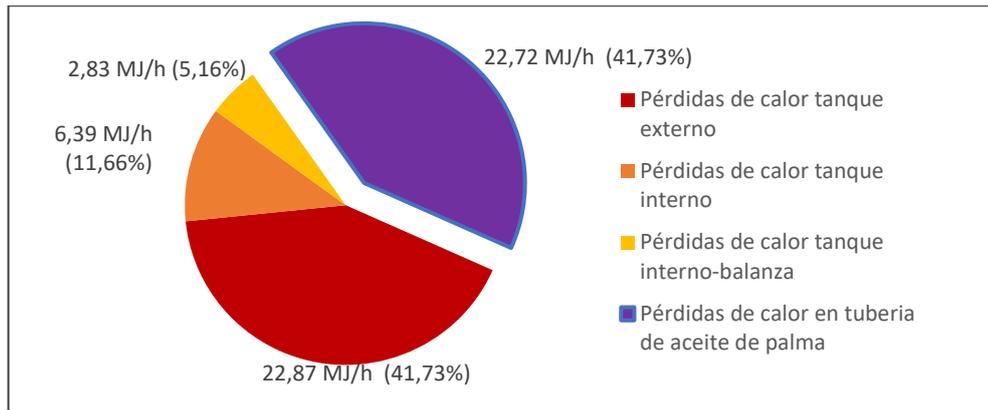


Ilustración 4-46: Pérdidas de calor en el sistema de almacenamiento lleno y distribución de aceite de palma con calefacción con vapor

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.9. Transferencia de calor transitoria para el aceite de palma

4.11.9.1. Curvas de enfriamiento del aceite de palma sin calefacción

El objetivo de la construcción de un modelo diferencial para la estimación en cuanto y en qué tiempo se enfrían los tanques cuando no se genera producción, permite predecir la temperatura del aceite en los tanques cuando se inicia operaciones y cuál debería ser el tiempo de la transferencia de calor a aportar en el precalentamiento en función de las pérdidas de calor, de esta forma se puede ajustar el periodo de precalentamiento estrictamente necesario y ahorrar energía:

$$p = \frac{(Q_{\text{perd}})_{\text{ext}}}{(\rho * V_{\text{Tanq}} * C_{p1})} = \frac{22,894 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}}{\frac{880 \text{kg}}{\text{m}^3} * 8,47 \text{ m}^3 * 1,9020 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{(\text{kg}^{\circ} \text{C})}} = 1,614 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{h}}$$

Reemplazado, y aplicando condiciones iniciales $t=0$:

$$e^{-k(0)} = 1$$

$$(-z) = \frac{1,614 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{h}}}{(50 - 18)(1)^{\circ}\text{C}} = 0,0504$$

Seguidamente se halla $-k$, para un tiempo de 48 h y Temperatura de 31 °C.

$$T_{\text{ref}} = 31 \text{ } ^{\circ}\text{C} = \frac{1,614 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{h}}}{(0,0504 \frac{1}{\text{h}}) e^{-k(92\text{h})}} + 18^{\circ}\text{C}$$

$$(-k) = 1,8766 \times 10^{-2} \frac{1}{\text{h}}$$

Obteniéndose la ecuación de enfriamiento para el taque externo:

$$T_{\text{int}} = \frac{(Q_{\text{perd}})}{(-z)(\rho * V_{\text{tanq}} * \overline{Cp_i})e^{-kt}} + T_{\text{amb}} = \left(\frac{22,894}{0,0504 * 14,1767 * e^{1,8766 \times 10^{-2} * t}} + 18 \right) ^\circ\text{C}$$

Esta función corresponde al enfriamiento del tanque externo de almacenamiento, para realizar una estimación del sector de los tanques internos se calcula un P, -z y -k nuevamente donde -k interno se halla a través de una relación de las mediciones de +5 C. Para tanque interno:

$$\begin{aligned} p &= 1,831 \text{ }^\circ\text{C/h} \\ (-z) &= 0,0678 \text{ (1/h)} \\ (-k) &= 0,0152 \frac{1}{\text{h}} \\ T_{\text{int}} &= \left(\frac{1,831}{0,0678 * e^{0,0152 * t}} + 23 \right) ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Para balanza de líquidos:

$$\begin{aligned} p &= 2,796 \text{ }^\circ\text{C/h} \\ (-z) &= 0,104 \left(\frac{1}{\text{h}} \right) \\ (-k) &= 0,0152 \frac{1}{\text{h}} \\ T_{\text{int}} &= \left(\frac{2,796}{0,104 * e^{0,0152 * t}} + 23 \right) ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

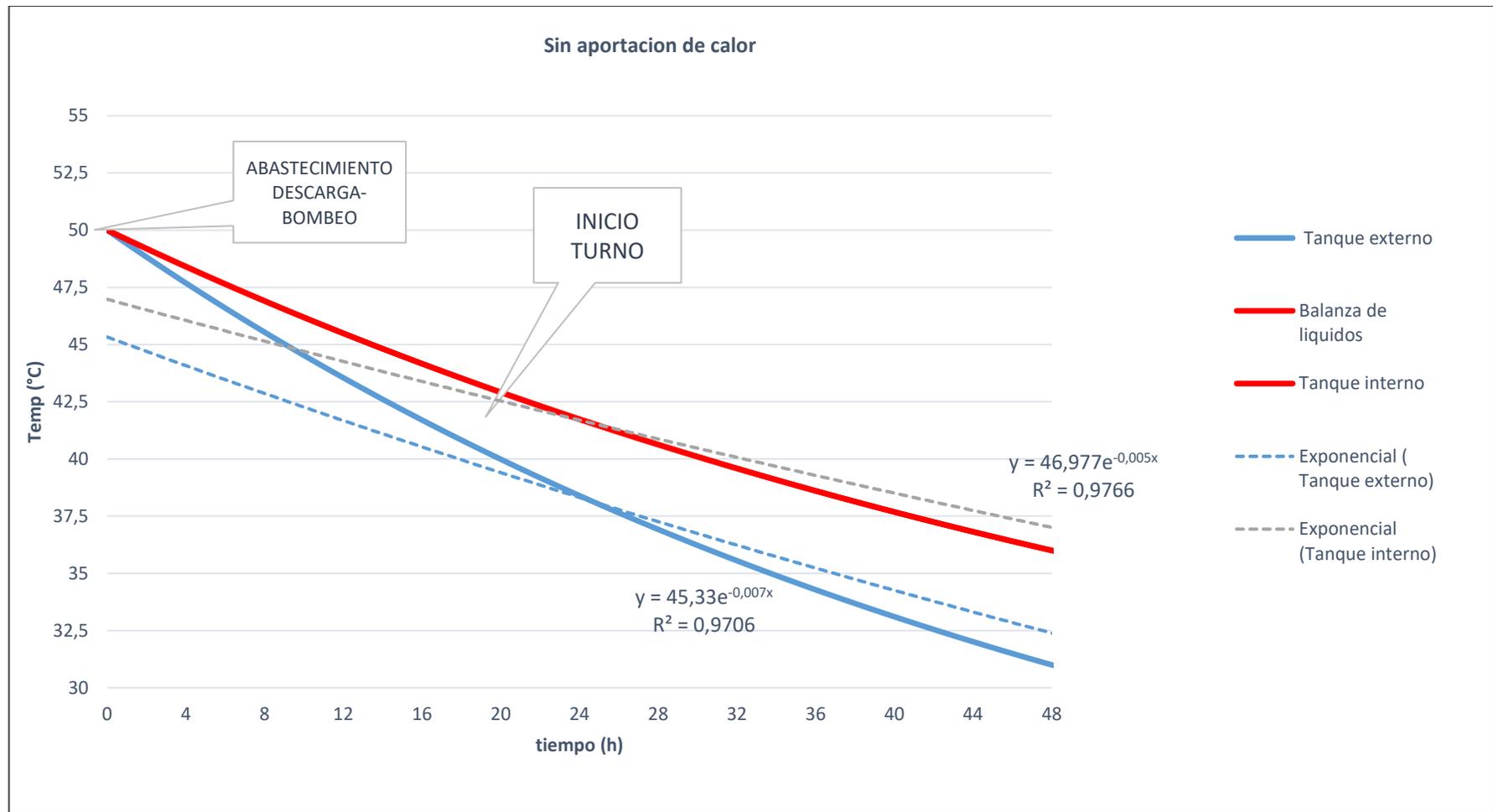


Ilustración 4-47: Curva de enfriamiento del Aceite de Palma sin calefacción

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.9.2. Curvas de precalentamiento del aceite de palma

Se proporciona el modelo diferencial para estimar la curva del precalentamiento para el tanque externo, para el tanque interno y balance, simulando la entrada térmica en el precalentamiento y la evolución de la temperatura en el interior del tanque:

$$\frac{Q_{\text{acum}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{perdidas}}$$

Previo al bombeo/ dosificado con vapor saturado:

$$\frac{(\rho_{\text{ace}} * V_{\text{Tanq}} * C_{p_{\text{ace}}})dT}{dt} = (Q_0) - (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4)$$

$$(\rho_{\text{ace}} * V_{\text{Tanq}} * C_{p_{\text{ace}}}) = \left(880 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)(8,47 \text{ m}^3)(1,9095 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}) = 14,1986 \frac{\text{MJ}}{^\circ\text{C}}$$

Reemplazando las pérdidas de calor por convección y radiación calculadas a 50°C, asumiendo que son constantes a través del tiempo, ya que el interés es analizar un corto intervalo de tiempo, por otra parte, se desconoce el área del serpentín instalado por ende debe calcularse bajo condiciones de dimensionamiento básica pero que tomen en cuenta los requerimientos de calidad. El área de transferencia que ocupa el serpentín en el tanque puede estimarse en base a la relación proporcionada por la normativa de acuerdo a esta se sugiere un área de entre 0,1 a 0,05 m² por tonelada, por lo tanto, para el tanque externo:

$$A_{\text{serp}} = \left(880 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)(8,474 \text{ m}^3) \left(\frac{1 \text{ t}}{1000 \text{ kg}}\right) \left(\frac{0,1 \text{ m}^2}{1 \text{ t}}\right) = 0,7457 \text{ m}^2$$

Agregándole un 10% debido a factores de ensuciamiento

$$A_{\text{serp ext}} = 0,8203 \text{ m}^2$$

Para una tubería de 3/4":

$$L_{\text{serp}} = \frac{0,8203 \text{ m}^2}{(\pi(0,0266 \text{ m}))} = 9,82 \text{ m}$$

Resta hallar la curva de calentamiento basado en el coeficiente global de transferencia operativo de acuerdo a los flujos máxicos habituales, juntamente con la resistencia externa del serpentín con

el seno del líquido, la resistencia de pared y la resistencia del vapor generado ya sea en llama alta o baja, aplicando las correlaciones correspondientes.

Del proceso real se derivan algunas suposiciones, debido a la complejidad de encontrar analíticamente algunas variables, permitiendo simplificar los cálculos, pero obedeciendo a la lógica del proceso, ajustando el modelo de la mejor manera, pero reduciendo los costos de tiempo en cómputo.

- En el precalentamiento, tanto el flujo másico como la presión aumentan progresivamente y de forma dinámica según la caldera va alcanzando las condiciones de presión y temperatura estables de operación, desde 0 psig en el encendido hasta 80 psig y desde 0kg/h a los flujos promedios calculados de 321,71 kg/h. Para simular el precalentamiento en el arranque tanto los flujos y la presión promedio serán menores a los valores en condiciones de operación, por lo tanto, se utiliza un valor promedio.

Para llama baja

$$\dot{m}_{pre} = \frac{(0 + 321,71)\text{kg/h}}{2} = 160,86\text{kg/h}$$

Para llama alta

$$\dot{m}_{pre} = \frac{(0 + 551,71)\text{kg/h}}{2} = 275,86 \text{ kg/h}$$

Presión media en el arranque:

$$P_{pre} = \frac{(0 + 80)}{2} \text{psig} = 40 \text{psig}$$

- El flujo principal se divide en Líneas L1 y L2, a su vez la línea 1 se divide el flujo para el tanque interno y el tanque externo 1a y 1b (ver figura 53-1) por lo que hay caída de presión a través de un divisor de flujo en T de 90° con entrada vertical y salida lateral hacia el tanque externo, debido a la inercia del fluido este tiende a descender verticalmente reduciendo la relación de flujo hacia la salida lateral reduciendo su caudal.
- Se asume una relación de $m_{tanq\ ext}/(m_{pre} 0,5) = 0,3$:

Por lo tanto, para llama baja

$$\dot{m}_{\text{tanq ext}} = 0,3 \left(\frac{160,86 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{2} \right) = 24,13 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{tanq int}} = 0,7 \left(\frac{160,86 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{2} \right) = 56,30 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{tanq int b}} = 80,43 \text{ kg/h}$$

Para llama alta:

$$\dot{m}_{\text{TE}} = 0,3 \left(\frac{275,86 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{2} \right) = 41,38 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{TI}} = 0,7 \left(\frac{275,86 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{2} \right) = 96,55 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{TIB}} = 137,93 \text{ kg/h}$$

- Mientras más largo el serpentín mayor porción de líquido a la salida y mayor caída de presión del vapor. Se usan las consideraciones citadas en Spirax Sarco (2020a) para el serpentín de mayor longitud, la calidad del vapor $x=0$ y 75% con respecto a la temperatura de presión inicial, mientras que para los tanques internos $x=0,5$ y 75%.

$$\bar{T}_{\text{m serp}} \Rightarrow T_{\text{sat}} @ 51,8 \text{ psia} * (75\%) = 139,57(75\%) = 104,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dicho esto, se resuelve el balance de energía diferencial:

$$Q_0 = U_{\text{serp ope}} A_{\text{serp ope}} (T_{\text{calef}} - T_{\text{ace}})$$

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = U_1 A_1 (T_{\text{ace}} - T_{\infty}) + U_2 A_2 (T_{\text{ace}} - T_{\infty}) + U_3 A_3 (T_{\text{ace}} - T_{\infty}) + U_4 A_4 (T_{\text{ace}} - T_{\infty})$$

$$U_{\text{serp ope}} = \frac{1}{\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}} h_{\text{int vapor}}} + \frac{r_{\text{ext}} \ln \left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}} \right)}{k_{\text{tub}}} + 1/h_{\text{ext ace}}}$$

$$\frac{(\delta_{\text{ace}} * V_{\text{Tanq}} * C_{p_{\text{ace}}}) dT_{\text{ace}}}{dt}$$

$$= (U_{\text{serp ope}} A_{\text{serp ope}} (T_{\text{calef}} - T_{\text{ace}}))$$

$$- (U_1 A_1 (T_{\text{ace}} - T_{\infty}) + U_2 A_2 (T_{\text{ace}} - T_{\infty}) + U_3 A_3 (T_{\text{ace}} - T_{\infty}) + U_4 A_4 (T_{\text{ace}} - T_{\infty}))$$

Reorganizando y aplicando sustitución de variables:

$$\begin{aligned}
& U_{\text{serp ope}} A_{\text{serp ope}} T_{\text{calef}} - U_{\text{serp ope}} A_{\text{serp ope}} T_{\text{ace}} - U_1 A_1 T_{\text{ace}} + U_1 A_1 T_{\infty} - U_2 A_2 T_{\text{ace}} + U_2 A_2 T_{\infty} \\
& \quad - U_3 A_3 T_{\text{ace}} + U_3 A_3 T_{\infty} - U_4 A_4 T_{\text{ace}} + U_4 A_4 T_{\infty} \\
& (U_{\text{serp ope}} A_{\text{serp ope}} T_{\text{calef}} + U_1 A_1 T_{\infty} + U_2 A_2 T_{\infty} + U_3 A_3 T_{\infty} + U_4 A_4 T_{\infty}) + T_{\text{ace}} (-U_{\text{serp ope}} A_{\text{serp ope}} - U_1 A_1 \\
& \quad - U_2 A_2 - U_3 A_3 - U_4 A_4) \\
& (U_{\text{serp ope}} A_{\text{serp ope}} T_{\text{calef}} + U_1 A_1 T_{\infty} + U_2 A_2 T_{\infty} + U_3 A_3 T_{\infty} + U_4 A_4 T_{\infty}) = A \\
& -T_{\text{ace}} (U_{\text{serp ope}} A_{\text{serp ope}} + U_1 A_1 + U_2 A_2 + U_3 A_3 + U_4 A_4) = -T_{\text{ace}} B
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{(\delta_{\text{ace}} * V_{\text{Tanq}} * C_{\text{p ace}}) dT_{\text{ace}}}{dt} = A - BT_{\text{ace}} \\
& (\delta_{\text{ace}} * V_{\text{Tanq}} * C_{\text{p ace}}) \int_{T_{\text{ace}(i)}}^{T_{\text{ace}(t)}} \frac{dT_{\text{ace}}}{(A - BT_{\text{ace}})} = \int_{t=0}^t dt
\end{aligned}$$

Integrando:

$$\begin{aligned}
& \frac{(\delta_{\text{ace}} * V_{\text{Tanq}} * C_{\text{p ace}})}{-B} \ln(A - BT_{\text{ace}}) \Big|_{T_{\text{ace}(i)}}^{T_{\text{ace}(t)}} = t \Big|_0^t \\
& \frac{(\delta_{\text{ace}} * V_{\text{Tanq}} * C_{\text{p ace}})}{-B} [\ln(A - BT_{\text{ace}(t)}) - \ln(A - BT_{\text{ace}(i)})] = t \\
& \frac{(\delta_{\text{ace}} * V_{\text{Tanq}} * C_{\text{p ace}})}{-B} = C \\
& C [\ln(A - BT_{\text{ace}(t)}) - \ln(A - BT_{\text{ace}(i)})] = t \\
& e^{\left[\ln \frac{(A - BT_{\text{ace}(t)})}{(A - BT_{\text{ace}(i)})} \right]} = e^{t/C} \\
& A - BT_{\text{ace}(i)} = k \\
& T_{\text{ace}(t)} = \frac{A}{B} - \frac{ke^{t/C}}{B}
\end{aligned}$$

Reemplazando condiciones iniciales y pérdidas de calor en techo, fondo y laterales se conforman las ecuaciones individuales para cada tanque en modo llama baja y llama alta respectivamente junto con sus respectivas graficas solamente para condiciones de arranque o precalentamiento.

Para llama baja

$$\begin{aligned}
T_{\text{ace ext}(t)} &= 43,5862 + 1,7032e^{\left(\frac{-t}{-13,9744}\right)} \\
T_{\text{ace int}(t)} &= 69,8784 - 23,0446e^{\left(\frac{-t}{-7,6482}\right)} \\
T_{\text{ace intb}(t)} &= 77,1712 - 31,5551e^{\left(\frac{-t}{-4,5607}\right)}
\end{aligned}$$

Para llama alta

$$T_{ace\ ext(t)} = 46,4701 - 1,1809e^{\left(\frac{t}{-13,3148}\right)}$$

$$T_{ace\ int(t)} = 73,3575 - 26,5216e^{\left(\frac{t}{-7,5103}\right)}$$

$$T_{ace\ intb(t)} = 80,8259 - 35,3947e^{\left(\frac{t}{-4,4808}\right)}$$

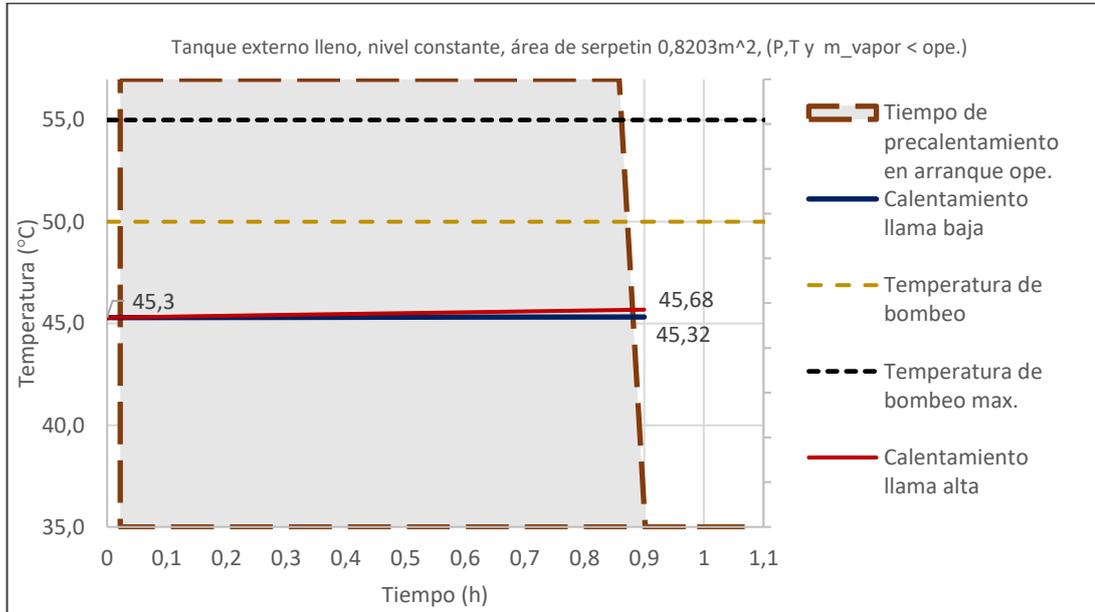


Ilustración 4-48: Pre calentamiento de aceite de palma para el tanque externo

Realizado por: Vaca, S., 2023

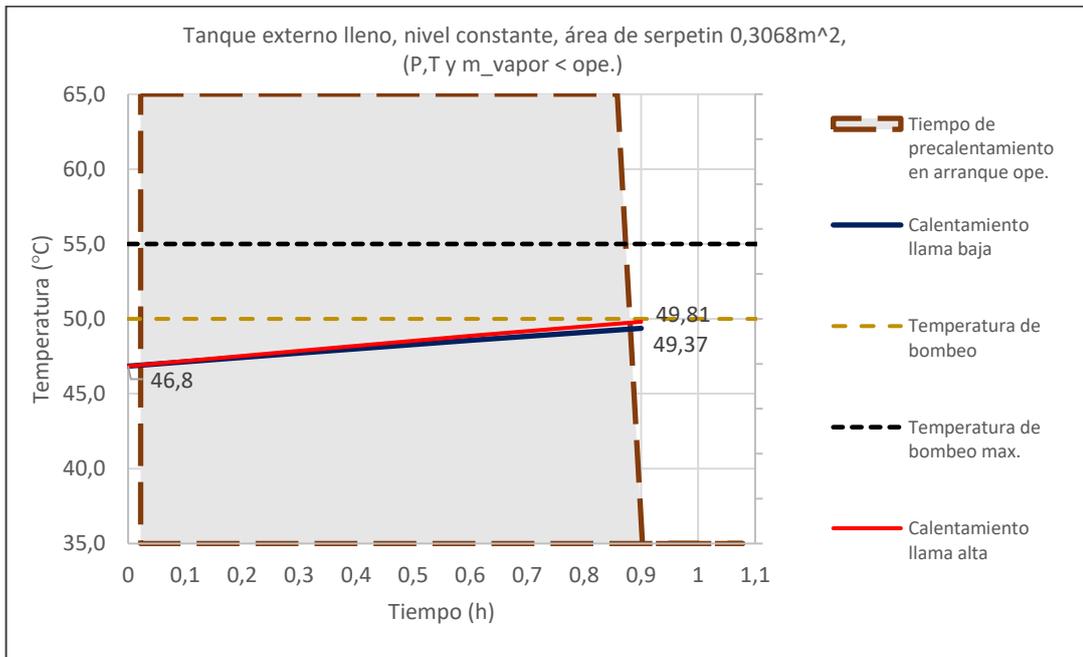


Ilustración 4-49: Pre calentamiento para el tanque interno

Realizado por: Vaca, S., 2023

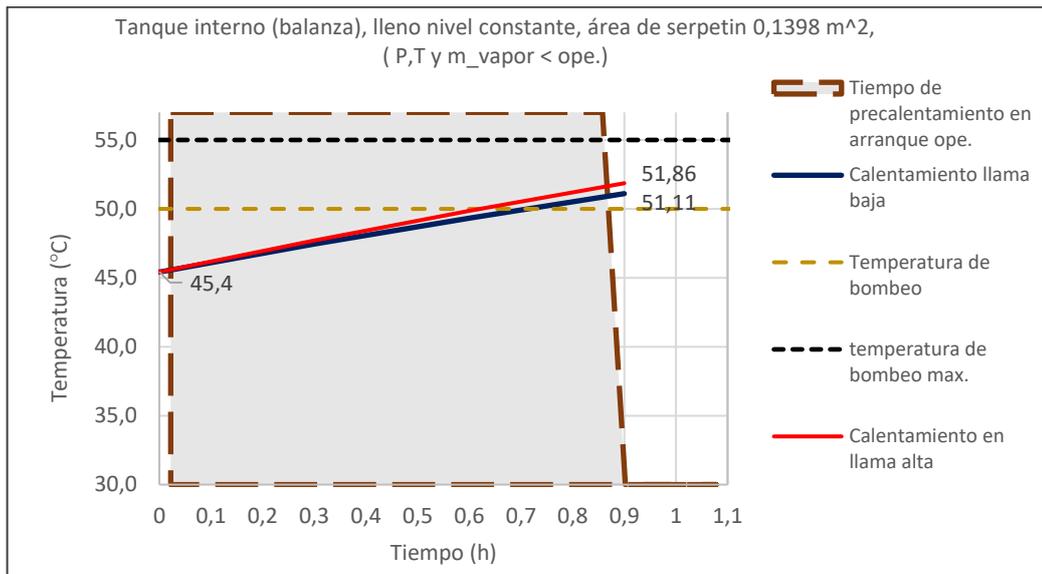


Ilustración 4-50: Precalentamiento para el tanque interno-balanza

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se puede observar que en el intervalo de arranque de caldera los tanques al interior la temperatura alcanzada o está bastante cerca de alcanzar la temperatura de bombeo, mientras que el tanque lleno externo no, debido a que el caudal de vapor que llega no es suficiente y el intervalo de tiempo resulta insuficiente, por lo que se recomienda un enfoque particular ya sea aumentando la proporción de vapor a dicho sector y procurando reducir las pérdidas de calor de las paredes del tanque con recubrimiento de aislamiento térmico.

4.11.9.3. Curvas de calefacción del aceite de palma

El proceso de elaboración de las curvas es análogo a la sección anterior, pero tomando en cuenta que para este caso la presión, temperatura y caudal de vapor interno son los valores nominales u operacionales promedios, a continuación, se presentan las curvas y relaciones resultantes, las cuales pueden ser usadas para verificar la temperatura del aceite en cualquier momento en t (horas), teniendo como base que las válvulas de bola en L1 y L2 estén totalmente abiertas.

Para llama baja:

$$T_{\text{ace ext}(t)} = 81,4468 - 36,1247(e^{-\frac{t}{10,5768}})$$

$$T_{\text{ace int}(t)} = 91,9804 - 42,6108(e^{-\frac{t}{6,9810}})$$

$$T_{\text{ace intb}(t)} = 96,8942 - 45,7765(e^{-\frac{t}{4,2105}})$$

Para llama alta:

$$T_{\text{ace ext}(t)} = 81,9869 - 36,3081(e^{-\frac{t}{10,4981}})$$

$$T_{\text{ace int}(t)} = 92,2039 - 42,3960(e^{-\frac{t}{6,9558}})$$

$$T_{\text{ace intb}(t)} = 97,1025 - 45,227(e^{-\frac{t}{4,1952}})$$

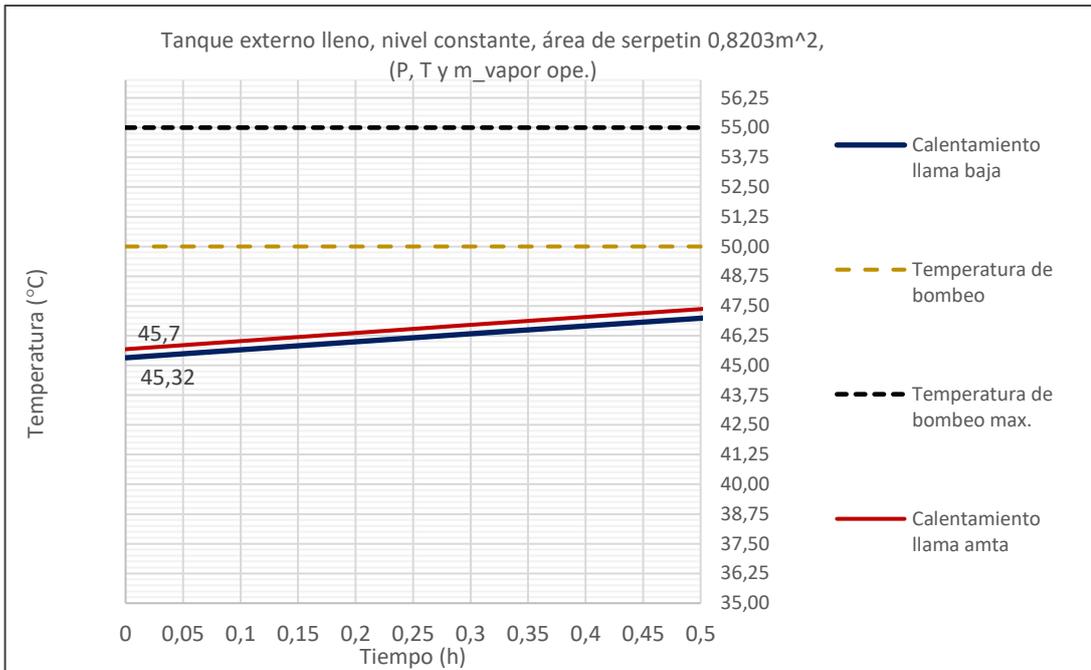


Ilustración 4-51: Calefacción de aceite de palma para el tanque interno

Realizado por: Vaca, S., 2023

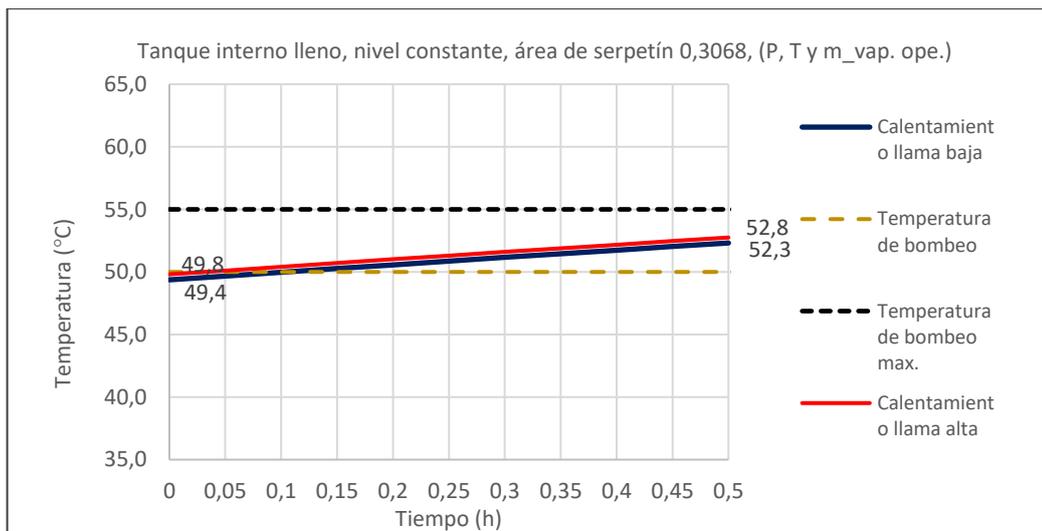


Ilustración 4-52: Calefacción de aceite de palma para el tanque interno

Realizado por: Vaca, S., 2023

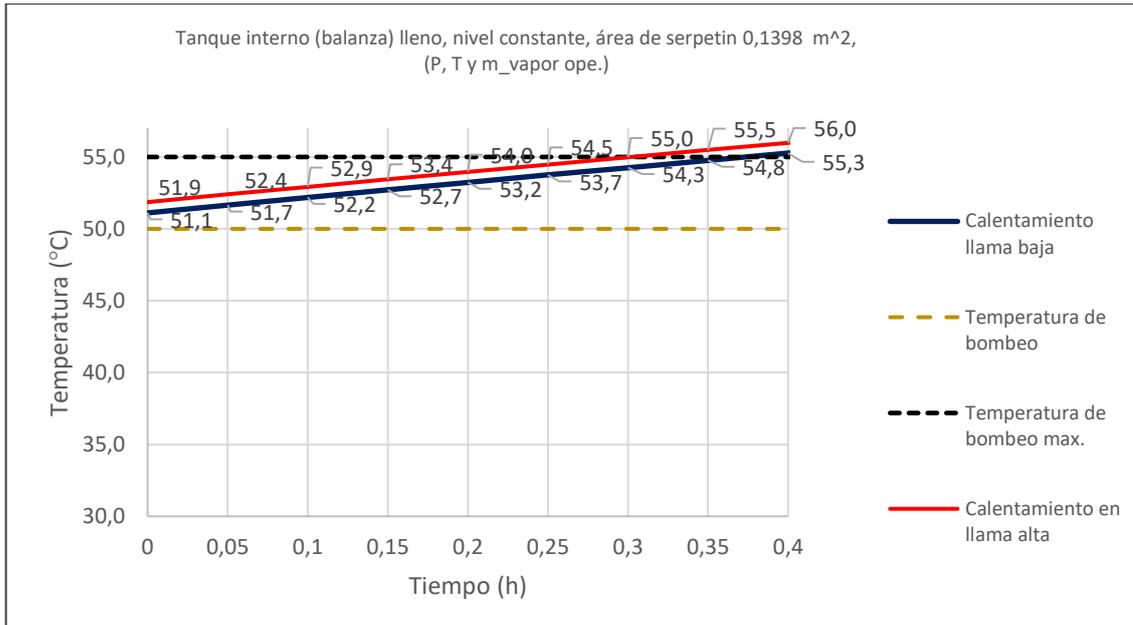


Ilustración 4-53: Calefacción de aceite de palma para el tanque interno (balanza)

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.10. Calor consumido en precalentamiento de aceite de palma

Normalmente los periodos de precalentamiento y calefacción sumados uno seguido por otro tienen un máximo de duración de 1,3 a 1,4 horas de forma continua, excepto para el tanque externo totalmente lleno en el que se calculó que no alcanza la temperatura óptima y necesita de un mayor tiempo. En los intervalos de tiempo estimados entre 1,3 y 1,4 horas y las temperaturas alcanzadas para cada tanque la temperatura y agregado siempre un factor minino de seguridad FC=1,2 el calor consumido es el siguiente.:

Tanque externo:

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \frac{(8,47\text{m}^3)(876,54 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(0,0019216 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}})(47,5 - 45,3)^\circ\text{C}}{1,4 \text{ h}} * 0,5 * 1,2 = 13,45 \text{ MJ/día}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 13,45 \frac{\text{MJ}}{\text{día}} \left(\frac{240\text{días}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) = 3.228,31 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

En el arranque y precalentamiento la caldera permanece continuamente encendida, es en el proceso productivo donde comienza a ciclar, por lo tanto, las eficiencias vapor combustible 0,7892 se acerca a una eficiencia estacionaria promedio de 0,8304 para convertir a dólares.

$$\text{\$}_{\text{perd}} = 115,82 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

Tanque interno:

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \frac{2,8\text{m}^3(875,2536 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(1,9291 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}})(52,5 - 46,8)^\circ\text{C}}{1,4 \text{ h}} * 1,2 = 23,09 \frac{\text{MJ}}{\text{dia}}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 23,09 \frac{\text{MJ}}{\text{dia}} \left(\frac{240 \text{ dias}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) = 5.543,52 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{\text{perd}} = 198,89 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

Tanque interno- balanza:

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \frac{0,60\text{m}^3(875,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(1,93 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}})(55,65 - 45,5)^\circ\text{C}}{1,4 \text{ h}} * 1,2 = 8,82 \frac{\text{MJ}}{\text{dia}}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 8,82 \frac{\text{MJ}}{\text{dia}} \left(\frac{240 \text{ dias}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) = 2.115,91 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{\text{perd}} = 75,91 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

Para las tuberías de distribución de aceite y aledañas se asumiendo que estas sean un 30% del consumo térmico total en tanques

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (3.228,31 + 2.115,91 + 5.543,52) \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} * 0,30 = 3266,32 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$\$_{\text{perd}} = 117,19 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

4.11.11. Costo total por pérdidas de calor en la calefacción de aceite de palma

Tabla 4-70: Carga térmica para la calefacción de aceite de palma

Causa		MJ	Galones diésel	USD
Calefacción estacionaria	1.b. Pérdidas de calor enfriamiento de condensado en L1	7.633,17	70,59	273,86
	2.b. Pérdidas de calor enfriamiento de condensado en L2	5.213,38	48,21	187,04
	3.b. Pérdidas de calor con vapor en L1	6.930,00	64,09	248,63
	4.b. Pérdidas de calor con vapor L2	6.930,00	64,09	248,63
	5.b. Pérdidas de calor Tanques	37.215,00	344,17	1335,19

	6.b. Pérdidas de calor en distribución de aceite de palma con condensados	7.080,00	65,48	254,02
	7.b. Pérdidas de calor en distribución de aceite de palma con vapor	13.632,00	126,07	489,09
Calor residual estacionario	8.b. Calor residual de condensados	4.646,10	42,97	166,69
	9.b. Calor residual de vapor auxiliar	7.504,78	69,41	269,26
Pre calentamiento	10.b. Pre calentamiento tanque externo	3.228,31	28,37	96,52
	11.b. Pre calentamiento tanque interno	5.543,52	48,72	165,74
	12.b. Pre calentamiento tanque interno-balanza	2.115,91	18,60	59,30
	13.b. Pre calentamiento de tuberías	3.266,32	28,71	225,09
Total		110.938,49	1.019,48	4.161,51

Realizado por: Vaca, S., 2023

Donde, en el diagrama de Sankey, la energía en MJ necesaria para producir 7330 toneladas métricas de balanceado se representa como galones de combustible, además por diferencia en el balance de energía se obtiene un calor residual en pre calentamiento o arranque no recuperado.

4.11.12. Diagrama de Sankey consumo de combustible total de forma transitoria y estacionaria para el acondiciono y la calefacción de aceite de palma

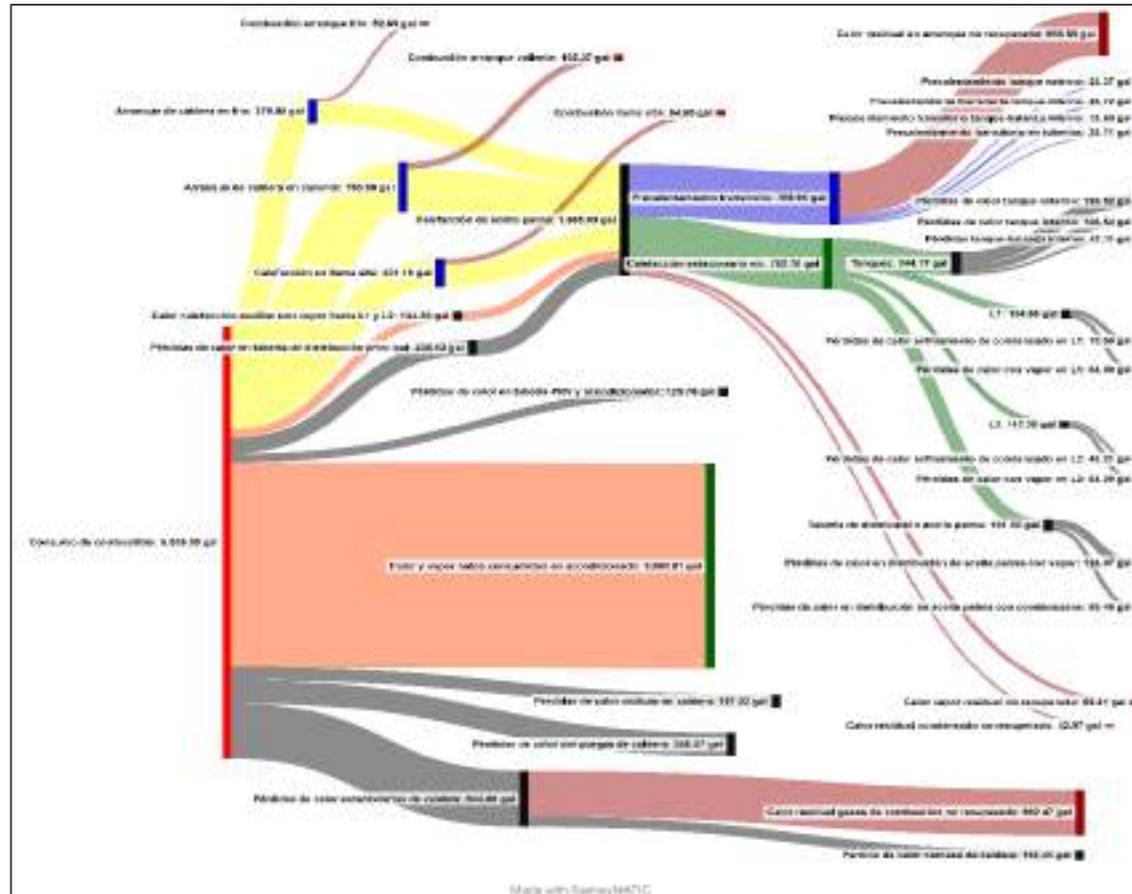


Ilustración 4-54: Sankey de consumo de combustible actual para la calefacción de aceite de palma y acondiciono a 7330 toneladas de producción

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.11.13. Propuestas para la reducción del consumo de combustible para el proceso de calefacción de aceite de palma

De las corrientes destinadas en precalentamiento (transitorio) y en calefacción (estacionario) se tiene los siguientes gastos energéticos:

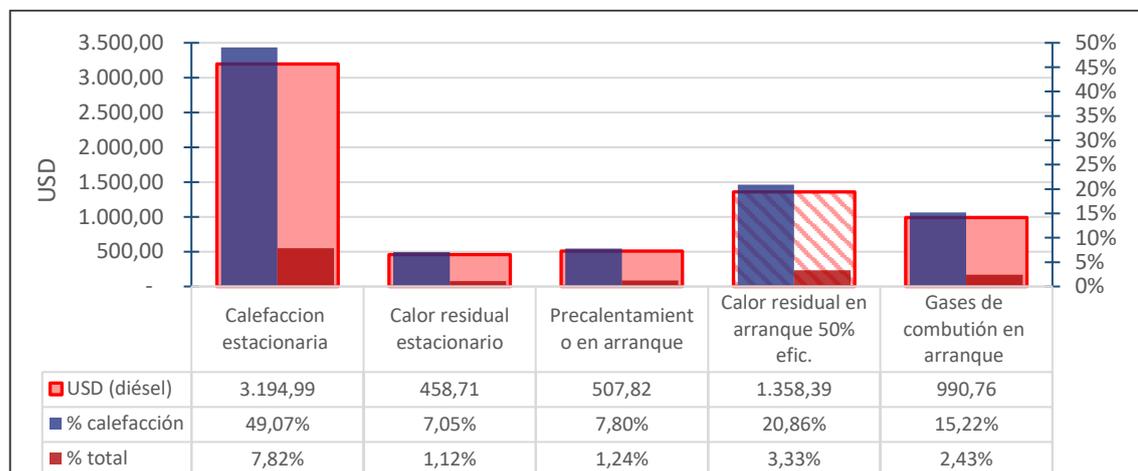


Ilustración 4-55: Estimación de costo para la demanda y del calor residual en la calefacción de aceite de palma

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-71: Medidas y oportunidades de conservación de energía de proceso en precalentamiento y calefacción de aceite de palma

Causa	Impacto en consumo térmico (calefacción)	Impacto en consumo térmico total	Propuesta	Medio/Mejora	Mitigación
(1,2,3,4,5,6,7) Perdidas de calor estacionario en L1, L2 y en el sistema de distribución, almacenamiento de aceite de palma	49,07%	7,81%	Incorporación de aislamiento térmico de tuberías L1, L2, tanques y distribución aceite de palma	ECO 5a	Reducción de pérdidas de calor y preservación de calor acumulado en L1 y L2
				ECO-5b ECO-5c	Reducción de pérdidas de calor y preservación de calor acumulado en tanques y distribución aceite de palma
Flujo residual de vapor y	20,86%	3,32%	Estudio estimado para la redirección	ECO-6	Aumentar la temperatura del agua de

condensados en arranque			de calor residual de arranque hacia el tanque de alimentación de caldera		alimentación de caldera
Flujo residual de condensado en equilibrio térmico	7,05%	1,12%			
Total	76,98%	12,12%			

Realizado por: Vaca, S., 2023

Si se considera el comportamiento día a día del proceso, si bien las pérdidas de calor en tanques y tubería de distribución de aceite de palma (flujo verde) representan una carga térmica para la caldera ya que el calor que se pierde se origina desde el combustible; se observa que todas las pérdidas de calor en esta área ya sean estacionarias y transitorias, son parcialmente indirectas para el quemador durante el tiempo de producción ya que estas son un subconjunto de dos cargas térmicas previas.

La primera, inicialmente es el precalentamiento en arranque (flujo amarillo), donde las temperaturas de pared en el sistema progresivamente alcanzan su mayor magnitud y las líneas L1 y L2 estarán abiertas al 100%. Después del arranque las temperaturas de superficie del sistema van decayendo lentamente durante el día operativo. Luego, el calor que se va perdiendo o emitiendo continuamente es compensado en menor o mayor medida a través de los condensados drenados por las trampas y/o de la cantidad de calor auxiliar con vapor que se agregue con las válvulas parcialmente abiertas (flujo naranja)

En vista de esto, al reducir las pérdidas del sistema recubriéndolo con aislamiento térmico, se reduce así la temperatura de pared de tuberías y/o tanques y el sistema se vuelve menos dependiente del requerimiento alterno del calor auxiliar con vapor que si es directamente una carga neta para el quemador durante el día; a su vez se aprovecha del calor previamente acumulado desde el arranque: y del calor a través de la recuperación de condensados, ahorrando así combustible y además se almacena calor en el periodo nocturno.

Ya que toda esta sección ha sido diseñada e instalada para un precalentamiento supervisado, es decir, la cantidad de condensado/vapor producto del precalentamiento se drena al final de las líneas 1 y 2 hacia la atmosfera. Resulta útil que para cada vez que se deba precalentar el sistema el evaluar un sistema teórico funcional para la recolección de vapor/condensados de vuelta hacia caldera y/o un sistema alternativo al actual que derive el calor residual hacia la caldera.

4.12. Análisis de las medidas y oportunidades de ahorro energético (ECOs) para planta Biopremix Cía. Ltda.

4.12.1. (ECO-1) Reajuste periódico de la relación aire combustible en llama baja

El oxígeno medido en base seca para llama baja fue de 3,2% (ver Anexo D) y el número de bacharach igual a 1, una bastante buena combustión, aun así, mejorar es posible, este ahorro busca reducir el exceso de aire, para garantizar un estado de optima combustión el porcentaje de oxígeno debe esta entre 2 y 3% y el de CO₂ entre 14 y 15%, esto se pueden mantener.

$$\%EA_{LB_{nueva}} = \frac{\%O_2}{21 - \%O_2} * 100 = \frac{2,6}{21 - 2,6} * 100 = 14,13 \%$$

En términos generales la nueva eficiencia de combustión es aproximadamente:

$$a_T = 13,64 \frac{Kg \text{ aire}}{kg \text{ comb.}}$$

La capacidad calorífica de los gases a $T_{ext} \approx 154 \text{ °C}$ es de 1,084 KJ/kg°C

$$T_{flama} = T_{amb} + \frac{PCI}{[1 + (1 + EA)(a_T)]Cp_{gases}}$$

$$T_{flama} = T_{amb} + \frac{40,475 \text{ MJ/kg}}{[1 + (1 + 0,1413)(13,64)] * 1,084 \times 10^{-3} \text{ MJ/kg}^\circ\text{C}} = 2273,75 \text{ °C}$$

$$\eta_{comb \text{ nueva}} = \frac{[1 + (1 + EA)(a_T)]Cp_{gases}(T_{flama} - T_{gases})}{PCS}$$

$$= \frac{[1 + (1 + 0,1413)(13,64)] * 1,084 \times 10^{-3} \text{ MJ/kg}^\circ\text{C}(2273,75 - 154)^\circ\text{C}}{43,259 \text{ MJ/kg}} = 0,88$$

La eficiencia de combustión pasa de 86,1% a 88%, la eficiencia estacionaria de caldera agregando las pérdidas por radiación y convección y radiación que se mantienen en 3,06% a bajar carga

$$\eta_{LBE \text{ nueva}} = (88 - 3,06)\% = 84,94\%$$

4.12.1.1. Ahorro energético y económico

Al mejorar la eficiencia de combustión las perdidas cíclicas aumentan de ligeramente, esto debido a que se provee más energía, incrementando la energía interna en encendido haciendo que el setpoint se apague en menor tiempo y disminuyendo t_{on} , sin embargo, las pérdidas estacionarias

disminuyen por menor exceso de aire. Introduciendo y repitiendo el modelo iterativo de las secciones 4.10.2 hasta 4.10.9, basado en la variación de energía interna de caldera y en el tiempo fraccional de se tiene el siguiente ahorro:

$$\sum Q_T + (t_{on-\xi}) \sum \dot{P}_{estac} + \sum P_{ciclicas} - (t_{on-\xi})(\dot{Q}_{comb}) = 0$$

Tabla 4-72: Consumo de combustible y energía térmica para acondicionado y descarga de vapor y condensados para calefacción auxiliar con ECO-1

Sub-sistema/causa	Galones (muestra)	MJ	%
Calor y vapor netos consumidos en acondicionado	3.093,81	423.889,97	63,45%
Pérdidas de calor en tubería de distribución principal	235,12	24.583,96	3,68%
Pérdidas de calor en tubería-PRV y acondicionador	129,76	25.408,98	3,80%
Calor calefacción auxiliar con vapor hacia L1 y L2	134,33	18.404,95	2,76%
Pérdidas de calor por purgas de caldera	345,87	47.387,89	7,09%
Pérdidas de calor cíclicas en caldera	202,68	27.769,47	4,16%
Pérdidas de calor estacionarias en caldera	734,23	100.598,50	15,06%
Total	4.875,79	668.043,73	100%

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$C_{ECO} = [C_{actual} - C_{nuevo}] * FC$$

$$C_{ECO-1a} = (4.981,58 - 4.875,79) * 1,6979 = 179,62 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{ope}}$$

$$\$_{ECO-1a} = 179,62 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{ope}} * \frac{3,14 \text{ USD} * 1,3}{\text{gal}} = 733,21 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{ope}}$$

Adicionando el consumo de combustible en los arranques con llama baja:

$$C_{ECO-1b} = (326,36 + 52,69 + 652,71 + 105,37) \frac{\text{gal}}{\text{año}_{ope}} \left(1 - \frac{0,8304}{0,8494}\right) = 25,44 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{ope}}$$

$$\$_{ECO-1b} = 25,44 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{ope}} * \frac{3,14 \text{ USD} * 1,3}{\text{gal}} = 103,83 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{ope}}$$

$$\$_{ECO-1} = \$_{ECO-1a} + \$_{ECO-1b} = (733,21 + 103,83) \frac{\text{USD}}{\text{año}_{ope}} = 837,04 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{ope}}$$

$$C_{ECO-1} = 205,05 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{ope}}$$

$$A_{ECO-1} = 28.093,89 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{ope}}$$

4.12.1.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

Para mantener una buena combustión durante todo el año, las re-calibraciones son necesarias y se propone dos opciones: a mayor variabilidad de carga, lo recomendable es realizarlas de 3 a 4 veces al año, para lo cual se puede adquirir un analizador de gases de combustión portable básico que cuesta entre 1000 y 2000 USD el tiempo de retorno de la inversión en este contexto será de 1,1-2,2 años. En este caso particular y como segunda opción, el quemador opera en una sola fase (llama baja) casi una su totalidad por lo cual el sistema de control es menos propenso a la des-calibración, y el re-ajuste podría efectuarse 1 o 2 veces por año con la contratación de un servicio externo y adjudicarse como un costo en mantenimiento anual de entre 350 a 500 USD por año con un tiempo de recuperación de 4,6 a 8 meses.

Asumiendo que la empresa costee un analizador de gases 1.400,00 USD como costo fijo:

$$SP_{ECO-1} = \frac{IC_{ECO-1}}{\$_{ECO-1}} = \frac{1.400 \text{ USD}}{837,04 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{ope}}} = 1,7 \text{ años}$$

Asumiendo que la empresa inicialmente contrate el servicio de medición y calibración 2 veces por año:

$$SP_{ECO-1} = \frac{IC_{ECO-1}}{\$_{ECO-1}} = \frac{500 \text{ USD}}{837,04 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{ope}}} * 12 = 7,2 \text{ meses}$$

4.12.2. (ECO-2) Instalación de un sistema automático de purgas

La implementación de un sistema automático de purgas corregirá lo siguiente: al tener un sistema actual sobredimensionado, el régimen de purga manual está en función de la tasa de vaporización máxima o cantidad nominal de agua de alimentación (ver Anexo H) provocando así que la tasa de purga se vuelve excesiva, antes bien, al tener tasas de agua de alimentación inferiores al nominal para cada tipo de producto, se requerirá entonces menor cantidad de agua a purgar por ciclo es decir el sistema automático habrá de expulsar menor cantidad de agua y energía, ahorrando combustible.

4.12.2.1. Ahorro energético y económico

Sabiendo que los ciclos de concentración se mantienen constante, y reduciendo así una de las cargas de $\sum \dot{Q}_T$ en este caso \dot{Q}_{purga} ; sabiendo que \dot{m}_{purgas} puede ser reducido de acuerdo a la carga demandada:

$$\dot{m}_{purga} = \frac{\dot{m}_{vapor}(\%carga)}{(C.C - 1)}$$

$$\sum Q_T + (t_{on-\xi}) \sum \dot{P}_{estac} + \sum P_{ciclicas} - (t_{on-\xi})(\dot{Q}_{comb}) = 0$$

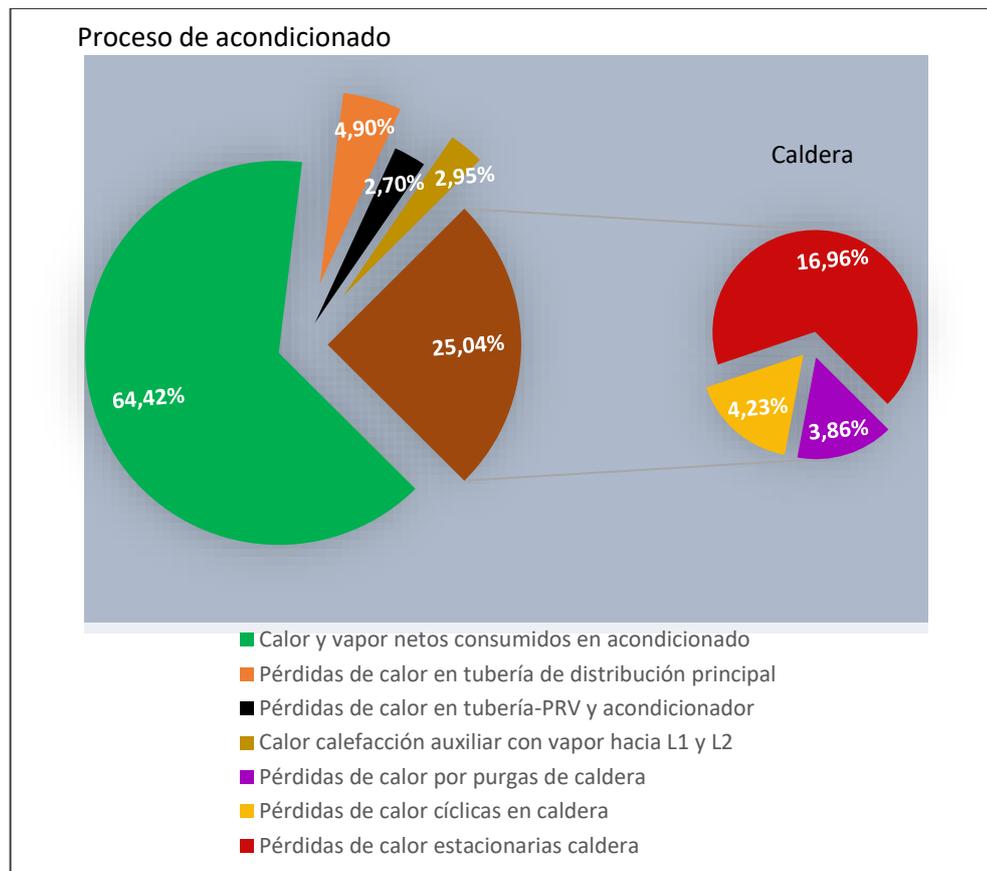


Ilustración 4-56: Ahorro relativo por automatización de purga en función del acondicionado a 7330 toneladas

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-73: Consumo de combustible y energía térmica para acondicionado y descarga de vapor y condensados para calefacción auxiliar con ECO-1

Sub-sistema/causa	Galones (muestra)	MJ	%
Calor y vapor netos consumidos en acondicionado	3.093,81	423.889,97	64,42%
Pérdidas de calor en tubería de distribución principal	235,12	32.214,22	4,90%

Pérdidas de calor en tubería-PRV y acondicionador	129,76	17.778,73	2,70%
Calor calefacción auxiliar con vapor hacia L1 y L2	141,52	19.390,37	2,95%
Pérdidas de calor por purgas de caldera	185,18	25.372,15	3,86%
Pérdidas de calor cíclicas en caldera	202,94	111.606,56	4,23%
Pérdidas de calor estacionarias en caldera	814,57	1383,07	16,96%
Total	4.802,91	658.057,54	100%

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$C_{ECO-2} = (4.981,58 - 4.802,91)\text{gal} * 1,6979 = 303,36 \frac{\text{gal}}{\text{año}}$$

$$A_{ECO-2} = 41.564,51 \text{ MJ/año}$$

$$\$_{ECO-2} = 303,36 \text{ gal} * \frac{(3,14 \text{ USD} * 1,3)}{\text{gal}} = 1.238,33 \text{ USD/año/}$$

4.12.2.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

El costo referencial de un sistema automático de purgas se estima en 8.000 USD

$$I_{ECO-2} = 8.000 \text{ USD}$$

$$SP_{ECO-2} = \frac{I_{ECO-1}}{\$_{ECO-1}} = \frac{8.000 \text{ USD}}{1.238,33 \text{ USD/año}} = 6,5 \text{ años}$$

4.12.3. (ECO-3) Mejora de eficiencia de combustión en llama alta

La principal mejora en la combustión corresponde al efecto de la relación aire-combustible la cual es llevada a término a través de una calibración del quemador utilizando un medidor de gases de combustión para fuentes fijas y/o un medidor de numero de humos bacharach. De llevarse a efecto dicha corrección con el fin de evitar la formación del hollín y la formación de cantidades indeseables de CO, desde una eficiencia calculada de 78,37 % hasta alcanzar una eficiencia mejorada referencial (llama baja) de 83,04% pero corrigiendo las pérdidas de convección y radiación $\%P_{cr}$ a carga completa.

4.12.3.1. Ahorro energético y económico

$$\eta_{LAEPCS \text{ nueva}} = 84,94\% + (3,06\% - 1,53\%) = 86,47\%$$

$$\$_A = \dot{m}_{\text{comb}} \left(1 - \frac{\eta_{LAE \text{ actual}}}{\eta_{LAE \text{ nueva}}} \right) (FC) \left(\frac{\$}{\text{ga}} \right)$$

En referencia a las causas 3 y 3, 1 la energía ahorrada asumiendo que el modo llama alta opere al menos 30 minutos a la semana:

$$C_{\text{ECO-3}} = (336,51 + 84,65) \frac{\text{gal}}{\text{año}_{\text{ope}}} \left(1 - \frac{78,37\%}{86,47\%}\right) = 39,45 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$A_{\text{ECO-3}} = 5.405,37 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$\$_{\text{ECO-3}} = 39,45 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{\text{ope}}} \left(\frac{3,14 \text{ USD} * 1,3}{\text{gal}}\right) = 161,04 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

4.12.3.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

$$IC_{\text{ECO-3}} = 300 \text{ USD}$$

$$SP_{\text{ECO-3}} = \frac{IC_{\text{ECO-2b}}}{\$_{\text{ECO-2b}}} = \frac{300 \text{ USD}}{161,04 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{\text{ope}}}} = 1,9 \text{ años}$$

Se reduce el tiempo de recuperación calibrando el quemador en llama baja y llama alta es decir para ECO-1 y ECO-3.

4.12.4. (ECO-4) Inspección y cambio de aislamiento térmico en mal estado de tubería principal

No es factible retirar y reemplazar todo el aislamiento térmico por el costo que implica, sin embargo, se debe realizar una inspección de toda la tubería con el objetivo de encontrar fisuras o agrietamientos en la cobertura del aislamiento y garantizar el sellado, incorporando un plan de mantenimiento para el revestimiento de aislamientos, si estas no se corrigen en al menos 5 años la filtración de humedad llega paulatinamente a la tubería y causará la conocida corrosión bajo aislamiento (CUI) provocando roturas, fugas de vapor y la necesidad del reemplazo de la tubería.

Se evidenció visualmente en una de las visitas una pequeña fuga de vapor con posible CUI, se debería realizar reparar la fuga de vapor y realizar el cambio de aislante en una sección de 6 metros, se calculó previamente que a 48,5 metros de tubería la conductividad actual estimada es de $1,69 \times 10^{-7} \text{ MJ/sm}^\circ\text{C}$, con una pérdida de calor de 29,69 MJ/h que equivale a 0,6122 MJ/hm, con una humedad de aislante de 5 a 15% en volumen.

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 0,6122 \frac{\text{MJ}}{\text{hm}} * (48,5 - 6)\text{m} = 26,02 \text{ MJ/h}$$

Un aislante nuevo seco de reemplazo normalmente tiene una conductividad de $4 \times 10^{-8} \text{ MJ/sm}^\circ\text{C}$ calculando las pérdidas de calor, estas se reducen a 7,552 MJ/h lo que equivale a 0,1557 MJ/hm

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 0,1557 \frac{\text{MJ}}{\text{hm}} * (6)\text{m} = 0,93 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd nueva}} = (26,02 + 0,93) \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 26,95 \text{ MJ/h}$$

4.12.4.1. Ahorro energético y económico

Cambio de aislamiento: Introduciendo la reducción de pérdidas de calor 2,74 MJ/h en el modelo iterativo el consumo de combustible para 7330 toneladas métricas es de 4956,49 galones diésel.

Reparación de tubería con fuga de vapor: La longitud de la pluma observada en la fuga de vapor en la línea principal es de aproximadamente 0,7 m de altura de acuerdo con Singh, Sorte y Jagtap (2022) el flujo de vapor que se desperdicia a la atmósfera es 9,5 kg/h (ver Anexo X), El consumo de combustible se incrementa de 4981,58 en condiciones normales a 5228,82 galones con la fuga de vapor.

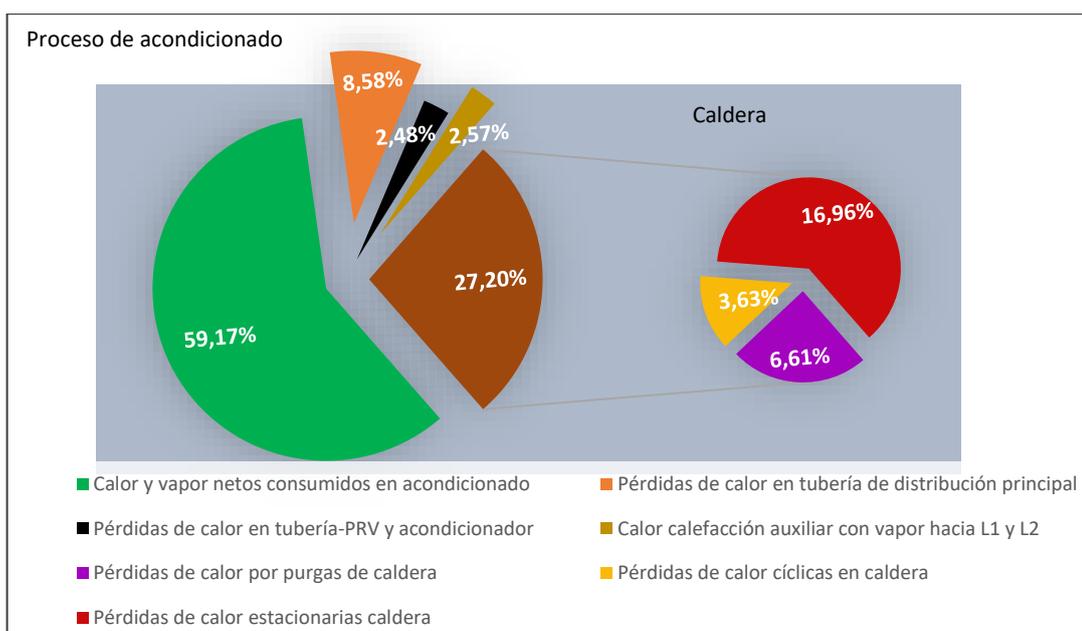


Ilustración 4-57: Consumo de combustible y energía térmica para sustentar la carga térmica de acondicionado incluyendo fuga de vapor de tubería principal

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$C_{\text{ECO-4}} = (5228,82 - 4956,49) \text{ galones} * 1,6979 = 462,38 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$A_{\text{ECO-4}} = 63.352,44 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$\$_{\text{ECO-4}} = 1.887,46 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

4.12.4.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

El costo para 6 metros de aislante es 55,88 USD y la reparación de la fuga de vapor por medio de al menos 2 kits JW-Weld c/u valorado en 13,13 USD que incluye masilla epoxi y vendaje de tela de fibra de vidrio se tiene:

$$IC_{ECO-4} = (55,88) \text{ USD} + (13,13) \text{ USD} * 1,3 * 2 = 90,02 \text{ USD}$$

$$SP_{ECO-4} = \frac{90,02 \text{ USD}}{1.887,46 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{ope}}} * 12 * 4 = 2,3 \text{ semanas}$$

4.12.5. (ECO-5a) Incorporación de aislamiento térmico en L1 y L2

Con la incorporación de aislamiento térmico se mantiene la temperatura de pared interna de la línea de condensados aproximadamente a la temperatura del vapor flash superior o cercana a la presión atmosférica de 93,94°C en fase bifásica.

$$\% \text{flash} = \frac{h_{f(P \text{ alta})} - h_{f(P \text{ baja})}}{h_{fg(P \text{ baja})}} * 100$$

$$\% \text{flash} = \frac{(642.783 \text{ KJ/kg} - 393.553 \text{ KJ/kg})}{2272,36 \text{ KJ/kg}} * 100 = 10,96\% \text{ vapor flash}$$

$$Ja = x = \frac{14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 10,96\%}{14,13 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 10,96\% + 14,13 \text{ kg/h} \frac{(100 - 10,96)}{100}} = 0,1096$$

El coeficiente de transferencia de calor utilizando la correlación de Shah es:

$$h_{cond} = 9,33 \times 10^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \text{°C}}$$

La capa de aislamiento debería ser de 1 ½ o 2", si se añade una capa de dos pulgadas, el diámetro total final la tubería es: $D_{ext} = 33,4 + 50,8 + 50,8 \text{ mm}$, la conductividad promedio es $7 \times 10^{-8} \text{ MJ/sm}^2 \text{°C}$, a través del flux de calor se halló de forma de forma iterativa que la temperatura nueva de pared sería de próximamente de 28,48°C, con el coeficiente $h_{conv} + h_{rad} = 8,8666 \times 10^{-6} \text{ MJ/sm}^2 \text{°C}$ interpolando desde el anexo Q . Y se comprueba igualando el flujo de calor perdido a 0, es decir:

$$\dot{Q}_{perd} = \frac{T_m - T_p}{\frac{1}{h_{cond} A_{int}} + \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k L}} = (h_{conv} + h_{rad}) \pi D L (\Delta T_p)$$

$$\frac{T_m - T_p}{\frac{1}{h_{cond} A_{int}} + \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k L}} - (h_{conv} + h_{rad}) \pi D L (\Delta T_p) \cong 0$$

$$\frac{(93,94 - 28,48)^\circ\text{C}}{\frac{1}{9,33 \times 10^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \pi(0,026\text{m})22\text{m}} + \frac{\ln(0,0675/0,0167)}{2\pi(7 \times 10^{-8} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \cdot ^\circ\text{C}})22\text{m}}} - \left(8,8666 \times 10^{-6} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}\right) \pi(0,135\text{m})(22\text{m})(28,48 - 23)^\circ\text{C} = -0,00000174$$

Se verifica que la ecuación es satisfactoria a dicha temperatura de pared. Por lo tanto, las nuevas pérdidas de calor son:

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 4,52 \times 10^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{s}} * \frac{3600\text{s}}{\text{h}} = 1,63 \text{ MJ/h}$$

4.12.5.1. Diagrama de Sankey para L1 y L2 con aislamiento térmico versus el calor requerida en tanque interno y tanque interno-balanza

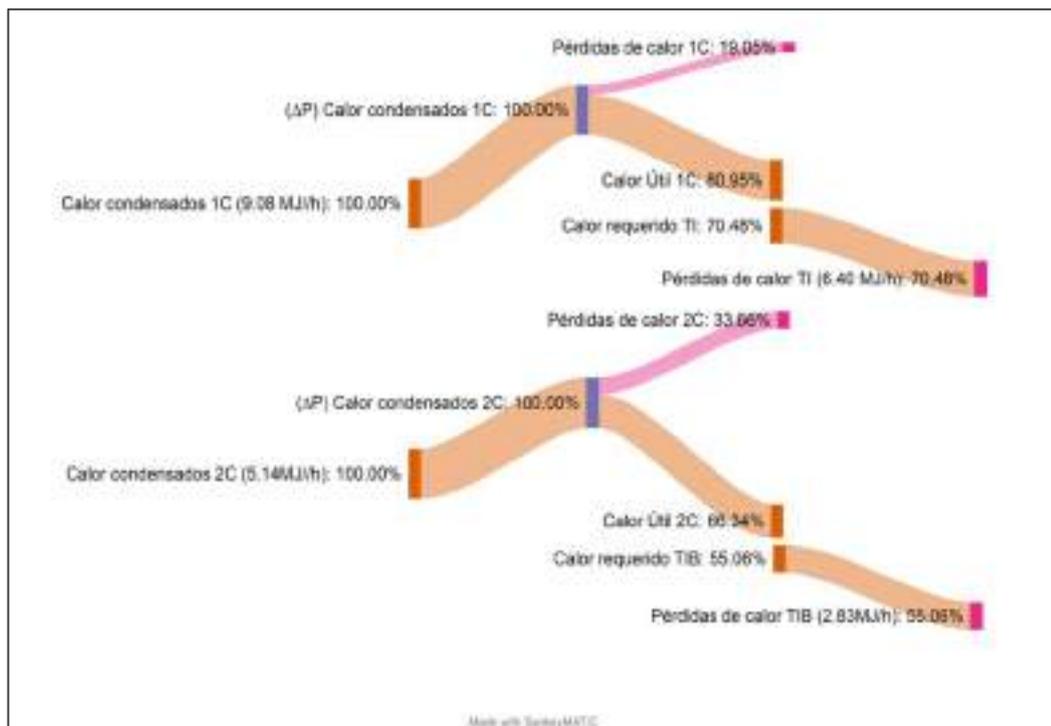


Ilustración 4-58: Sankey de pérdidas de calor con la incorporación de aislamiento en las líneas de condensado

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.12.5.2. Ahorro energético y económico

Restando del calor perdido en las secciones 4.11.2 hasta 4.11.5.

$$A_{ECO} = Q_{\text{actual}} - Q_{\text{nuevo}}$$

$$\dot{A}_{ECO-5a} = \left[\left(7.633,17 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} + 6.930,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} * 2 + 5.213,38 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) - \left(1,63 * 2 \right) \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{1800\text{h}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) \right]$$

$$= 20.838,55 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\dot{\$}_{ECO-5a} = \frac{20.838,55 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} \left(\frac{43,259\text{MJ}}{\text{kg}} \right)^{-1} \left(\frac{836,7 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right)^{-1} \left(\frac{\text{m}^3}{264,172 \text{ gal (US)}} \right)^{-1} \left(\frac{1 \text{ ga (US)}}{3,14 \text{ USD} * 1,3} \right)^{-1}}{0.7892}$$

$$= \text{USD/año}_{\text{ope}}$$

$$C_{ECO-5a} = 786,67 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{\text{ope}}} \left(\frac{\text{gal}}{3,14\text{USD} * 1,3} \right) = 192,72 \text{ gal/año}_{\text{ope}}$$

4.12.5.3. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

Interpolando el costo de instalación por pie cuadrado:

$$2,85 \frac{\text{USD}}{\text{ft}} \left(\frac{\text{ft}}{0,3048\text{m}} \right) (22\text{m} + 22\text{m}) = 411,42 \text{ USD}$$

Multiplicado por la relación de índices de costos (ver Anexo V) y un factor de Chilton debido a herramientas auxiliares y contingencia en su instalación respectivamente.

$$I_{ECO-5a} = (411,42 \text{ USD}) \left(\frac{226,917}{125,500} \right) = 743,89 \text{ USD} * (1 + 0,05 + 0,10) = 855,47 \text{ USD}$$

$$SP_{ECO-5a} = \frac{855,47 \text{ USD}}{786,67 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{\text{ope}}}} = 1.1 \text{ años}$$

4.12.6. (ECO-5b) Incorporación de aislamiento térmico en tanques de aceite de palma

Se cuantifica el ahorro energético en hoja de cálculo agregando una capa de manta térmica de 30mm y conductividad de 4,29 MJ/sm°C los resultados se reflejan en los siguientes gráficos:

Tabla 4-74: Pérdidas de calor en tanques de almacenamiento de aceite de palma

Perdidas máximas de calor	Tanque externo	Tanque interno	Balanza de líquidos
	$\dot{Q}_{TE \text{ nueva}}$	$\dot{Q}_{TI \text{ nueva}}$	$\dot{Q}_{TIB \text{ nueva}}$
$Q_{total} \text{ (MJ/h)}$	5,25	2,24	1,00

Realizado por: Vaca, S., 2023

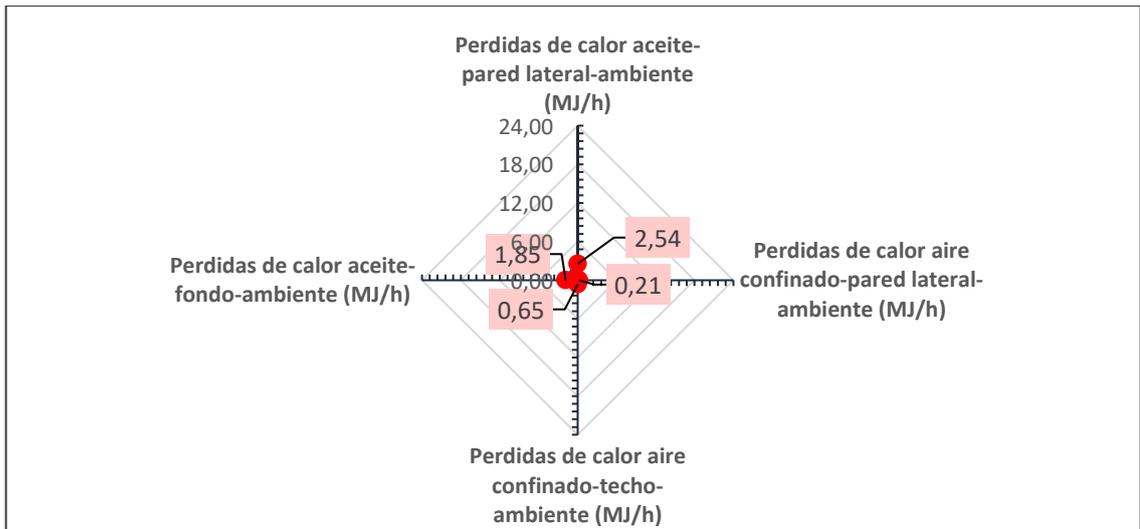


Ilustración 4-59: Pérdidas de calor en tanque externo con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

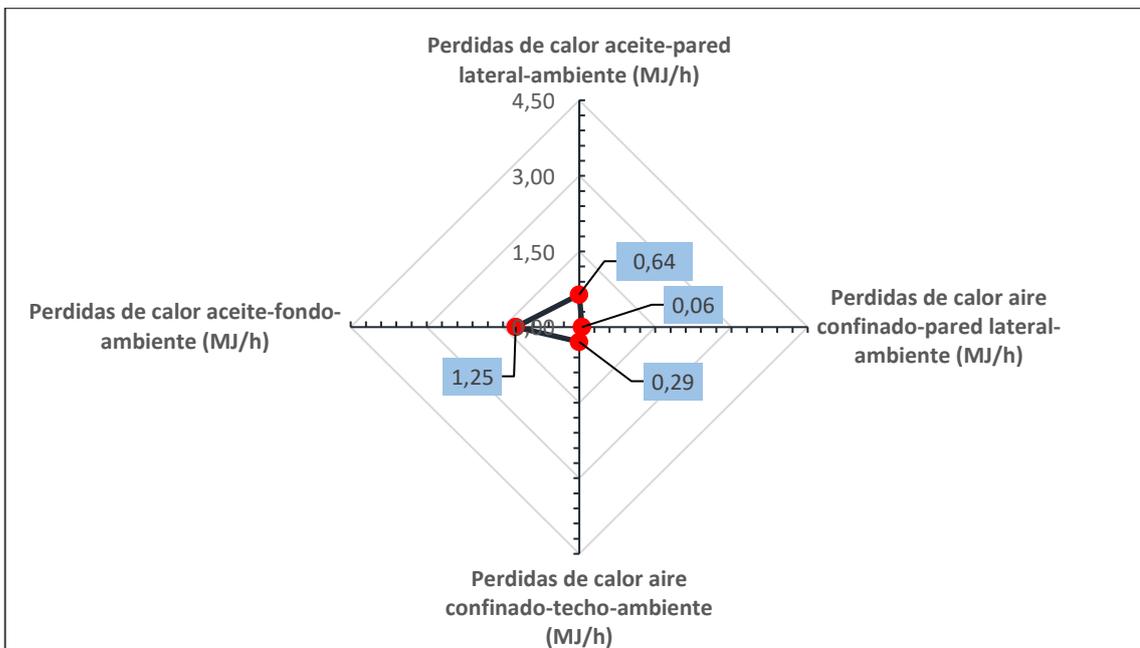


Ilustración 4-60: Pérdidas de calor en tanque externo con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

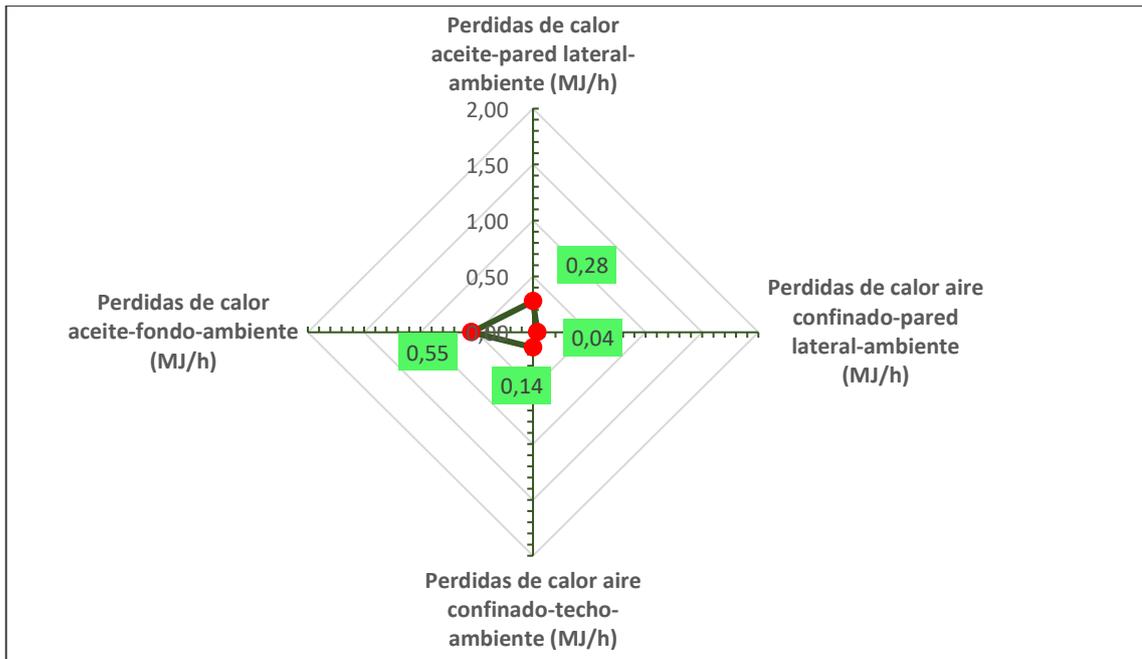


Ilustración 4-61: Pérdidas de calor en tanque interno balanza con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

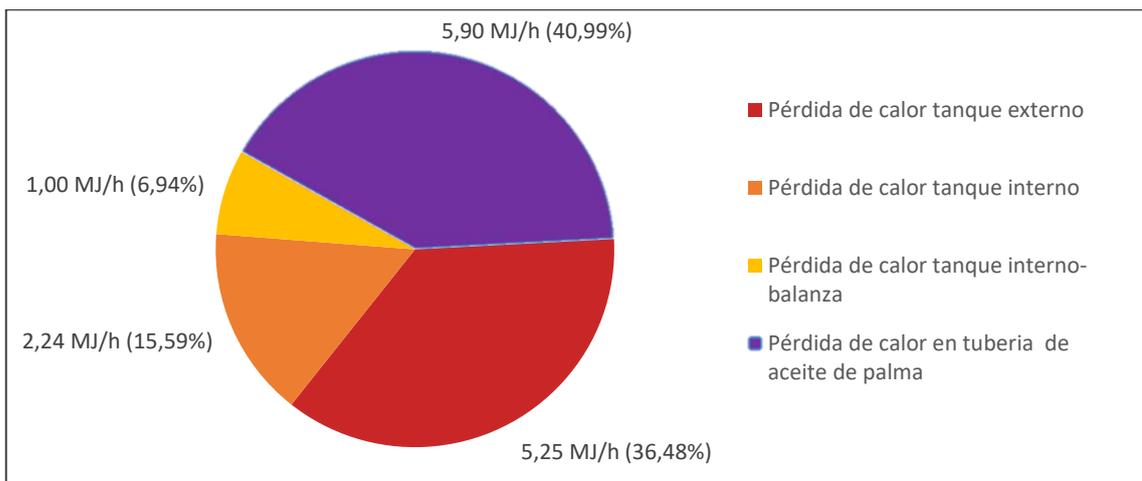


Ilustración 4-62: Pérdidas de calor en el sistema de almacenamiento lleno con aislamiento térmico y distribución de aceite de palma con condensados sin aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

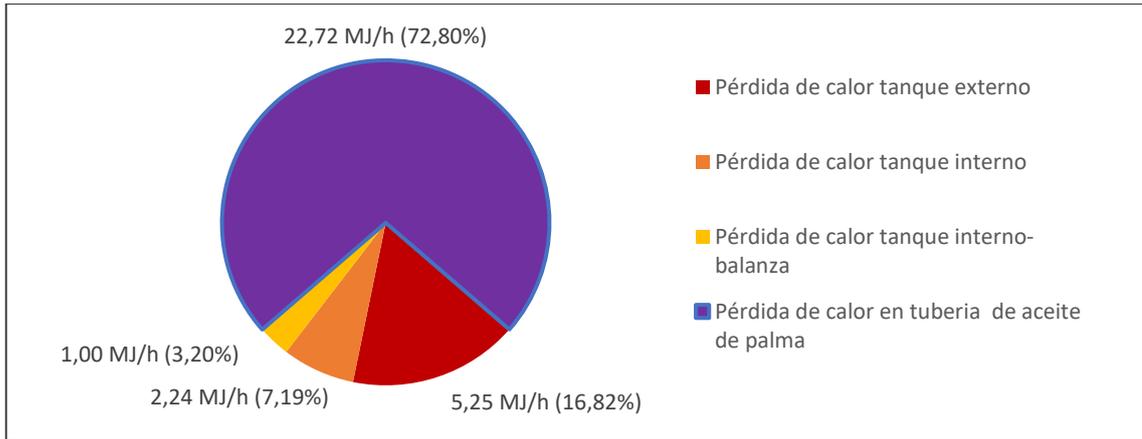


Ilustración 4-63: Pérdidas de calor en el sistema de almacenamiento con aislamiento térmico y la distribución de aceite de palma con vapor sin aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.12.6.1. Ahorro energético y económico

En términos del calor acumulado, el aceite permanecerá en almacenamiento durante todo el año y no solo las 8 horas contabilizadas para la producción y generación de vapor (la planta opera un turno por día), por lo que la temperatura vespertina y nocturna de las paredes del tanque y del fluido decrecen, pero con la incorporación de aislamiento se aspiraría a que la temperatura del aceite se mantenga constante lo equivalente a los dos turnos posteriores hasta el nuevo turno matutino, por lo tanto se multiplica por un factor empírico asumido FC de 2,4

$$\text{horas}_{\text{ope}} = 360 * 24 * 50\% = 4.320$$

$$\text{FC} = \frac{4.320}{1.800} = 2,4$$

$$Q_{\text{TE}} = 5,25 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{7,5 \text{ h}}{\text{dia}_{\text{ope}}} \right) \left(\frac{5 \text{ dia}_{\text{ope}}}{\text{semana}} \right) \left(\frac{4 \text{ semanas}}{\text{mes}} \right) \left(\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) (0,5) = 4.725,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$Q_{\text{TI}} = 2,24 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{7,5 \text{ h}}{\text{dia}_{\text{ope}}} \right) \left(\frac{5 \text{ dia}_{\text{ope}}}{\text{semana}} \right) \left(\frac{4 \text{ semanas}}{\text{mes}} \right) \left(\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) = 4032,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$Q_{\text{TB}} = 1,00 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{7,5 \text{ h}}{\text{dia}_{\text{ope}}} \right) \left(\frac{5 \text{ dia}_{\text{ope}}}{\text{semana}} \right) \left(\frac{4 \text{ semanas}}{\text{mes}} \right) \left(\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) = 1.800,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$\sum Q_{\text{perd T}} = 10.557,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}}$$

$$A_{\text{ECO-5b}} = (37.215,00 - 10.557,00) \frac{\text{MJ}}{\text{año}} * \text{FC} = 26.658,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} * 2,4 = 63.979,2 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$C_{\text{ECO-5b}} = 591,69 \text{ gal/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{\text{ECO-5b}} = 2415,27 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

4.12.6.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

$$A_{\text{ext}} = (20,92 + 6,60 + 2,99)\text{m}^2$$

$$5,60 \frac{\text{USD}}{\text{ft}^2} \left(\frac{\text{ft}}{0,3048\text{m}} \right)^2 (30,51\text{m}^2) = 1.839,08 \text{ USD}$$

Para la manta aislante se toma el costo como referencia del costo en el año 1989 desde la bibliografía y se estima el precio actual a través de índices de costos para diciembre de 2022 (ver Anexo T) de U.S. Bureau of Labor Statistics (2023).

$$IC_{\text{ECO-5b}} = (1.839,08 \text{ USD}) \left(\frac{226,917}{125,500} \right) = 3.325,24 \text{ USD}$$

$$SP_{\text{ECO-5b}} = \frac{3.325,24 \text{ USD}}{2415,27 \text{ USD/año}_{\text{ope}}} = 1,4 \text{ años}$$

4.12.6.3. Curvas de precalentamiento de tanques de aceite palma con manta aislante

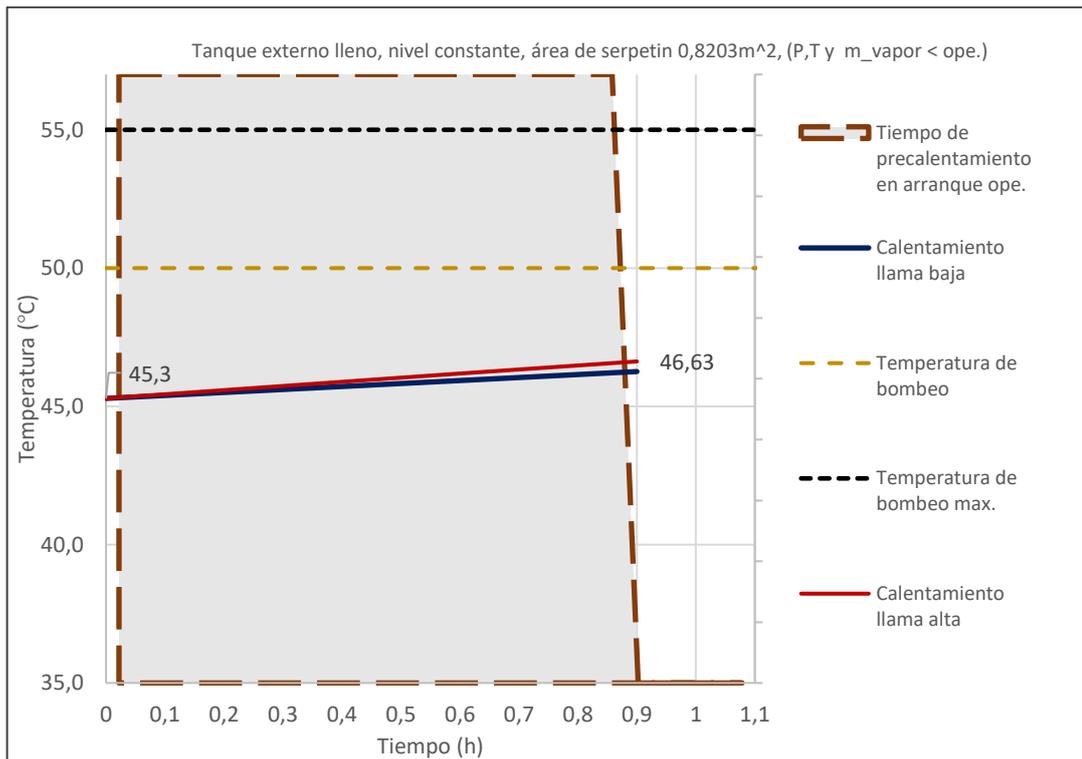


Ilustración 4-64: Precalentamiento de tanque externo con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

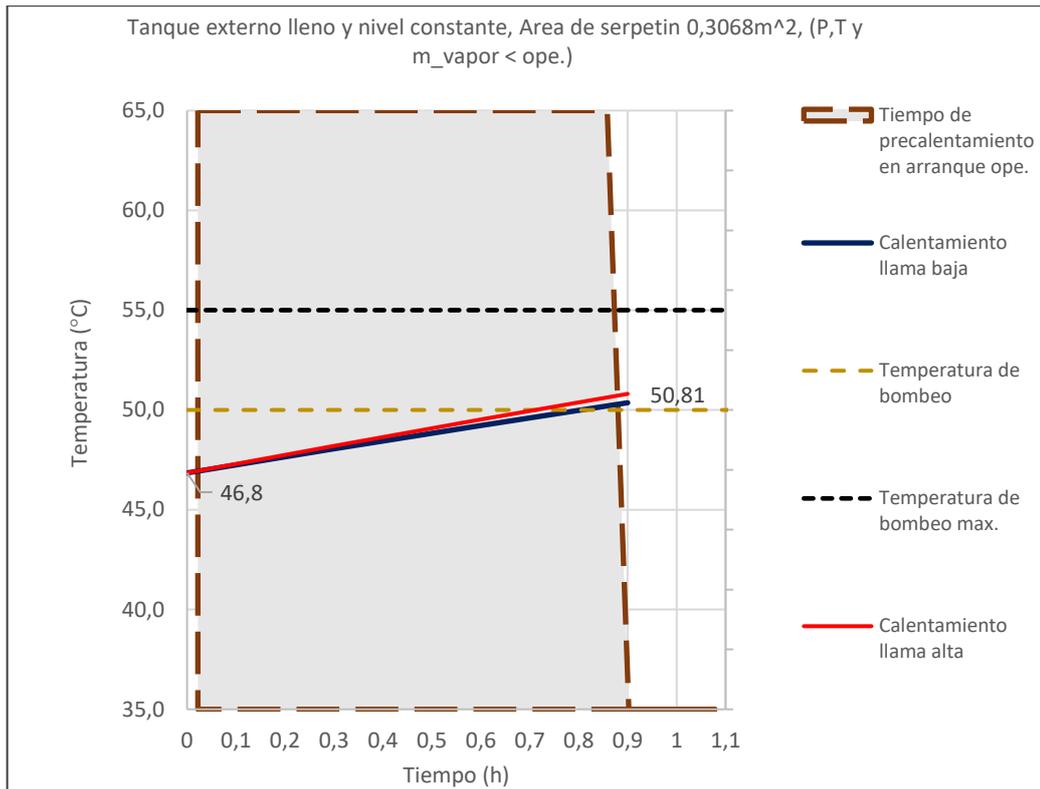


Ilustración 4-65: Precalentamiento de tanque interno con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

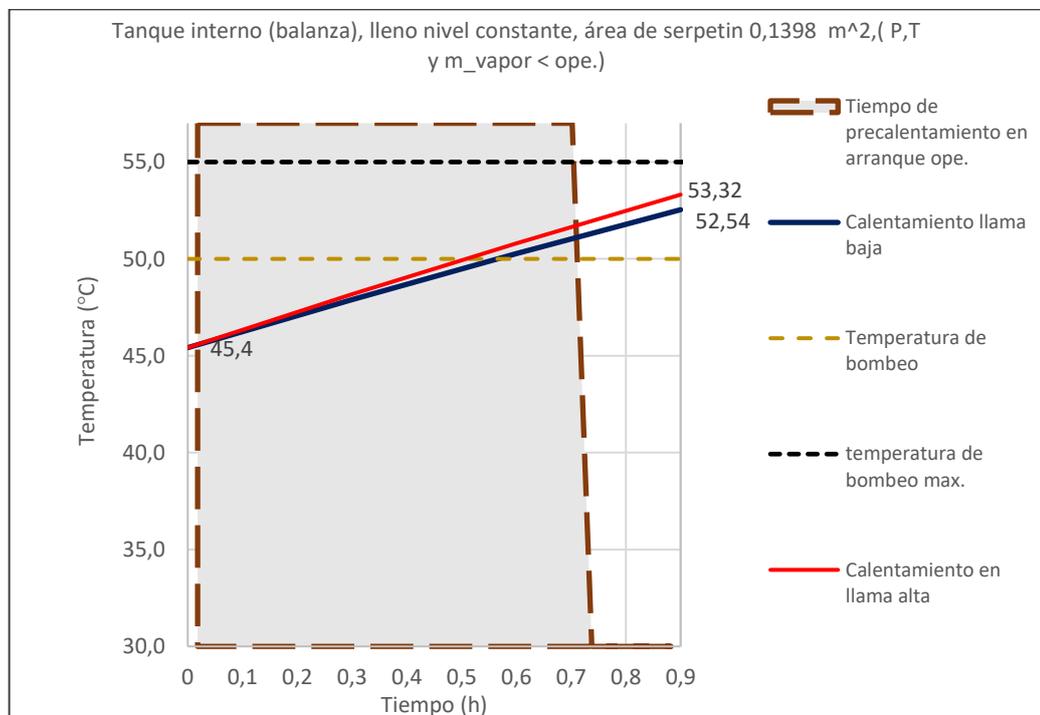


Ilustración 4-66: Precalentamiento de tanque interno-balanza con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.12.6.4. Curvas de calefacción de tanques de aceite de palma con manta aislante

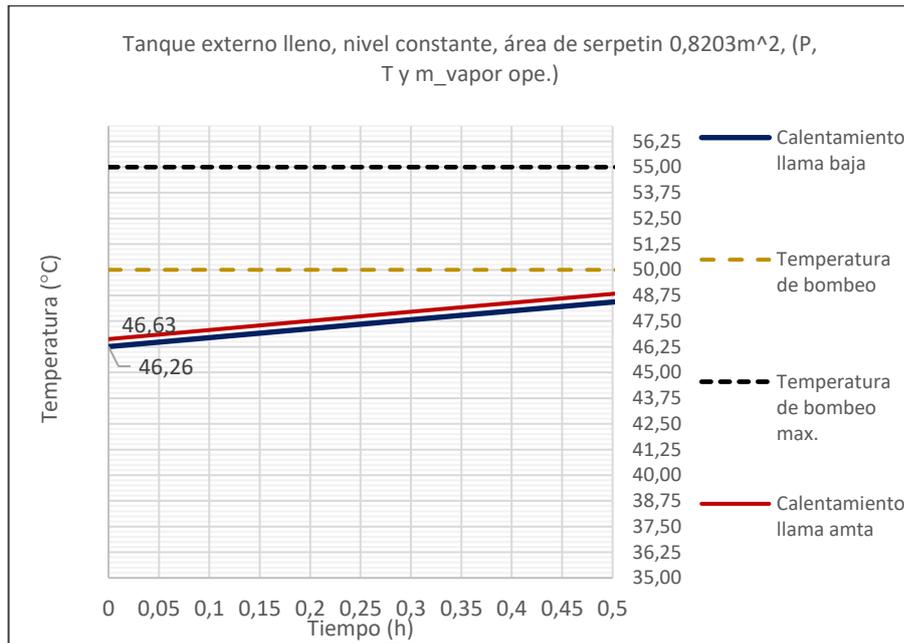


Ilustración 4-67: Calefacción de tanque externo con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

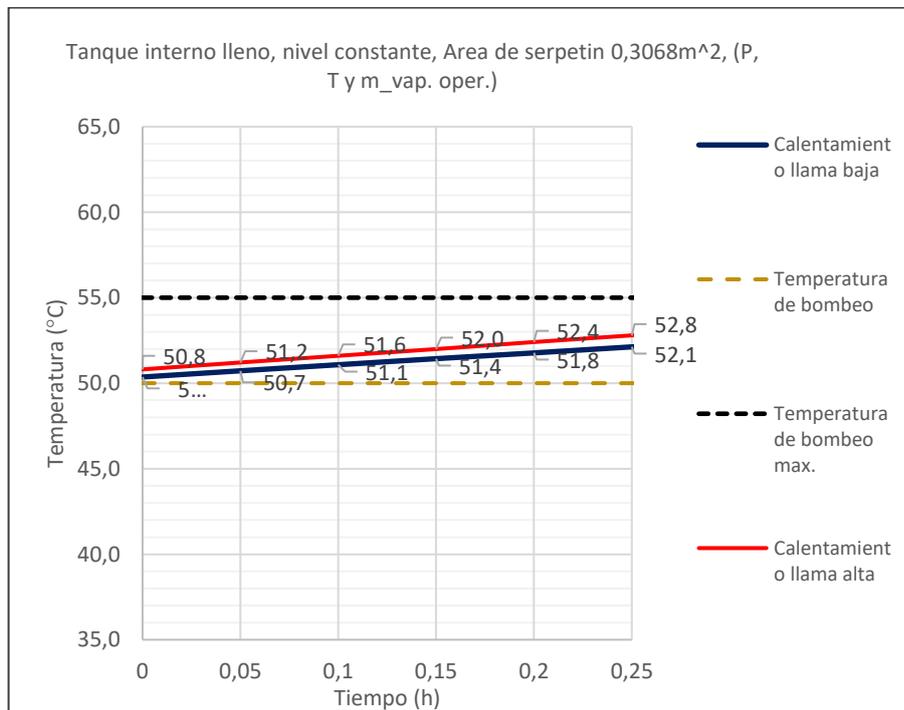


Ilustración 4-68: Calefacción de tanque interno con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

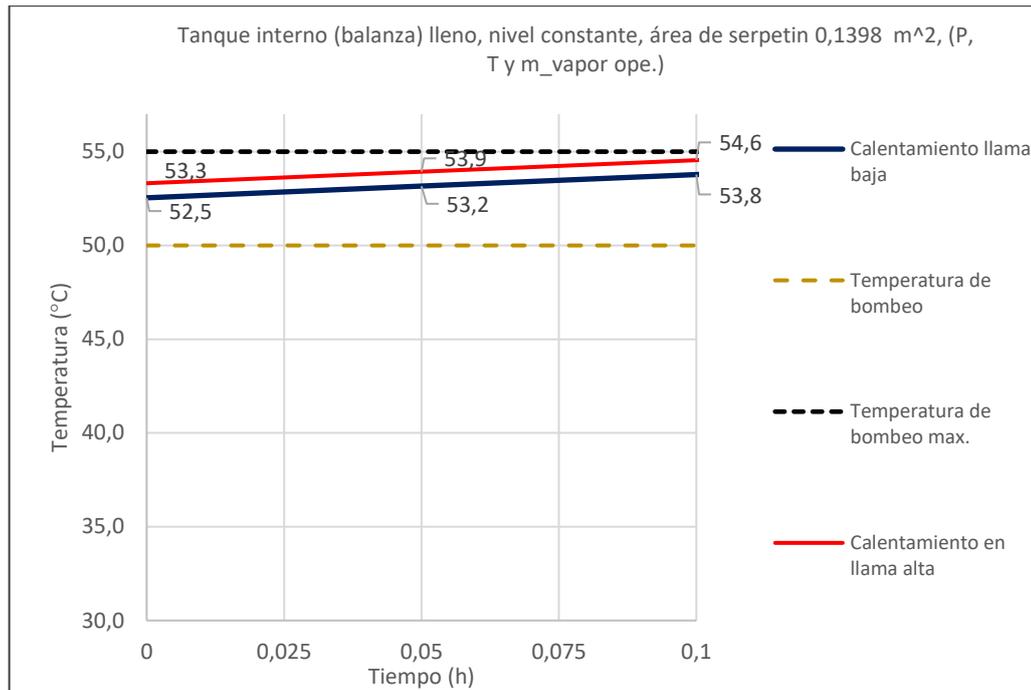


Ilustración 4-69: Calefacción de tanque interno-balanza con aislamiento térmico

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.12.7. (ECO-5c) Incorporación de aislamiento sistema de distribución de aceite de palma

Debido a la geometría de la tubería cercana al mezclador y la complejidad de utilizar cañuela en la totalidad de la línea, se estima que la tubería apta para ser aislada de forma efectiva es cerca del 85%. Para la tubería de doble tubo concéntrica cuyo diámetro externo de 3 pulgadas o 88,9 mm, se recomienda un aislamiento de 1 ½ pulgadas equivalente a 38,1 mm de grosor. Para calefacción con condensados:

$$d_{out} = (38,1 \text{ mm}(2) + 88,9 \text{ mm}) \frac{m}{1000\text{mm}} = 0,1651\text{m}$$

$$A_{LM} = \frac{10\text{m}(0,85)\pi(d_{ext} - d_{in})}{\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{ins}}\right)} = \frac{10\text{m}(0,85)\pi(0,1651\text{m} - 0,0889\text{m})}{\ln\left(\frac{0,1651\text{m}}{0,0889\text{m}}\right)} = 3,29\text{m}^2$$

$$A_{ext} = 10\text{m}(0,85)\pi(0,1651\text{m}) = 4,41\text{m}^2$$

$$\dot{Q}_{perd} = \frac{\Delta T_{int-ext}}{\frac{x}{kA_{LM}} + \frac{1}{(h_r + h_c)A_{ext}}}$$

Por iteración inicial se obtiene que el diferencial de temperatura $\Delta T_s = 5,10^\circ\text{C}$ lo que arroja un coeficiente $(h_r + h_c) = 8,928 \times 10^{-6} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{C}}$.

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \frac{(61,5 - 23)^{\circ}\text{C}}{\frac{0,0381\text{m}}{6,978 \times 10^{-8} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^{\circ}\text{C}} (3,29\text{m}^2)} + \frac{1}{8,928 \times 10^{-6} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} (4,41\text{m}^2)}} = 2,01210^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{s}} \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}} \right) = 0,7243 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (10\text{m})\pi(0,15)(0,0889\text{m}) \left(1,1459 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} \right) (38,5^{\circ}\text{C}) \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}} \right) = 0,67 \text{ MJ/h}$$

De forma análoga para la tubería simple, añadiéndole un grosor de capa de 1 pulgada; obteniéndose el área logarítmica y área exterior correspondiente.

$$d_{\text{out}} = (25,4 \text{ mm}(2) + 33,4\text{mm}) \frac{\text{m}}{1000\text{mm}} = 0,0842\text{m}$$

$$A_{\text{LM}} = \frac{7,5\text{m}(\pi)(0,0842\text{m} - 0,0334\text{m})}{\ln \left(\frac{0,0842\text{m}}{0,0334\text{m}} \right)} = 1,29\text{m}^2$$

$$A_{\text{ext}} = 7,5\text{m}(\pi)(0,0842\text{m}) = 1,98\text{m}^2$$

Se adopta una temperatura $\Delta T_s = 4,45^{\circ}\text{C}$ por iteración con un $(h_r + h_c) = 9,144 \times 10^{-6} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$.

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \frac{(50 - 23)^{\circ}\text{C}}{\frac{0,0254\text{m}}{6,978 \times 10^{-8} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^{\circ}\text{C}} (1,29\text{m}^2)} + \frac{1}{9,144 \times 10^{-6} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} (1,98\text{m}^2)}} = 8,0023^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{s}} \frac{3600\text{s}}{\text{h}} = 0,29 \text{ MJ/h}$$

Para la tubería a la intemperie:

:

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \frac{(45 - 18)^{\circ}\text{C}}{\frac{0,0254\text{m}}{6,978 \times 10^{-8} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^{\circ}\text{C}} (1,29\text{m}^2)} + \frac{1}{9,144 \times 10^{-6} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} * (2)(1,98\text{m}^2)}} = 8,716 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{s}} \frac{3600\text{s}}{\text{h}} = 0,31 \text{ MJ/h}$$

$$\sum Q_{\text{perd}} = (0,72 + 0,67 + 0,29 + 0,31) \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 1,99 \text{ MJ/h}$$

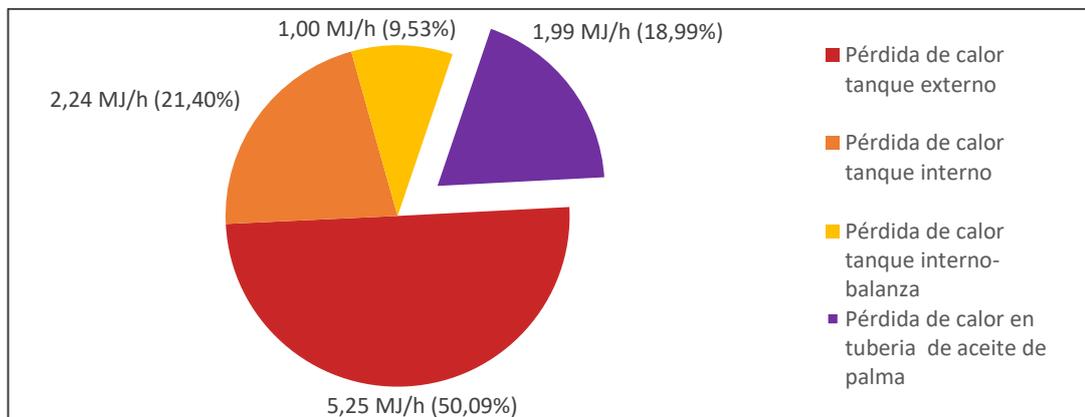


Ilustración 4-70: Perdidas de calor con aislamiento térmico en el sistema de almacenamiento lleno y distribución de aceite de palma con condensados

Realizado por: Vaca, S., 2023

Para vapor como flujo calefactor, por iteración inicial se ha consensado que la diferencia de temperatura con aislamiento ΔT_s es cercana a 16,86 °C entre la superficie y la temperatura ambiente, interpolando del Anexo Q $(h_r + h_c) = 9,25 \times 10^{-6} \text{ MJ/sm}^2\text{°C}$. Despreciando la resistencia térmica del vapor y de la pared de la tubería y el aislante posee una conductividad promedio de $6,978 \times 10^{-8} \text{ MJ/sm}^2\text{°C}$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = \frac{(154 - 23)^\circ\text{C}}{\frac{0,0381\text{m}}{6,978 \times 10^{-8} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{°C}} (3,29\text{m}^2)} + \frac{1}{9,6976 \times 10^{-6} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{°C}} (4,41\text{m}^2)}} = 6,9187 \times 10^{-4} \frac{\text{MJ}}{\text{s}} \frac{3600\text{s}}{\text{h}} = 2,49 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = (10\text{m})\pi(0,15)(0,0889\text{m}) \left(1,6648 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{sm}^2\text{°C}} \right) (127^\circ\text{C}) \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}} \right) = 3,19 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

Las tuberías aledañas mantienen la misma pérdida de calor.

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 0,29 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 0,31 \text{ MJ/h}$$

$$\sum \dot{Q}_{\text{perd}} = (2,49 + 3,19 + 0,29 + 0,31) \frac{\text{MJ}}{\text{h}} = 6,28 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 1,99 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{7,5\text{h} \left(\frac{2}{3}\right)}{\text{dia}_{\text{ope}}} \right) \left(\frac{5 \text{ dia}_{\text{ope}}}{\text{semana}} \right) \left(\frac{4 \text{ semanas}}{\text{mes}} \right) \left(\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) = 2388,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd}} = 6,28 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \left(\frac{7,5\text{h} (1/3)}{\text{dia}_{\text{ope}}} \right) \left(\frac{5 \text{ dia}_{\text{ope}}}{\text{semana}} \right) \left(\frac{4 \text{ semanas}}{\text{mes}} \right) \left(\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) = 3.768,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\sum \dot{Q}_{\text{perd}} = 6.156,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

4.12.7.1. Ahorro energético y económico

$$A_{\text{ECO-5c}} = \left[\left(7.080,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} + 13.632,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) - 2388,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} - 3.768,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right]$$

$$= 14.556,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{\text{ECO-5c}} = \frac{14.556,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} \left(\frac{43,259\text{MJ}}{\text{kg}} \right)^{-1} \left(\frac{836,7 \text{ kg}}{\text{m}^3} \right)^{-1} \left(\frac{\text{m}^3}{264,172 \text{ gal (US)}} \right)^{-1} \left(\frac{1 \text{ ga (US)}}{3,14 \text{ USD} * 1,3} \right)^{-1}}{0,7892}$$

$$= 549,50 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

$$C_{\text{ECO-5c}} = 549,50 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{\text{ope}}} \left(\frac{\text{gal}}{3,14\text{USD} * 1,3} \right) = 134,62 \text{ gal/año}_{\text{ope}}$$

4.12.7.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

$$\frac{5,1 \text{ \$ US}}{\text{ft}} \left(\frac{\text{ft}}{0,3048\text{m}} \right) (8,5 \text{ m}) = 142,22 \text{ USD}$$

$$142,22 \text{ USD} \left(\frac{226,917}{125,500} \right) (1 + 0,15) = 295,73 \text{ USD}$$

$$(0,75) \frac{4 \text{ \$ US}}{\text{ft}} \left(\frac{\text{ft}}{0,3048\text{m}} \right) (10\text{m}) = 98,43 \text{ USD}$$

$$98,43 \text{ USD} \left(\frac{226,917}{125,500} \right) (1 + 0,15) = 204,67 \text{ USD}$$

$$I_{\text{ECO-4c}} = 295,73 + 204,67 \text{ USD} = 500,4 \text{ USD}$$

$$S_{\text{ECO-4c}} = \frac{500,4 \text{ USD}}{549,50 \text{ USD/año}_{\text{ope}}} = 0,9 \text{ años}$$

4.12.8. (ECO-6) Estudio estimado para la recolección de calor residual de arranque hacia tanque de alimentación de caldera

4.12.8.1. Re-inyección de vapor al tanque de alimentación durante el precalentamiento de aceite de palma

En el arranque de caldera y precalentamiento del sistema de tuberías una vez por día con la salida al desagüe desde las líneas L1 y L2 totalmente abiertas, inicialmente saldrá condensado frío y este irá aumentando su temperatura hasta el estado de vapor flash y vapor húmedo cuando el sistema de tuberías haya alcanzado el equilibrio térmico, mientras la presión de caldera se va acercando y llega a la presión operativa. En ese estado de arranque y equilibrio térmico es donde se desperdicia mayor cantidad de energía hacia el desagüe.

De redirigirse este calor hacia el tanque de alimentación se tiene un proceso de mezcla de dos corrientes con distintas temperaturas. En la alimentación de la caldera se incluyen dos intervalos, el tiempo de llenado-del tanque y de descarga o bombeo hacia caldera, seguido de un nuevo ciclo de llenado y descarga. La capacidad y dimensiones del tanque cilíndrico horizontal (ver Anexo S) es de 60 galones y el volumen de agua se mantiene hasta la mitad de su nivel.

$$V_{\text{total}} \Rightarrow \{D = 91,44 \text{ cm}, H = 63,5 \text{ cm}, P = 63,5 \text{ cm}\} \Rightarrow 63,70 \text{ US Ga} = 0,2896 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{Li}} = \frac{V_{\text{total}}}{2} = 0,1448 \text{ m}^3$$

Por medio del medidor de nivel se vacía en promedio 2,85 cm en 11,606 segundos, a través de la fórmula matemática para conocer el volumen de un tanque cilíndrico horizontal parcialmente lleno (ver Anexo W) se obtiene el valor del volumen descargado:

$$V_{\text{Lf}} \Rightarrow \left\{ D = 91,44 \text{ cm}, H = 63,5 \text{ cm}, P = \left(63,5 \frac{\text{cm}}{2} - 2,85\text{cm} \right) \right\} \Rightarrow 0,1283 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{v ope}} = V_{\text{v Li}} - V_{\text{v Lf}} \Rightarrow (0,1448 - 0,1283)\text{m}^3 = 0,0165 \text{ m}^3$$

$$\dot{m}_{v\text{ ope}} = \frac{0,0165 \text{ m}^3 \left(998,55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}{11,06\text{s}} = 1,49 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(\frac{3.600\text{s}}{\text{h}}\right) = 5.364 \text{ kg/h}$$

El tiempo de reposición con agua de alimentación se efectúa en 3 min

$$\dot{m}_{l\text{ ope}} = \frac{0,0165 \text{ m}^3 \left(998,55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}{3 \text{ min} \left(\frac{60\text{s}}{\text{min}}\right)} = 0,0915 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(\frac{3600\text{s}}{\text{h}}\right) = 329,4 \text{ kg/h}$$

Debido a que el tanque de alimentación es venteado a la atmósfera, el flujo de vapor flash que se devolviera perderá parte de una porción de masa y energía por vaporización, para evitar esto, se podría inyectar el vapor flash. De la misma casa Hurst Boilers se puede incorporar el inyector de vapor o acoplar un inyector de vapor apto para el tanque. La energía neta que retorne será aquella restante de la calefacción en planta.

$$\dot{m}_{\text{cond T}} = \frac{(29,69 + 54,84 + 37,88) \frac{\text{MJ}}{\text{h}}}{2,1011 \text{ MJ/kg}} = 58,26 \text{ kg/h}$$

$$x = 1 - \frac{58,26 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{321,71 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} = 0,819$$

A temperatura promedio de trabajo de caldera de 154,011 °C

$$\dot{Q}_{\text{recol}} = 329,64 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}}\right) \left[0,6495 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} + (0,819) * 2,1011 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right] = 0,2170 \text{ MJ/s}$$

El calor sensible y latente inyectado, calentará el agua, el tanque y este se emitirá como perdidas de calor al ambiente por las paredes del tanque, se debe estimar las fracciones de dicho calor que se consumirán individualmente para ejercer un aumento de temperatura, lo cual requiere de un proceso iterativo.

Para el tanque:

$$T_{\text{tanq}} = \frac{T_{\text{agua}} + T_{\infty}}{2}$$

Para el agua:

$$T_{\text{agua}} = \frac{m_v h_g + m_i h_i}{m_i + m_v}$$

$$T_{\text{agua}} = \frac{0,0165 \text{ m}^3 \left(998,55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left[0,6495 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} + (0,819) * 2,1011 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right] + (0,1283) \text{ m}^3 \left(998,55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (0,0755) \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}}{\frac{144,59 \text{ kg}}{4,19 \times 10^{-3} \text{ MJ/kg}}}$$

$$= 80,43^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{0,0165 \text{ m}^3 \left(998,55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}{\frac{3 \text{ min}}{60 \text{ min}} (\text{h})} = 329,5215 \text{ Kg/h}$$

Para el tanque de metal de acero al carbono en base a sus dimensiones y con un grosor de pared de 4,7625 mm.

$$V_T = V_{\text{cil}} + 2V_{\text{tap}}$$

$$V_T = \frac{\pi L(D^2 - d^2)}{4} + 2 * (L\pi R^2)$$

$$m_T = \left[\pi(0,9049 \text{ m}) \frac{((0,635 \text{ m})^2 - (0,6255 \text{ m})^2)}{4} + 2 * \left(\frac{4,7625 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}}\right) \left(\frac{0,635 \text{ m}}{2}\right)^2 \right] \frac{7850 \text{ kg}}{\text{m}^3} = 114,17 \text{ kg}$$

$$\bar{T}_{\text{tanq}} = 80,44^\circ\text{C}$$

$$m_v = \frac{114,17 \text{ kg} \left(\frac{5 \times 10^{-4} \text{ MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}\right) (80,44^\circ\text{C}) - \frac{5 \times 10^{-4} \text{ MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (20,5^\circ\text{C})}{\left[0,6495 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} + (0,819) * 2,1011 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right] - \frac{5 \times 10^{-4} \text{ MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (80,44^\circ\text{C})} = 1,47 \text{ kg}$$

$$\dot{m}_v = 1,47 \frac{\text{kg}}{\frac{3 \text{ min}}{60 \text{ min}} (\text{h})} = 29,37 \text{ kg/h}$$

Las pérdidas de calor promedio del tanque:

$$\dot{Q} = U_{\text{eq}} A (\Delta T_m)$$

Reemplazando U_{eq} desde el anexo R:

$$U_{\text{eq}} = \left(1,8 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}} \frac{5,6783 \frac{\text{J}}{\text{s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}{\frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}}}\right) \left(\frac{\text{MJ}}{1 \times 10^6 \text{ J}}\right) \left(\frac{3600 \text{ s}}{\text{h}}\right) = 0,037 \text{ MJ/hm}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = A_t + A_b + A_s$$

$$A_t = A_b = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi \left(\frac{2,0833 \text{ ft}}{2}\right)^2 = 3,4078 \text{ ft}^2$$

$$A_s = (\pi dh) = \pi(2,083 \text{ ft})(3 \text{ ft}) = 19,6346 \text{ ft}^2$$

$$A = [(3,4078 \text{ ft}^2) + (3,4078 \text{ ft}^2) + (19,6346 \text{ ft}^2)] \frac{\text{m}^2}{10,7639 \text{ ft}^2} = 2,46 \text{ m}^2$$

$$T_m = \frac{(18 + 80,44)^\circ\text{C}}{2} = 49,22^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = (49,22 - 23)^\circ\text{C} = 26,22^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{perd1}} = 2,46 \text{ m}^2 \left(\frac{0,037 \text{ MJ}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right) (26,22^\circ\text{C}) = 2,39 \text{ MJ/h}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{2,39 \text{ MJ/h}}{2,2724 \text{ MJ/kg}} = 1,05 \text{ kg/h}$$

Perdidas de calor desde la superficie del agua:

$$\bar{T}_{\text{aire}} = \frac{(49,22 + 23)^\circ\text{C}}{2} = 36,11^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{Q}_{\text{perd2}}}{h_{\text{fg}}} = \frac{0,58 \text{ m}^2 (4,5 \text{ MJ/hm}^2)}{2,2724 \text{ MJ/kg}} = 1,15 \text{ kg/h}$$

Ya que flujo de vapor requerido es mayor al real se corrige esto por iteración:

Tabla 4-75: Tiempo de calentamiento teórico del agua alimentación con inyección de vapor

Tiempo (min)	Temperatura alcanzada °C	Calentamiento de agua (kg/h)	Calentamiento de tanque (kg/h)	Para perdidas de calor ((kg/h)
3	75,55	300,49	36,93	2,10
6	93,94	102,80	9,05	3,62
9	93,94	2,10	0	4,00

Realizado por: Vaca, S., 2023

La correspondiente curva servirá para posterior calcular el calor acumulado:

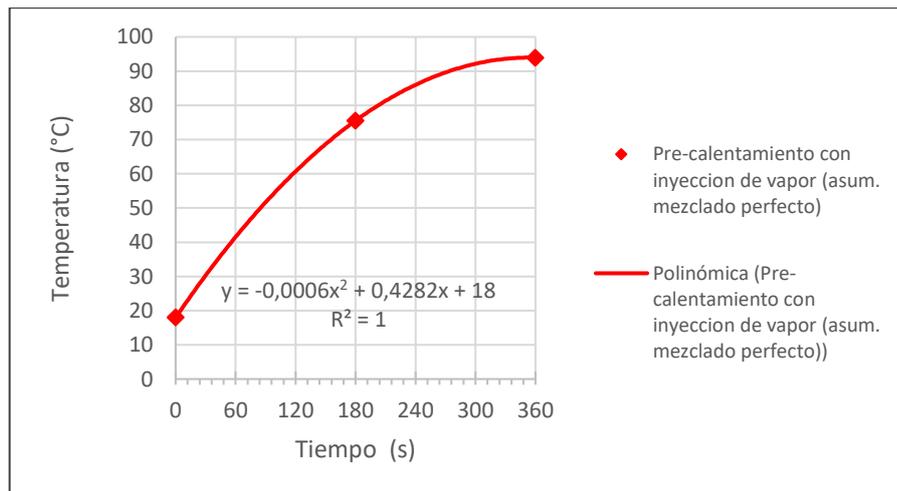


Ilustración 4-71: Calentamiento de agua de alimentación por inyección de vapor

Realizado por: Vaca, S., 2023

A partir de que el agua en el tanque alcanza la temperatura de saturación habrá un exceso de calor latente que producirá evaporación. Se asume que se mantendría el régimen de inyección de vapor

alrededor de 30 a 45 min tiempo promedio que se estima la calefacción de aceite, posterior a esto el vapor es requerido en su totalidad en el proceso de acondicionado y el flujo se debe cerrar, por lo que se vuelve a utilizar agua fresca como alimentación. La entalpia ganada o acumulada tanto en el agua como en las paredes de tanque sigue siendo aprovechable hasta que el tanque se enfría hasta la temperatura ambiente.

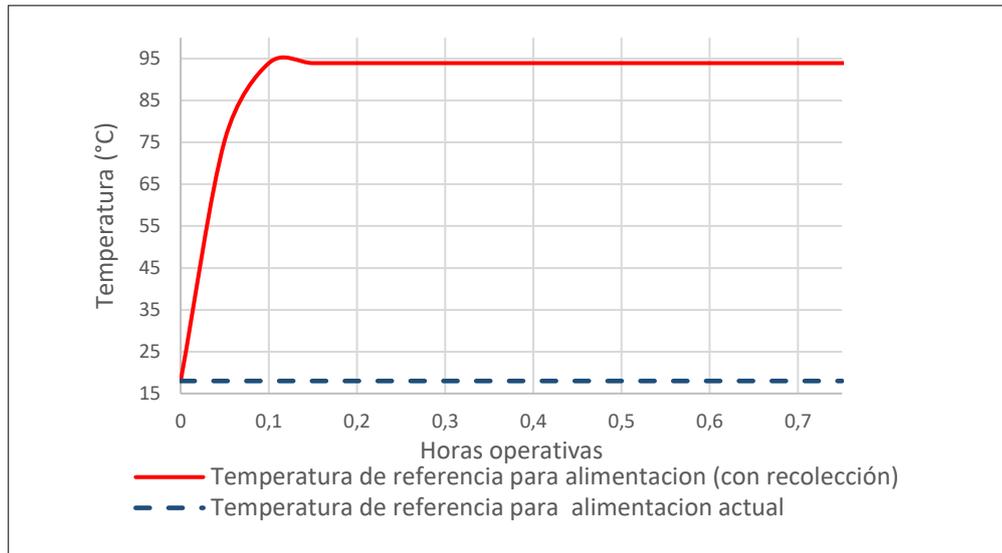


Ilustración 4-72: Incremento de la temperatura de agua de alimentación con MO-3.1

Realizado por: Vaca, S., 2023

A través del balance diferencial de energía se puede predecir la temperatura interna tomando en cuenta las pérdidas de calor al ambiente y la re-alimentación con agua fresca, para esto se asume despreciable el cambio de nivel, la entrada de masa como la salida se asumen iguales.

$$\frac{d T_{out}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{in}}{\bar{V}\bar{\rho}\bar{C}_p} - \frac{\dot{Q}_{out}}{\bar{V}\bar{\rho}\bar{C}_p} - \frac{(U_{eq}A)}{\bar{V}\bar{\rho}\bar{C}_p} (T_{out} - T_{\infty})$$

Para inyección de la corriente de agua fría Q_{in} se tiene:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}C_p(T_{in} - T_f) = \frac{m_o \bar{C}_p (T_f - T_o)}{t}$$

$$\frac{d T_{out}}{dt} = \frac{\frac{m_o \bar{C}_p (T_o - T_f)}{t}}{\bar{V}\bar{\rho}\bar{C}_p} - \frac{\dot{m}_{out} \bar{C}_p T_{out}}{\bar{V}\bar{\rho}\bar{C}_p} - \frac{(U_{eq}A)}{\bar{V}\bar{\rho}\bar{C}_p} (T_{out} - T_{\infty})$$

Asumiendo que $T_f = T_o = T_{out}$ en cualquier instante t:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}C_p(T_{in} - T_f) = 0$$

$$\dot{m}C_p(T_{in}) = \dot{m}C_pT_{out}$$

$$\frac{d T_{out}}{dt} = -\frac{\dot{m}C_p(T_{in})}{\bar{V}\bar{\rho}C_p} - \frac{(U_{eq}A)}{\bar{V}\bar{\rho}C_p}(T_{out} - T_{\infty})$$

Basado se en los coeficientes equivalentes para tanques bajo cubierta del Anexo R, reemplazando valores y resolviendo la EDO lineal de primer orden:

$$U_s = \left(1,8 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}} \frac{5,6783 \frac{\text{J}}{\text{s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}{\frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}}} \right) \left(\frac{\text{MJ}}{1 \times 10^6 \text{ J}} \right) = 1,0221 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = A_t + A_b + A_s$$

$$A_t = A_b = \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 = \pi \left(\frac{2,0833 \text{ ft}}{2} \right)^2 = 3,4078 \text{ ft}^2$$

$$A_s = (\pi dh) = \pi(2,083 \text{ ft})(3 \text{ ft}) = 19,6346 \text{ ft}^2$$

$$A = [(3,4078 \text{ ft}^2) + (3,4078 \text{ ft}^2) + (19,6346 \text{ ft}^2)] \frac{\text{m}^2}{10,7639 \text{ ft}^2} = 2,46 \text{ m}^2$$

$$(U)_{eq}A = 1,0221 \times 10^{-5} \text{ MJ/sm}^2\text{ } ^\circ\text{C}(2,46 \text{ m}^2) = 2,51 \times 10^{-5} \text{ MJ/s } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{d T_{out}}{dt} = -\frac{\dot{m}_{ind}T_{out}}{\bar{V}\bar{\rho}C_p} - \frac{(U)_{eq}A}{\bar{V}\bar{\rho}C_p}(T_{out} - T_{\infty})$$

$$\frac{d T_{out}}{dt} = -\frac{\left(\frac{329,4 \text{ kg}}{\text{h}} \right) \left(\frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \right) (18^\circ\text{C})}{0,1448 \text{ m}^3 \left(983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} - \frac{2,51 \times 10^{-5} \text{ MJ/s } ^\circ\text{C}}{0,1448 \text{ m}^3 \left(983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(4,1910^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right)} T_{out}$$

$$+ \frac{2,51 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{s } ^\circ\text{C}} (23^\circ\text{C})}{0,1448 \text{ m}^3 \left(983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(4,19 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right)}$$

$$\frac{d T_{out}}{dt} + 4,4685 \times 10^{-5} T_{out} = -0,01054$$

$$T_{out}(0) = 93,94$$

$$T_{out} = 329,873(e^{-4,4685 \times 10^{-5} t}) - 235,873$$

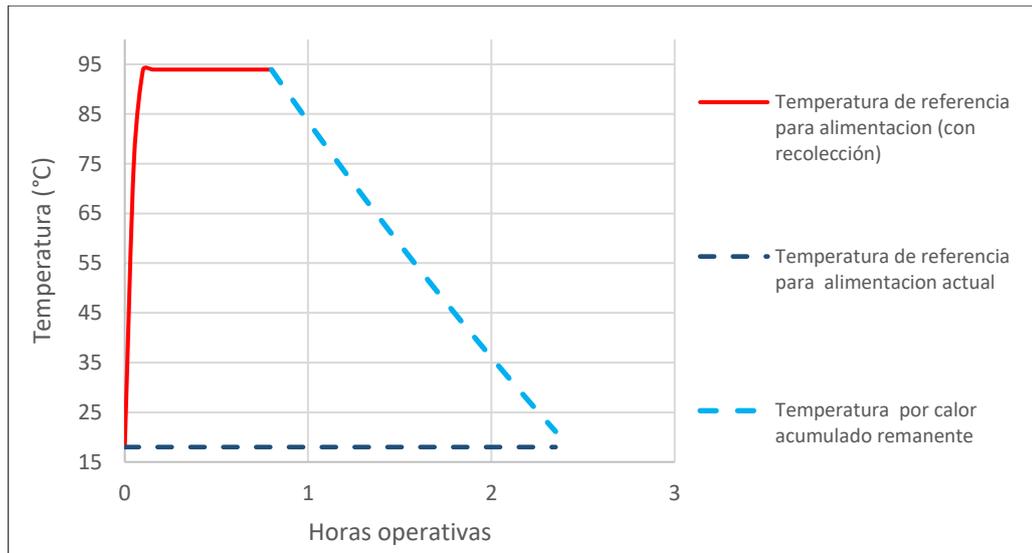


Ilustración 4-73: Decremento de la temperatura posterior a la inyección vapor en tanque de alimentación

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.12.8.2. Recolección de condensados por gravedad durante el proceso de acondicionado

Otra propuesta complementaria sugeriría que mientras el aceite de palma ya ha sido calentado y puesto a punto para su distribución y con la incorporación de aislamiento térmico ECO 5a;5b;5c manteniendo el calor acumulado; los condensados pueden ser dirigidos hacia el tanque de alimentación por un tiempo medido dependiendo de las circunstancias (sensor de temperatura en tanques de aceite). Cuando los tanques empiecen a requerir calor ya sea después de un par de horas, el condensado puede redirigirse como usualmente se realiza por L1 y L2. Se estima el decremento de la temperatura interna en un intervalo de 2-3 horas incluyendo el flujo de condensados como entrada al tanque de alimentación.

$$\frac{dT_{out}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{in1}}{V\rho C_p} + \frac{\dot{Q}_{in2}}{V\rho C_p} - \frac{\dot{Q}_{out}}{V\rho C_p} - \frac{(UA)_s}{V\rho C_p} (T_{\infty} - T_{out})$$

$$T_f = T_o = T_{out}$$

$$\dot{Q}_{in1} = \dot{m}_{in}(C_p T_{in} - T_f) = \frac{m_o \bar{C}_p (T_f - T_o)}{t} = 0$$

$$\dot{Q}_{in2} = \dot{m}_{cond}(h_{fg} - T_f) = \frac{m_o \bar{C}_p (T_f - T_o)}{t} = 0$$

$$\dot{m}_{in}(C_p T_{in} - T_f) = \dot{m}_{cond}(h_{fg} - T_f)$$

$$C_p T_{out} = C_p T_f = \frac{m C_p T_{in} - m_{cond} h_{fg}}{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{cond}}$$

$$\frac{dT_{out}}{dt} = - \frac{\dot{m}_{out} \left(\frac{\dot{m}C_p T_{in} - \dot{m}_{cond} h_{fg}}{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{cond}} \right)}{\bar{V} \bar{\rho} C_p} - \frac{(UA)_s}{\bar{V} \bar{\rho} C_p} (T_{out} - T_{\infty})$$

$$h_{fg} = 642.783 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \frac{\text{MJ}}{1000 \text{ KJ}} = 0,6428 \text{ MJ/kg}$$

$$\frac{dT_{out}}{dt}$$

$$= - \frac{\left(\frac{329,4 \text{ kg}}{\text{h}} \right) \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}} \right) \left(\frac{\left(\frac{329,4 \text{ kg}}{\text{h}} \right) \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}} \right) \left(\frac{4,186 \times 10^{-3} \text{ MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) (18^\circ\text{C}) - 14,13 \text{ kg/h} \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}} \right) 0,6428 \text{ MJ/kg} \right)}{\left(\frac{329,4 \text{ kg}}{\text{h}} \right) \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}} \right) - 14,13 \text{ kg/h} \left(\frac{\text{h}}{3600\text{s}} \right)}$$

$$= - \frac{0,1448 \text{ m}^3 \left(983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(4,19 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right)}{0,1448 \text{ m}^3 \left(983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(4,19 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) T_{out} + \frac{2,51 \times 10^{-5} \frac{\text{MJ}}{\text{s}^\circ\text{C}}}{0,1448 \text{ m}^3 \left(983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(4,19 \times 10^{-3} \frac{\text{MJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right)} (23^\circ\text{C})$$

$$\frac{dT_{out}}{dt} + 4,2086 \times 10^{-5} = 2,9732 \times 10^{-4} T_{out}$$

$$T_{out} = 7,06458 + 86,9364 (e^{-4,2086 \times 10^{-5} t})$$

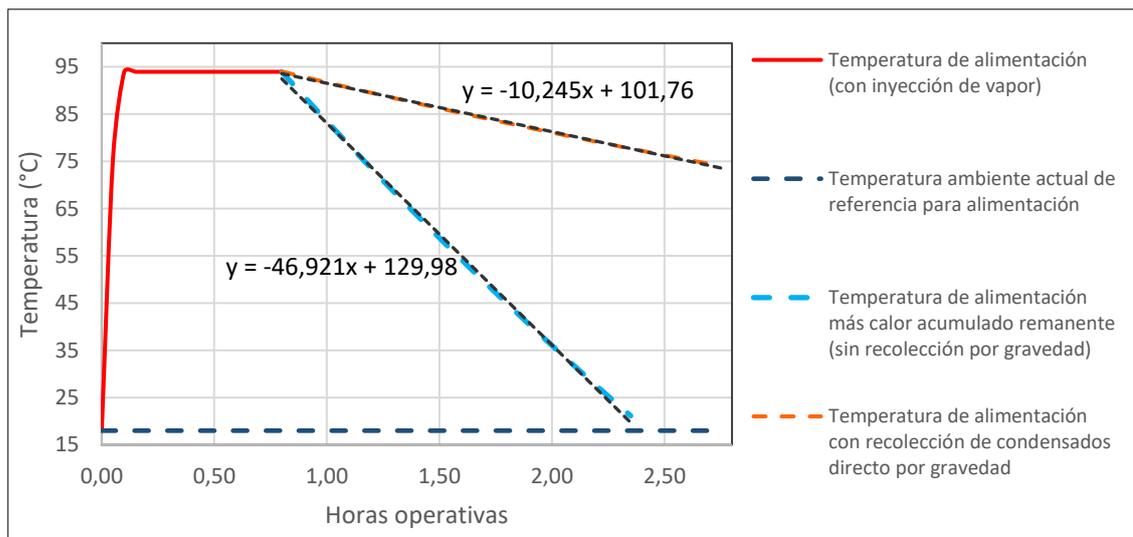


Ilustración 4-74: Comparación decremento de temperatura con y sin inyección de condensados directamente por gravedad

Realizado por: Vaca, S., 2023

Por último, sin flujo de condensado y despreciando el termino de acumulación de masa:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}:$$

$$\frac{dT_{out}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{in}}{\bar{V} \bar{\rho} C_p} - \frac{\dot{Q}_{out}}{\bar{V} \bar{\rho} C_p} - \frac{(UA)_s}{\bar{V} \bar{\rho} C_p} (T_{\infty} - T_{out})$$

$$T_{out} = 18,3087 + 55,6913 e^{-0,00068492t}$$

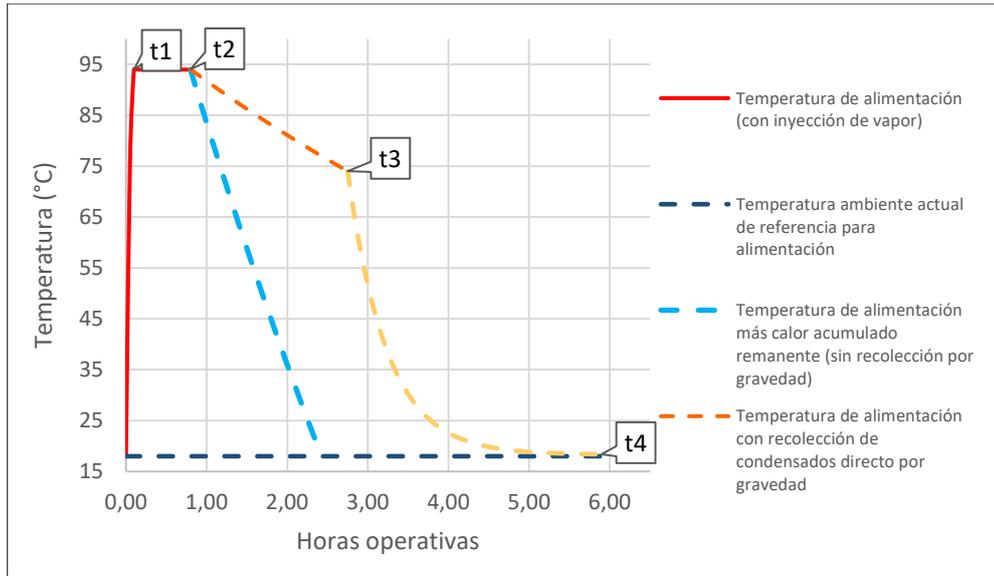


Ilustración 4-75: Calor total acumulado durante la inyección de vapor y con/sin recolección condensad por gravedad

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.12.8.3. Ahorro energético y económico

El calor ahorrado vendría definido entonces siendo el área bajo las curvas por una integración por partes, $t = 0, t = t_5$ de las funciones en trozos conocidos los intervalos de acuerdo con el grafica

$$Q_{\text{ahorr}} = f(t) = \begin{cases} \dot{m}C_p(T_{(t)} - T_{\text{ref}}) & 0 \leq t \leq 0,1 \\ \dot{m}C_p(T_{(t)} - T_{\text{ref}}) & 0,1 \leq t \leq 0,8 \\ \dot{m}C_p(T_{(t)} - T_{\text{ref}}) & 0,8 \leq t \leq 2,75 \\ \dot{m}C_p(T_{(t)} - T_{\text{ref}}) & 2,75 \leq t \leq 5,9 \end{cases}$$

Anexando todas las ecuaciones de temperatura frente al tiempo de los gráficos anteriores y dado que todos los cálculos están en segundos, se tiene:

$$f(t) = \begin{cases} \frac{329,4(4,19 \times 10^{-3})}{3600} ((-0,0006t^2 + 0,4282t + 18) - 18) & 0 \leq t \leq 360 \\ \frac{329,4(4,19 \times 10^{-3})}{3600} ((93,94) - 18) & 360 \leq t \leq 2880 \\ \frac{329,4(4,19 \times 10^{-3})}{3600} ((7,06458 + 86,9354(e^{-4,4685 \times 10^{-5}t}) - 18) & 2880 \leq t \leq 9900 \\ \frac{329,4(4,19 \times 10^{-3})}{3600} ((18,3087 + 55,6913e^{-6,8492 \times 10^{-4}t}) - 18) & 9900 \leq t \leq 21240 \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
Q_{\text{ahorr}} &= \frac{329,4(4,19 \times 10^{-3})}{3600} \left\{ \int_0^{360} (-0,0006t^2 + 0,4282t + 18) - 18) dt + \int_{360}^{2880} ((93,94) - 18) dt \right. \\
&\quad + \int_{2880}^{9900} ((7,06458 + 86,9354(e^{-4,4685 \times 10^{-5}t}) - 18) dt \\
&\quad \left. + \int_{9900}^{21240} (18,3087 + 55,6913e^{-6,8492 \times 10^{-4}t}) - 18) dt \right\} \\
&= \frac{329,4(4,19 \times 10^{-3})}{3600} \left\{ \left(\frac{-0,0006t^3}{3} + \frac{0,4282t^2}{2} \right) \Big|_0^{360} \right. \\
&\quad + (75,94t) \Big|_{360}^{2880} + \left((-10,9354t + \frac{86,9354}{-4,4685 \times 10^{-5}} (e^{-4,4685 \times 10^{-5}t})) \right) \Big|_{2880}^{9900} + (0,3087(t) \\
&\quad \left. + \frac{55,6913}{-6,8492 \times 10^{-4}} e^{-6,8492 \times 10^{-4}t} \right) \Big|_{9900}^{21240} \Big\} \\
&= \frac{329,4(4,19 \times 10^{-3})}{3600} \{ [18416,16] + [191368,8] + [383814,17] + [3592,95] \} = 228,95 \text{ MJ}
\end{aligned}$$

Dado que el mezclado y los flujos de energía se asumieron “idealmente”, se multiplica por FC por asunciones del 75%.

$$\begin{aligned}
A_{\text{ECO-6}} &= 228,95 \frac{\text{MJ}}{\text{día}} (0,75) \left(\frac{5 \text{ día}_{\text{ope}}}{\text{semana}} \right) \left(\frac{4 \text{ semanas}}{\text{mes}} \right) \left(\frac{12 \text{ mes}}{\text{año}_{\text{ope}}} \right) = 41,211,00 \text{ MJ/año}_{\text{ope}} \\
C_{\text{ECO-5}} &= \frac{41,211,00 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}} \left(\frac{\text{kg}}{43,259 \text{ MJ}} \right) \left(\frac{\text{m}^3}{836,7 \text{ kg}} \right) \left(\frac{264,172 \text{ gal (US)}}{\text{m}^3} \right)}{0,8304} = 362,21 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{\text{ope}}} \\
\$_{\text{ECO-5}} &= 362,21 \frac{\text{gal}}{\text{año}_{\text{ope}}} \left(\frac{3,14 \text{ USD} * 1,3}{\text{gal}} \right) = 1478,56 \frac{\text{USD}}{\text{año}_{\text{ope}}}
\end{aligned}$$

4.12.8.4. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

El condensado resultante drenado particularmente para el periodo del precalentamiento resulta en su mayoría frío, este puede ser desechado o redirigido, el condensado útil en equilibrio térmico puede ser descargado por una trampa de flotador termostática y dirigido por una tubería de gravedad en tanto que el vapor se dirigirá por otra línea por diferencia de densidades para ser inyectado en el tanque realimentación.

La descarga automática del condensado frío se puede lograr con la instalación en paralelo de una trampa de vapor de temperatura fija (Fixed Temperature Discharge Steam Trap), la cual, por ejemplo, puede ser instalada para abrir y descargar condensado con temperatura inferior a 50°C y se cerrará automáticamente cuando detecte temperaturas superiores.

Una línea de drenaje para condensado ½ de pulgada, conexiones de trampas de vapor tubería de ½ es la más conveniente. Mientras que la tasa de condensado en llama baja en la calefacción de

aceite de palma promedio a la salida de L1 y L2, se agrega por un factor de 1,7 ya la línea debe ser capaz de acarrear a una velocidad adecuada también la tasa producida en llama alta.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{comd}} &= 58,26 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 1,7 = 100 \text{ kg/h} \\ x_{\text{flash}} &= 0,1127 \\ \dot{v} &= 2.05451 \text{ m}^3/\text{kg} \\ D_{l-v} &= \sqrt{\frac{354(100 \text{ kg/h})(0,1127)(2.05451 \text{ m}^3/\text{kg})}{8 \text{ m/s}}} = 32\text{mm} = \text{NPS } 1 \frac{1}{4}\end{aligned}$$

La tasa de vapor promedio a la salida de L1 y L2 en las mismas condiciones operacionales a presión promedio de 76,8 psia

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{vapor}} &= 321,71 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0,819 * 1,7 = 448 \text{ kg/h} \\ \dot{v} &= 0.35506 \text{ m}^3/\text{kg} \\ D_v &= \sqrt{\frac{354(\dot{m}_v)(\dot{v}_v)}{v}} = \sqrt{\frac{354(448 \text{ kg/h})(0.35506 \text{ m}^3/\text{kg})}{20 \text{ m/s}}} = 53\text{mm} = \text{NPS } 2\end{aligned}$$

Para una tubería con caída por gravedad desde el manifold superior cerca al acondicionado:

$$D_{l-v} = \sqrt{\frac{354(15 \text{ kg/h})(0,1127)(2.05451 \text{ m}^3/\text{kg})}{8 \text{ m/s}}} = 12,40\text{mm} = \text{NPS } \frac{1}{2}$$

Debido a que la calefacción del aceite solo consume una parte mínima del calor latente en el equilibrio térmico y también dado que la tasa de condensados en precalentamiento(frio) se puede desechar no resulta muy atractiva instalar una línea seca de condensado 1 ¼ únicamente por 1 o 2 horas de precalentamiento y calefacción ya que la demanda térmica es mínima. Tampoco compensaría el instalar una bomba de condensados para elevar esta carga de condensado mínima hacia el tanque de alimentación. Si la pendiente entre la planta y el tanque receptor es adecuada se puede hacer uso así mismo de una tuerca que drene por gravedad.

Dado que solo se considera útil la línea para condensados por gravedad y la línea para inyección de vapor, más el re-arreglo de trampas y un sistema de control de temperatura y regulación de flujo de vapor; a continuación, se presentan los requerimientos básicos y costos estimados para el concepto alternativo de recuperación más factible., por otro lado, se mencionan los equipos opcionales o tentativos que no se suman al costo previsto para el sistema

Tabla 4-76: Costo de implementación concepto alterativo para recuperación y recolección de condensados

Cantidad/Longitud		Descripción	Valor unitario	Valor total
2		Trampa de vapor F&T atornillada TLV	79,05	158,10
4		Válvula de bola ½" Atornillada TLV	8,63	34,52
-		Válvula de bola 1 ¼" Atornillada TLV	34,50	-
2		Válvula de bola 2" Atornillada TLV	69,00	138,00
2		Válvula de venteo automática Atornillada TLV	99,99	199,98
-		Separador de vapor Bridado Spirax Sarco	1377,60	-
-		Bomba de condensado (opcional) TLV	2323,30	-
2		Filtro atornillado	12,00	24,00
1		Válvula de globo para vapor 2" bridada	314,69	314,69
1		Inyector de vapor Spirax Sarco roscado	1557,52	1.557,52
2		Válvula anti sifón o rompedora de vacío atornillada TLV	75,25	150,50
-		Trampa de vapor temperatura fija roscada TLV	262,30	-
1		Válvulas check 2" roscada TLV	264,72	264,72
1		Válvula check ½" roscada TLV	93,74	93,74
	32,5 m	Tubería ½ Schedule 80	3,47/m	112,80
	40 m	Tubería 2" Schedule 40	20,80/m	832,00
	0	Tubería 1 ¼ Schedule 80 (opcional)	14,40/m	0
Sub costo de compra				3880,57
Sub costo de entrega			Factor *(1+0,20)	4656,68
+IVA 12%				5215,48
Sub costo por instalación		Mano de obra + (2*US\$ 450)		6115,48
Sub costo Inst. + integración de líneas		Codos, uniones, bridas, reductores, etc.	Chilton factor * (1+0,10)	6727,03
Sub costo Inst. + control e instrumentación)		-Manómetros de presión - medidores de flujo - Sistema de control *(índex precios actual)		
Costos totales				6727,03
Costos totales + ingeniera,			Chilton factor *(1+0,15)	7736,08

construcción y contingencias			
Capital Fijo Estimado (<i>CImp</i>)			7736,08
Precisión de estimación	Nivel 3 (estudio preliminar sin PIDs)	Error ±25%	5800 - 9700

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$SP_{ECO-5} = \frac{USD\ 7736,08}{1.478,56\ USD/año_{ope}} = 5,2\ años$$

4.12.9. (ECO-7) Incorporación de aislamiento térmico removible en área delantera y trasera de caldera

Reduciendo el 43% de las pérdidas de calor en caldera con aislamiento de las zonas mencionadas, tanto las pérdidas de calor estacionaria en caldera como perdidas cíclicas decrecen, mientras que las demás pérdidas de calor se mantuvieron constantes:

Tabla 4-77: Reducción de perdida de calor con ECO-7

Sub-sistema	Galones	MJ	%
Pérdidas de calor cíclicas en caldera	141,62	19.403,68	2,93%
Pérdidas de calor estacionarias en caldera	756,51	103.651,05	15,64%
Sub-Total	898,13	123.054,73	18,57%

Realizado por: Vaca, S., 2023

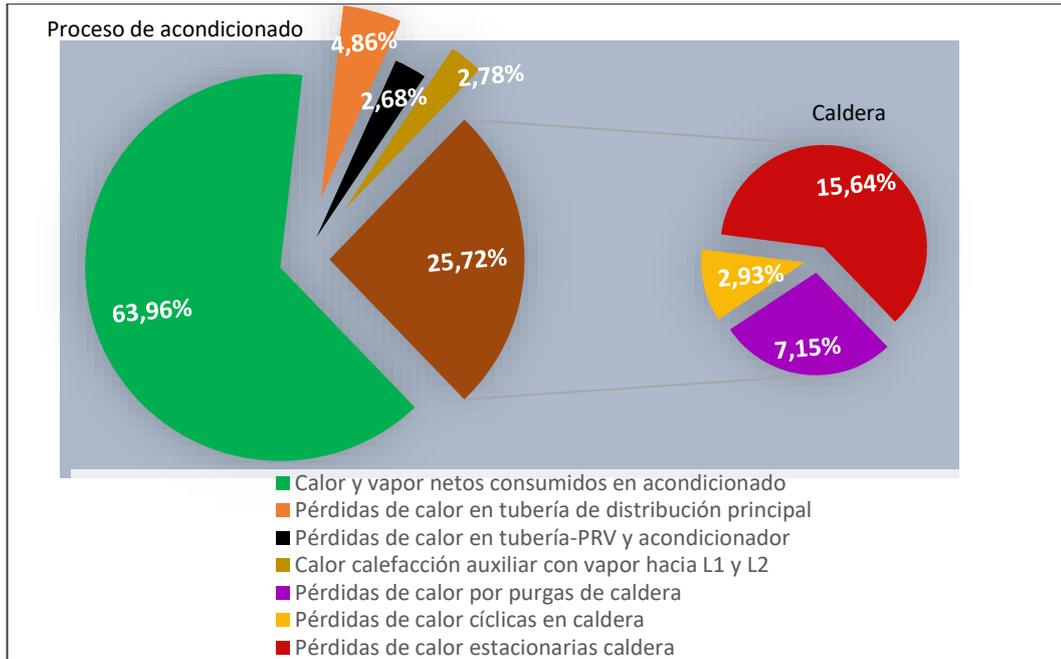


Ilustración 4-76: Consumo de combustible y energía térmica para sustentar la carga térmica de acondicionado con ECO-7

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.12.9.1. Ahorro energético y económico

Reemplazando de la tabla las pérdidas de calor estacionarias y cíclicas.

$$A_{ECO-8} = [(115.758,33 + 27.103,23)\text{MJ/h} - 123.054,73 \text{ MJ/h}] * 1,6979 = 33.630,02 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$C_{ECO-8} = 245,45 \text{ gal/año}_{\text{ope}}$$

$$\$_{ECO-8} = 1.001,94 \text{ USD/año}_{\text{ope}}$$

4.12.9.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación

El costo de implementación aproximado es de 130,00 USD de acuerdo a la bibliografía por un factor FC=2,5 por importación, impuestos, instalación, etc.

$$SP_{ECO-4c} = \frac{130,00 \text{ USD} * 2,5}{1.001,94 \text{ USD/año}_{\text{ope}}} * 12 = 3,8 \text{ meses}$$

4.12.10. (ECO-8) Incorporación de aislamiento térmico removible en sistema acondicionador-PRV

4.12.10.1. Ahorro energético y económico

Conociendo de antemano que al menos el 30% de las pérdidas de calor en esta zona pueden ser mitigadas de 12,44MJ/h a 8,71MJ/ con la incorporación de aislamiento removible en una longitud equivalente de 6metros. Realizado este cambio en el modelo iterativo, con respecto a la tabla 84-4 se reducen las pérdidas estacionarias en caldera y aumentan ligeramente las perdidas cíclicas debido a la reducción la carga térmica

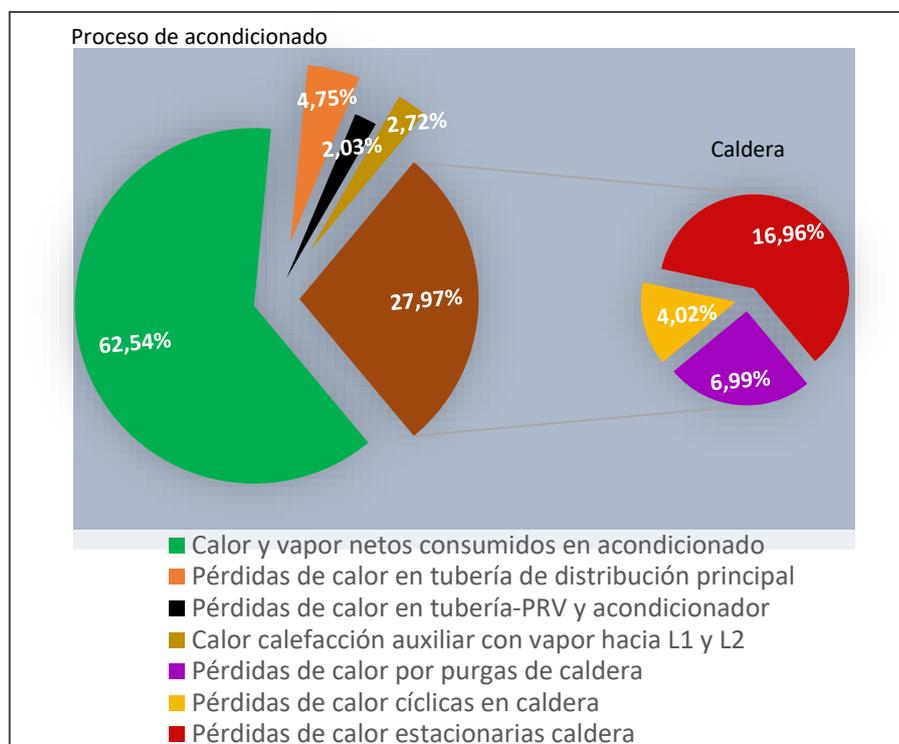


Ilustración 4-77: Consumo de combustible y energía térmica que sustenta la carga térmica de acondicionado con ECO-8

Realizado por: Vaca, S., 2023

Tabla 4-78: Reducción de perdida de calor con ECO-8

Sub-sistema	Galones	MJ	%
Pérdidas de calor en tubería-PRV y acondicionador	100,19	13.726,90	2,03%
Pérdidas de calor cíclicas en caldera	198,90	27.252,12	4,02%
Pérdidas de calor estacionarias en caldera	839,06	114.961,20	16,96%
Sub-Total	1138,15	155.940,22	23,01%

Realizado por: Vaca, S., 2023

$$A_{ECO-8} = [(17.778,73 + 27.103,23 + 115.758,33) - 155.940,22]MJ * 1,6979 = 7980,30 \frac{MJ}{año_{ope}}$$

$$C_{ECO-8} = 58,25 \frac{gal}{año_{ope}}$$

$$\$_{ECO-8} = 237,76 \frac{USD}{año_{ope}}$$

4.12.10.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación

EL costo representativo es 70USD por metro cuadrado de aislamiento y factor estimado de 1,3 por importación:

$$IC_{eco-8} = \pi(0,065m) * 6m * \frac{70 \text{ USD}}{m^2} * 1,3 = 111,50 \text{ USD}$$

$$SP_{ECO-8} = \frac{111,50 \text{ USD}}{237,76 \frac{USD}{año_{ope}}} * 12 = 5,6 \text{ meses}$$

4.13. Análisis de medidas de oportunidades de mejoramiento de procesos

4.13.1. (PIO-1) Reducción de la tasa de entrega de combustible en llama baja

Al reducir la tasa de flujo de combustible, la caldera tendría menos arranques/paradas, se reducirían los picos de sobre generación, y esta tendrá un funcionamiento relativamente más frío ya que la salida los gases saldrían a menor temperatura. Del anexo U, se puede identificar que el modelo Riello RL-7 puede tolerar tres tamaños de boquillas inferiores a la actualmente dispuesta: 6GPH, 5,5GPH y 5GMH.

Con la intención de reducir el tiempo que el quemador permanece apagado debido al efecto del sobredimensionamiento; la cadera aumentaría el tiempo que el quemador permanece activo debido a una menor energía de entrada y una variación de la energía interna más lenta lo que reduciría las pérdidas cíclicas estimadas entre 3,02% y 3,35% del consumo total de combustible al año. Sin embargo, al realizar esta labor se generaría un pequeño efecto rebote en la eficiencia estacionaria y una competencia entre pérdida y ganancia debido a dos causas principalmente que hay que considerar:

Cuando la tasa de entrega de combustible se reduce, por debajo del 50% de entrega para la capacidad máxima nominal de la caldera esto tiende a incrementar el requerimiento de aire en exceso, lo que ocasionaría una rebaja en la eficiencia estacionaria. Por el contrario, debido a la

compensación de un mayor tiempo de residencia de los gases de combustión que se mueven más lentamente por el interior de los tubos, aumenta la transferencia de calor y mejora la eficiencia de combustión en promedio 1%, esto se ve a continuación:

$$\frac{\dot{m}_{\text{comb nueva}}}{\dot{m}_{\text{co}}} = \frac{5\text{GPH}}{6,5\text{GPH}} = 0,7692$$

$$\eta_{\text{LBEPCS nueva}} = 5,2 + 8,69 + 0,01 - x + y$$

$$x = (3,06\%)(0,7692) * 50\% = 1,1769\%$$

$$\% \dot{Q}_{\text{cr}} = \% \dot{Q}_{\text{cr nom}} \sqrt{\frac{\dot{m}_{\text{comb nominal}}}{\dot{m}_{\text{comb real}}}}$$

$$y = 3,06\% \sqrt{\frac{27,79 \text{ kg/h}}{27,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}} (0,7692)}} = 3,4890\%$$

$$\eta_{\text{LBEPCS nueva}} = 100 - 5,2 - 8,69 - 0,01 + 1,1769 - 3,4890 = 83,79\%$$

Incorporando la nueva eficiencia al modelo iterativo se obtiene el siguiente resultados y ahorro:

Tabla 4-79: Galones netos consumidos por tipo de producto con PIO-1

Tipo de alimento	Capacidad de producción (toneladas/hora)	Producción bajo demanda (toneladas)	Galones Diésel	S (%)	Reducción de sobrediente ΔS (%) actual-nuevo
Lechones	4	430	329,53	54,58	9,69
Pollos	6,5	4.000	2.370,38	42,93	12,14
Cerdo	8	2.620	1.987,84	10,07	19,00
Cuyes	8	180	101,26	33,32	14,16
Ganado lechero	8	100	74,89	11,23	18,75
Total		7.330	4.863,90	-	
Promedio	6,9		-	30,43	14,72

Realizado por: Vaca, S., 2023

Se prevé que, al reducir el diámetro de boquilla de 6,5 GPH a uno de 5 GPH en llama baja, el grado de sobredimensionamiento promedio reduce de 45,15% a 30,43%, esto es debido a que el tiempo fraccional t_{on} aumenta logrando que la producción de vapor sea más acorde con la demanda real, esto a su vez reduce la cantidad de ciclos cortos de encendido y apagado: reduciendo las pérdidas de calor cíclicas de 3,97% a 2,81%, con un ligero decrecimiento en las pérdidas de calor estacionarias en caldera de 16,96% a 16,21%.

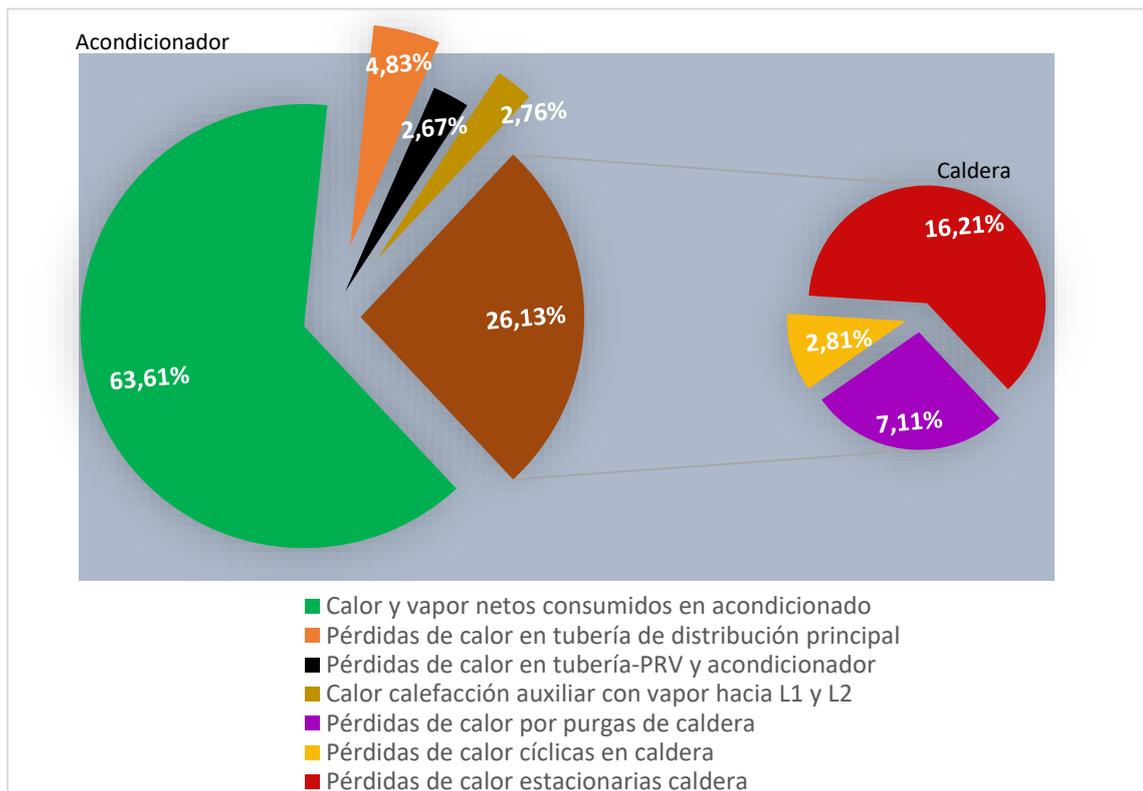


Ilustración 4-78: Consumo de combustible y energía térmica para sustentar la carga térmica de acondicionado con PIO-8

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.13.1.1. Ahorro energético y económico

Restando, multiplicando por la constante para referencia de consumo anual:

$$C_{PIO-1} = (4981,58 - 4863,90)gal * 1,6979 = 199,80gal$$

$$A_{PIO-1} = 27.375,47 MJ/año_{OPE}$$

$$\$/PIO-1 = 199,80gal \frac{(3,14 USD * 1,3)}{gal} = 815,62 USD/año_{OPE}$$

4.13.1.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

El costo de esta implementación consiste en el cambio de boquilla con un costo aproximado de 35 USD más la calibración del quemador a través de una empresa externa con un costo de 330,00 USD.

$$IC_{PIO-1} = 365,00 USD$$

$$SP_{PIO-1} = \frac{IC_{ECO-3a}}{\$/ECO-3a} = \frac{365,00 USD}{815,62 USD/año} * (12) = 6 meses$$

4.13.2. (PIO-2) Mejorar la eficiencia de producción

La capacidad de producción está limitada en la mayoría de casos por los cuellos de botella, al reducir el impacto de los cuellos de botella se reduce el tiempo para producir una cantidad x de alimento balanceado, de este modo, la caldera funciona con menos paradas y de forma más continua lo que aumenta la carga y reduce el sobredimensionamiento, sabiendo que la capacidad nominal de producción en términos ideales es de 15 toneladas/hora, sin embargo, alcanzar esta capacidad es difícil debido a factores intrínsecos de una producción en batches.

A continuación, se modela tres escenarios con un aumento o mejoramiento de la producción del 20%,30% y 50% y obtiene el ahorro esperado a volumen de producción constante de 7330 toneladas métricas, a través de combinación del balance de masa y energía con el modelo iterativo del quemador, eficiencia cíclica y vapor combustible.

En los productos que más vapor demandan como cerdos y lecheros, si se aumenta la capacidad de producción por encima del 50% del promedio, se prevé que se active automáticamente la llama alta, debido a esto, aunque a esa capacidad la caldera muestra sobredimensionamiento la eficiencia decrecerá alrededor del 3% por efecto del incremento de las pérdidas de calor cíclicas.

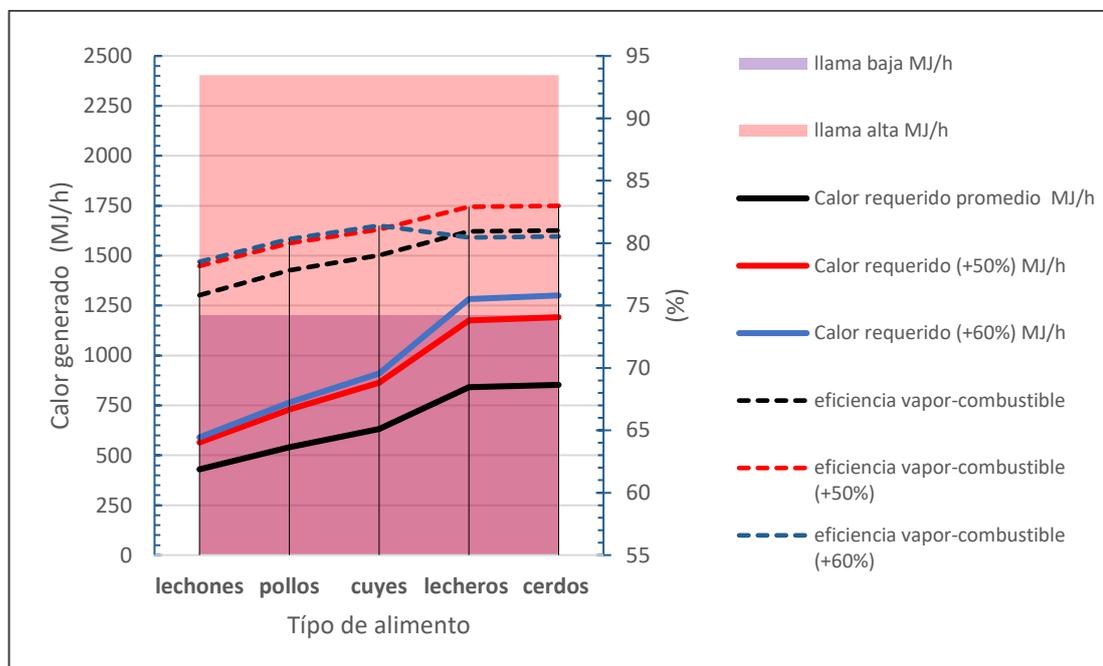


Ilustración 4-79: Incremento de capacidad de producción y eficiencia vapor combustible en llama alta y llama baja

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.13.2.1. Aumento en la capacidad de producción

Tabla 4-80: Reducción del consumo de combustible con el aumento de la capacidad de producción

Actual				+20%				+30%				+50%				
Producto	Capac. (kg/h)	Carga % Llama baja	Tonelaje (muestra)	Diesel (gal)	Capac. (kg/h)	Carga % Llama baja	Tonelaje muestra	Diesel (gal)	Capac. (kg/h)	Carga % Llama baja	Tonelaje muestra	Diesel (gal)	Capac. (kg/h)	Carga % Llama baja	Tonelaje muestra	Diesel (gal)
Lechón	4.000	35,73	7.330	336,99	4.800	40,52	7.330	318,46	5.200	42,64	7.330	309,39	6.000	46,93	7.330	295,11
Pollos	6.500	44,93		2.425,77	7.800	51,51		2.317,94	8.450	54,54		2.265,27	9.750	60,61		2.181,93
Cerdos	8.000	70,93		2.038,34	9.600	82,55		1.976,80	10.400	88,08		1.946,84	12.000	99,11		1.898,65
Cuyes	8.000	52,52		103,69	9.600	60,59		99,68	10.400	64,35		97,72	12.000	71,89		94,61
Lecheros	8.000	70,02		76,79	9.600	81,46		74,45	10.400	86,89		73,31	12.000	97,76		71,48
Promedio	6.900	54,83	-	-	8.280	63,33	-	-	8.970	67,30	-	-	10.350	75,26	-	-
Total	-	-	7.300	4.981,58			7.300	4787,33			7.330	4692,53		-	7.330	4.541,78

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.13.2.2. Ahorro energético

Un aumento del 25% de la capacidad de producción reduciendo el tiempo de paras y cuellos de botella, llegando a una capacidad de producción de 8700 kg/h. al año el ahorro de combustible representa:

$$C_{PI0-2} = (4.981,58 - 4.738,98)\text{gal} * 1,6979 = 411,91 \text{ gal/año}_{\text{ope}}$$

$$A_{PI0-2} = 56.436,46 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

$$\$_{PI0-2} = 1.681,41 \frac{\text{MJ}}{\text{año}_{\text{ope}}}$$

4.13.3. (PIO-3) Eliminar la dependencia del uso de llama alta

Al considerar el grado de sobredimensionamiento, se puede asumir injustificable el uso de llama alta, una manera indirecta de eliminar el uso de la llama alta es reducir la demanda de calor en la calefacción del aceite de palma, a través de la adición de aislamientos en el anterior de la planta y sensores de temperatura con actuadores en las válvulas para evitar innecesariamente una elevada carga que ejecute su activación automática.

A través del modelo iterativo se predice que la llama alta se activaría automáticamente en lecheros y cerdos cuando se apertura ya sea L1 o L2 al 100% (línea color ocre) y también se activaría para todos los productos si se apertura totalmente L1 y L2 (línea celeste) con la correspondiente eficiencia vapor combustible (líneas entrecortadas).

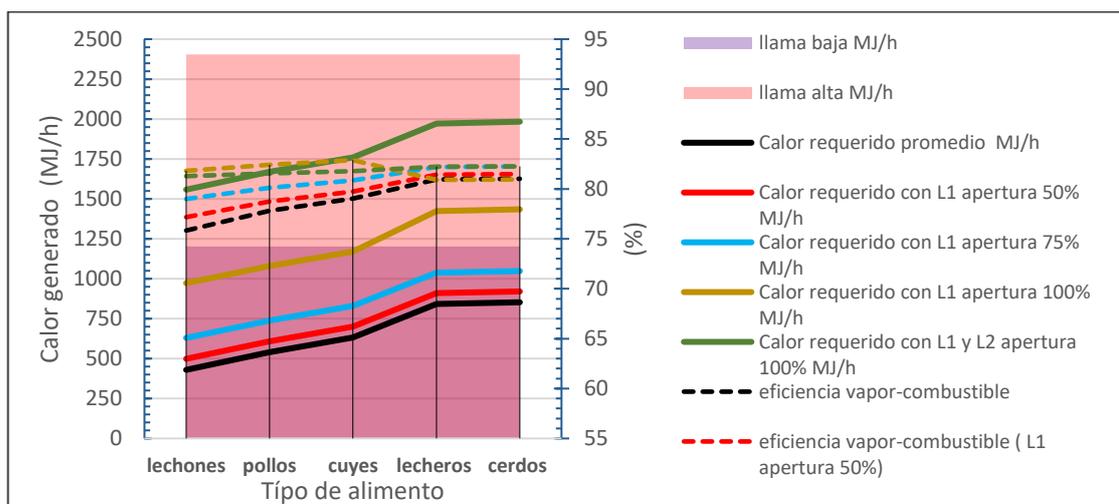


Ilustración 4-80: Aperturas de válvulas en L1-L2 y eficiencia vapor combustible en llama alta y llama baja

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.13.3.1. Ahorro energético y económico

Sin la utilización innecesaria de la etapa en llama alta:

$$C_{PI0-3} = (336,51 + 84,51) = 421,02 \text{ gal/año}_{ope}$$

$$A_{PI0-3} = 57.704,05 \text{ MJ/año}_{ope}$$

$$\$_{PI0-3} = 1.719,17 \text{ USD/año}_{ope}$$

4.13.3.2. Costo de implementación y tiempo de recuperación de inversión

La desactivación automática de la fase en llama alta no tiene un costo concreto, pero para garantizar su reducción completa requiere de medidas complementarias que reduzcan la demanda térmica como ECO-5a,5b,5c y un control automático de válvulas con sensor de temperatura en tanques.

4.13.4. (PIO-4) Descripción de un concepto alternativo para la distribución y recolección de condensados

Cuando el flujo de vapor de la línea principal se divide entre L1 y L2, si se toma en cuenta la disposición y configuración de las tuberías el caudal de vapor puede ser distinto en cada línea, primero debido a las diferencias de áreas en los segmentos de entrada, segundo por la variación en la densidad por efecto de fricción en dichos segmentos y tercero por efecto de la despresurización que ejercen una con respecto a otra. Para evitar describir matemáticamente, se asume densidad constante, esto se confirma cuando $Mach < 0,3$ y el flujo se comporta como “incompresible”.

$$Ma_{vapor} = \frac{\frac{\dot{V}_{max}}{A}}{316,2 \sqrt{k P_2 \frac{1}{\rho}}} = \frac{\frac{61,79 \frac{m^3}{h} \frac{h}{3600s}}{(1,9508 \times 10^{-4} m^2)}}{\left[316,2 \sqrt{1,113 (5,29536) \frac{1}{2,8164}} \right] m/s} = \frac{87,98 \text{ m/s}}{457,41 \text{ m/s}} = 0,1923 \text{ (incompresible)}$$

El flujo máximo es tanto para llama alta como para llama baja ya que se asume flujo obstruido
Para llama alta:

$$v_{L-1} = v_{L-2} = \frac{0,07663 \frac{kg}{s}}{\left(2,8164 \frac{kg}{m^3} \right) \pi \left(\frac{0,01576m}{2} \right)^2} = 87,99 \frac{m}{s}$$

A un diámetro nominal de ½ pulgada equivalente a 15,76 mm D.I, Se considera que la velocidad para direccionar vapor con condensado se está produciendo una velocidad excesiva, se procede a calcular una velocidad máxima operativa, teniendo en cuenta los posibles riesgos de golpe de ariete y corrosión.

4.13.4.1. Velocidad máxima de vapor para línea 1 y línea 2 en llama alta

El calcula anterior presenta una velocidad de vapor no recomendada para el transporte de vapor saturado (max 40 m/s), ni para vapor húmedo (max 25m/s) el valor es superior. Aun así, está dentro del límite máximo descrito en el que considera hasta un sesenta por ciento la velocidad sónica (Coker, Kayode 2007, p. 207). De todas maneras, la velocidad máxima posible conforme a API RP 14E (Practiclas Recomendadas para el Diseño e Instalación de Plataformas Marinas) Sani et al. (2019, p. 623) se procede a calcular la velocidad erosiva.

En el precalentamiento de tuberías el calentamiento es gradual la carga de condesado se reduce poco a poco y en su mayor parte se tiene parte liquida, cuando la caldera a alcanzado el equilibrio térmico se llega a producir el caudal de vapor usual requerido a la carga especifica de operación; en este punto es cuando las velocidades del vapor suelen ser las más altas y una mezcla bifásica puede llegar generar daño físico al sistema

Vapor más condensado recolectado por perdidas de calor derivado por by-pass hacia línea 1:

$$\%X_{L-1} = \frac{\bar{m}_{\text{vapor}}}{\bar{m}_{\text{vapor}} + \bar{m}_{\text{cond}}} * 100 = \left(\frac{174,04 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{174,04 \frac{\text{kg}}{\text{h}} + 14,15 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} \right) * 100 = 92,48 \%$$

Vapor más condensado por humedad coalescente teórica por by-pass hacia línea 2:

$$\%X_{L-2} = \frac{\bar{m}_{\text{vapor}}}{\bar{m}_{\text{vapor}} + \bar{m}_{\text{cond}}} * 100 = \left(\frac{174,04 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{174,04 \frac{\text{kg}}{\text{h}} + \frac{14,76 \text{kg}}{\text{h}}} \right) * 100 = 92,18 \%$$

La densidad a dicha calidad de vapor:

$$154,011^{\circ}\text{C} \Rightarrow \%X_{L-1} = 92,33 \% \Rightarrow \rho_{l-v} = 3,0499 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \Rightarrow 0.1904 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

La velocidad erosiva cuando el calentamiento es intermitente:

$$V_e = \frac{250}{\sqrt{\rho_{1-v}}} = \left(\frac{250}{\sqrt{0.1904}} \right) \frac{\text{ft}}{\text{s}} = 567,30 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \left(\frac{0,3048\text{m}}{\text{ft}} \right) = 174,63 \text{ m/s}$$

Si el proceso de calentamiento ocurriese continuamente, C=150 (Sani et al. 2019, p. 623)

$$V_e = \frac{150}{\sqrt{\rho_{1-v}}} = \left(\frac{150}{\sqrt{0.1904}} \right) \frac{\text{ft}}{\text{s}} = 343,76 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \left(\frac{0,3048\text{m}}{\text{ft}} \right) = 104,78 \text{ m/s}$$

Tabla 4-81: Velocidad actual en bypass y tubería aledaña de ½ pulgada y velocidad erosiva

Calefacción de aceite de palma ½ pulgada	Velocidad flujo max actual (m/s)	Velocidad erosiva (m/s)		Velocidad sugerida (m/s)
		Int.	Cont.	
Secciones: L 1 y L2 (Bypass, conexiones y tubería aledaña a la trampa de vapor y accesorios)	87,99	Int.	174,63	< 32,5 m/s
		Cont.	104,78	

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.13.4.2. Descripción de posibles acciones correctivas

En primer lugar, para evitar cualquier efecto negativo producto de la erosión por altas velocidades, se recomienda derivar las líneas desde la toma superior del manifold para que el vapor egrese seco mientras que los condesados se pueden drenar por gravedad hacía el tanque de alimentación de caldera directamente, una segunda opción sería trabajar siempre con menor caudal de vapor través de una válvula reguladora de caudal, ya que la válvula actual de bola no es adecuada para regulación de flujo a alta velocidades.

Segundo, para evitar que el líquido salga disparado a dicha velocidad hacia el área de tanques y calentamiento generando golpes de ariete principalmente en codos y tees, podría instalarse A) separador de vapor o línea de derivación para vapor seco B) trampa de vapor en paralelo o línea de derivación adicionales para recolección de condesado en precalentamiento C) trampas adicionales opcionales para proteger accesorios del daño por golpe de ariete

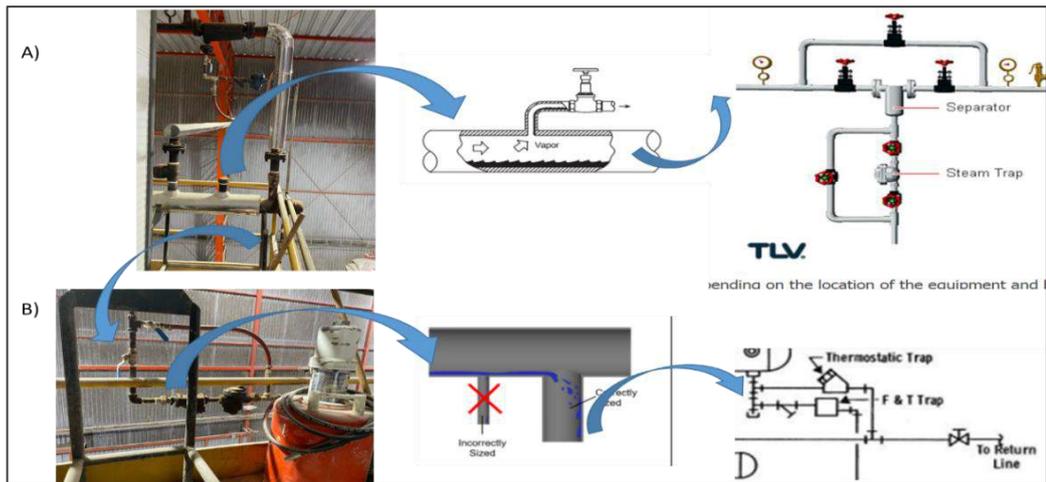


Ilustración 4-81: Concepto alternativo de conexiones para la recuperación y recolección de condensado aguas arriba

Realizado por: Vaca, S., 2023

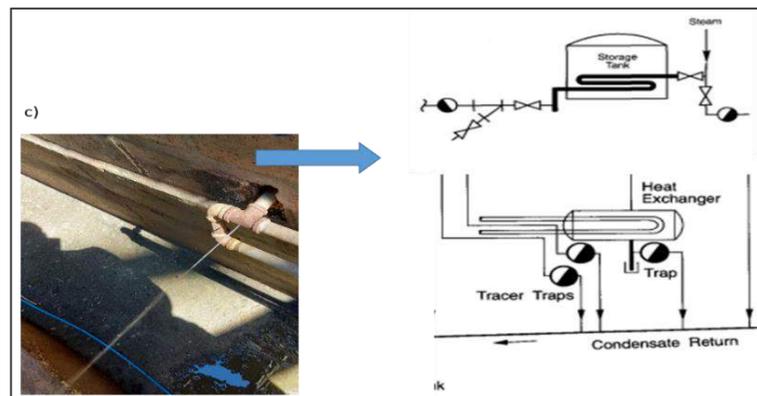


Ilustración 4-82: Concepto alternativo de conexiones para la recuperación y recolección aguas abajo

Realizado por: Vaca, S., 2023



Ilustración 4-83: Concepto alternativo para el drenaje de condensado en frío en el precalentamiento de tuberías y tanques

Fuente: (Spirax Sarco 2020d)

Se recomiendan las trampas de balde invertido para manejar cargas de condensado de tuberías principales, aledañas o de traceo. Como segunda opción una trampa de flotador y termostato también resulta apta, mientras que las trampas bimetalicas pueden ser colocadas a la salida de los tanques de almacenamiento de aceite y preestablecidas para que se abran a una temperatura en el que el líquido se haya subenfriado totalmente favoreciendo el aprovechamiento del calor sensible dentro de los serpentines, es importante que estas cuenten con buena capacidad de venteo si el sistema tiene una condición tipo batch.

Es importante conocer que si la trampa seleccionada no es apta para cargas bajas o demasiado bajas, la válvula mal funcionará permaneciendo cerrada para trampas de flotador, atrapando el condensado. En el mismo sentido, los vapores en la trampa de balde invertido permanecen abiertas en las mismas condiciones fugando vapor, por lo que es adecuado conocer la carga de condensado promedio para seleccionar aquella que mejor se adapte, así como, el ciclo de vida y manteniendo que mejor convenga según su aplicación.

4.14. Reporte final

4.14.1. Oportunidades de ahorro energético (ECOS)

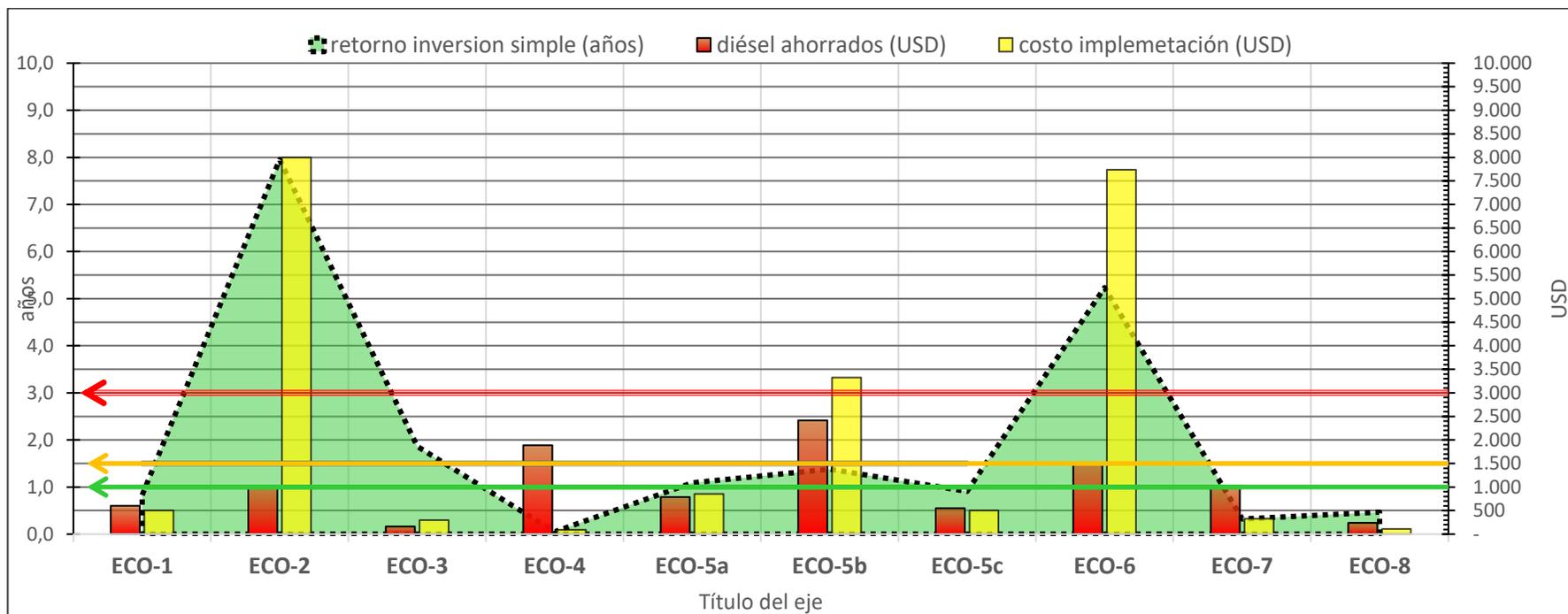


Ilustración 4-84: Oportunidades de ahorro energético (ECOs) Biopremix Cía. Ltda.

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.14.2. Oportunidades de mejora de procesos (PIOS)

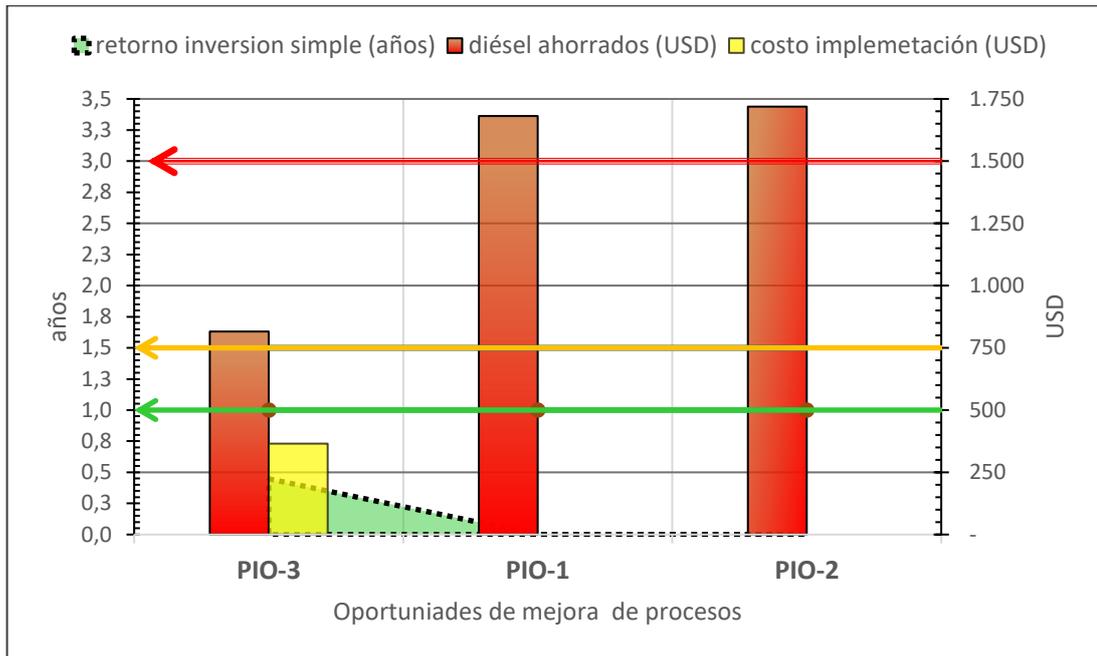


Ilustración 4-85: Oportunidades de mejora de proceso (PIOs) Biopremix Cía. Ltda.

Realizado por: Vaca, S., 2023

4.14.3. Factibilidad de ECOS y PIOS para Biopremix Cía. Ltda

Tabla 4-82: Priorización de implementaciones y mejoras ECOS y PIOS

Prioridad	Oportunidad	Ahorro combustible (USD)	Costo de inversión (USD)	Tiempo de recuperación	Comentarios/ recomendaciones
Atractivo/Altamente factible (SP ≤ 1,1 año)	ECO-4	1.887,46	90,02	2,3 semanas	
	ECO-7	1.001,94	325,00	3,4 meses	
	PIO-1	815,60	365,00	5,4 meses	
	ECO-8	237,76	111,50	5,6 meses	
	ECO-1	601,86	500,00	10,0 meses	
	ECO-5c	549,50	500,39	10,9 meses	
	ECO-5a	786,67	855,47	1,09 años	
	Total (SP ≤ 1,1 año)	5.880,78	2.747,37	5,6 meses	
Factible (SP ≤ 1,5 año)	ECO-5b	2.415,27	3.325,24	1,4 años	
	ECO-3	161,04	300,00	1,9 años	
	Total (SP ≤ 1,5 año)	2.576,31	3.625,24	1,4	
	Acumulado (SP ≤ 1,5 año)	8.457,09	6.372,61	9 meses	
A considerar (costos y SP no definido)	PIO-2	1.681,41	-	-	Puede o no requerir tecnología (sensor de temperatura y válvula/actuador)
	PIO-3	1.719,17	-	-	Requiere métodos y/o tecnologías para mejorar el proceso de fabricación actual
No atractivo/ Poco factible (SP ≥ 3 año)	ECO-6	1.478,56	7.736,08	5,23 años	
	ECO-2	1.005,85	8.000,00	7,95 años	

Realizado por: Vaca, S., 2023

CONCLUSIONES

- En inicio se realizó el diagnóstico y la valoración del estado actual de cada área que comprende el sistema a evaluar con respecto a una valoración de 0 a 100 a través de las listas de verificación, se obtuvieron los siguientes resultados: 35,30 puntos para las áreas caldera-tuberías aledañas y 23 puntos para las líneas L1 y L2; esto significa que en ambas se requieren realizar acciones correctivas urgentes. Las áreas de calefacción de aceite de palma y acondicionado tienen un puntaje de 50 cada una en consecuencia es necesario prever acciones correctivas, por otro lado, se ubica con 69,2 puntos al área de distribución principal de vapor, en esta se recomienda realizar una evaluación más profunda para hallar potenciales acciones correctivas.
- A través de balances de masa y energía en la caldera se determinó que la tasa de entrada de combustible es de 27,79 kg/h y se generan 372,02 kg/h de vapor en llama baja. En llama alta el combustible consumido es de 55,58 kg/h y se generan 702,19 kg/h de vapor. La eficiencia estacionaria en llama alta y en llama baja en base al poder calorífico superior es de 78,37% y de 83,04% respectivamente. En la tubería principal de vapor se obtienen entre 10,41 y 14,13 kg/h de condensado por pérdidas de calor, mientras que se identificó que el ciclo de concentración de la caldera es de 5,22 con lo que se necesita purgar 77,19 kg/h que equivalen a 43,66 MJ/h por pérdidas de calor en purgas.
- Por medio de balances de masa y energía en el acondicionador se calculó que en el acondicionado del alimento para lechón se consume 85,20 kg/h de vapor o 21,30 kg de vapor por tonelada métrica de este producto, en el alimento para pollo 127,30 kg/h o 19,59 kg/t, en el alimento para cerdo 232,56 o 29,07 kg/t, en el alimento para cuy 156,14 kg/h o 19,52 kg/t y en el alimento para ganado lechero 223,52 kg/h o 27,94 kg/t.
- En llama baja incluyendo la carga requerida para acondicionar, todas las pérdidas de calor hacia el acondicionador, la carga de vapor auxiliar hacia aceite de palma e iterando el tiempo fraccional del quemador en standby se estima que para producir alimento para lechón el flujo de energía necesario es de 429,50 MJ/h de esto 7,21% son pérdidas cíclicas en caldera y la eficiencia de servicio vapor combustible de caldera es 75,83%; en alimento para pollos la relación es 540,09 MJ/h, 5,21%; 77,83%; en alimento para cerdos 852,75 MJ/h, 2,03%, 81,01%; en alimento para cuyes 631,41 MJ/h, 4,03%, 79,01% y en alimento para ganado lechero 841,71 MJ/h 2,11%, 80,93%.

- De los 11.104,12 galones de diesel consumidos en el 2020 el 76,17 % o 8.458 galones se utilizaron para sustentar mínimamente la carga térmica del acondicionado y la calefacción estacionaria de aceite en equilibrio térmico, del cual se subdivide el consumo neto para acondicionado que se estima en 5.253,02 galones lo que corresponde al 47,31% del consumo total anual de combustible; en pérdidas de calor estacionarias de caldera se consumen 1.434,5 gal o el 12,92%; en pérdidas de calor cíclicas en caldera se pierden 335,87 gal o el 3,02%; por efecto de purgas de caldera se pierden 587,25 gal o el 5,29%; debido a pérdidas de calor en tubería de distribución principal se pierden 399,21 gal o el 3,60%; por pérdidas de calor en tubería-PRV y acondicionador se utilizan 220,32 gal o el 1,98%; como calor para calefacción auxiliar con vapor hacia L1 y L2 se consumen 228,08 gal o el 2,28%. y el valor de las perdidas incontables por diferencia se estiman en 9,79%
- El restante 14,03% se consume en los arranques de caldera de los cuales 379,04 gal o el 3,41% del consumo anual corresponde al arranque en frío de la caldera una vez por semana; el arranque de caldera en caliente una vez por turno consume 758,09 gal o el 6,83%, un porcentaje de 3,79% o 421,16 gal corresponde a la actuación automática o manual en llama alta. En los arranques el sistema y el aceite principalmente se precalienta hasta por 1,4 horas por día, de lo cual el calor absorbido representa 1,12% del total o 124,40 gal. Una vez alcanzado el equilibrio térmico las pérdidas estacionarias de calor son máximas y representan el 7,05% o 782,70 gal. Para calores residuales de combustión en arranque, vapor y condensado desperdiciado en el precalentamiento y los condensados desechados en equilibrio térmico de L1 y L2 representan el 2,19%, 2,67% y el 1,01% del calor anual consumido respectivamente.
- Se identificaron 10 ECOS y 4 PIOs, tales que ECO-4, ECO-7, PIO-1, ECO-8, ECO-1, ECO-5c y ECO-5a resultan ser medidas atractivas y factibles con un tiempo de recuperación menor a 1,1 años, el diesel que puede ahorrar por implementar este conjunto de medidas es de 5.880,78 galones al año, con una inversión estimada de 2.747,37 y un tiempo de recuperación 5,6 meses. ECO 5-b es una medida factible con un tiempo de recuperación de 2 años, por otro lado, ECO-6 y ECO-2 son medidas poco atractivas con un tiempo de recuperación mayor a 3 años. Aunque PIO-2 y PIO 3 tienen un potencial de ahorro de 3.400,58 galones al año, se consideran oportunidades de ahorro y mejora de procesos que carecen de información certera acerca de su costo de implementación. Finalmente, en PIO-4 se muestran alternativas al sistema actual de recuperación de condensados para favorecer la efectividad de recuperación y evitar golpes de ariete.

RECOMENDACIONES

- El análisis de rendimiento a diferencia de este trabajo puede ser re-analizado desde el prisma de la segunda ley de la termodinámica, es decir integrando el análisis exergético, tanto para la caldera de vapor como, distribución e intercambiadores de calor, esto arrojaría mejores relaciones entre transferencia de calor, caídas de presión, eficiencia y economía, lo que bien se denomina análisis termo económico además abarcando otras áreas como el secado y enfriamiento del pellet posterior al acondicionado y ampliaciones. Para esto hacer uso de herramientas que facilite y acortar el tiempo de trabajo utilizando simuladores como Interactive Heat Transfer, PhET, Aspen, DWSim etc.
- Ayudaría en gran manera a mejorar la precisión y la toma de decisiones poder trabajar con un software de gestión de energía como RETScreen o similares que faciliten el análisis a partir de pocos datos de entrada del rendimiento energético, facilitando la detección de oportunidades de ahorro, factibilidad técnica y económica de las medidas con la ayuda de bases de datos climatológicos globales satelitales del sitio y en tiempo real, además de base de datos de costos, materiales, proyectos ya ejecutados etc.
- Se recomienda instalar medidores de caudal de combustible y dentro de L1 y L2 donde escasamente se conocen la cantidad de flujo de paso en relación a PIO-4, además es bastante importante el instalar sensores de temperatura en los tanques en un lugar visible para los operadores; esto garantiza un consumo de energía más medido y la conservación de las propiedades y calidad del aceite de palma a la temperatura que dicta la normativa, además se reduce la probabilidad de daños por golpe de ariete y estrés térmico en las tuberías de calefacción.
- Se recomienda realizar un estudio sobre un posible cambio de matriz energética para ahorrar el costo en energético en la planta ya sea sustituyendo el combustible diesel por GLP o biomasa.
- Por último, se recomienda ejecutar una auditoria del consumo eléctrico con el fin de minorar su consumo, así como el tener en cuenta un estudio factible de cogeneración, almacenamiento de energía (baterías) o energías renovables para generación eléctrica a pequeña escala debido a la crisis energética que sufre el país para evitar paros en la producción por cortes de energía eléctrica.

BIBLIOGRAFÍA

1. **AFABA.** *AFABA - abril 2018.* AFABA [en línea]. 2018. [Consulta: 25 agosto 2020]. Disponible en: https://issuu.com/diegopenafiela/docs/afaba_abril/14
2. **AGUDELO, J., GUTIÉRREZ, E. y BENJUMEA, P.** “Experimental combustion analysis of a HSDI diesel engine fuelled with palm oil biodiesel-diesel fuel blends”. *Dyna rev.fac.nac.minas* [en línea] 2009, vol. 76 (159), [Consulta: 28 enero 2021]. ISSN 0012-7353. Disponible en: http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_abstract&pid=S0012-73532009000300011&lng=en&nrm=iso&tlng=es
3. **AITANI, A.M.** *Oil Refining and Products. Encyclopedia of Energy* [en línea]. New York: Elsevier, 2004. [Consulta: 6 octubre 2021]. ISBN 978-0-12-176480-7. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B012176480X00259X>
4. **ALAKALI, J., EZE, S. y NGADI, M.** “Influence of Variety and Processing Methods on Specific Heat Capacity of Crude Palm Oil”. *International Journal of Chemical Engineering and Applications* [en línea], 2012 (Taiwan), vol. 4 (5), págs. 300-302. [Consulta: 5 mayo 2021]. ISSN 2010-0221. Disponible en: <https://www.ijcea.org/show-40-460-1.html>
5. **ALI, M.E.** “Natural Convection Heat Transfer from Vertical Helical Coils in Oil”. *Heat Transfer Engineering* [en línea], 2007, vol. 27 (3), págs. 79-85. [Consulta: 14 agosto 2022]. ISSN 0145-7632. Disponible en: <https://doi.org/10.1080/01457630500458617>
6. **ALLES, G. y ANDRITZ GROUP.** *Conditioning for Pellet Quality & Feed Safety.* [blog]. S.l., 2014. [Consulta: 15 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.cgfa.org/publications.html>
7. **ALLIANZ RISK CONSULTING.** *Diesel fuel degradation* [en línea]. 2021. S.l.: s.n. Disponible en: <https://www.agcs.allianz.com/content/dam/onemarketing/agcs/agcs/pdfs-risk-advisory/tech-talks/ARC-Tech-Talk-Vol-22-Diesel-Fuel-Degradation-EN.pdf>
8. **ÁLVAREZ GONZÁLEZ, Neri Rafael.** Eficiencia energética en la red de distribución de vapor a través de la recuperación del condensado en una industria de alimentos. [en línea]. (Trabajo de titulación). Universidad de San Carlos de Guatemala. Ciudad de Guatemala-Guatemala. 2016. págs. 33-64. [Consulta: 19 agosto 2020]. Disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/35294582.pdf>
9. **AL-ZGOUL, Bassam.** “The Economic Thickness of Insulation for Steam Process Distribution Pipelines”. *Journal of Energy Technologies and Policy* [en línea], 2016, vol. 6

(2), págs. 18-28. [Consulta: 26 noviembre 2022]. ISSN 2225-0573. Disponible en: <https://iiste.org/Journals/index.php/JETP/article/view/28818>

10. **ARI-ARMATUREN**. *A Practical Guide to Steam and Condensate Engineering*. [en línea] 4ª ed. Germany. Schloß Holte-Stukenbrock: ARI-Armaturen GmbH & Co. KG, 2018. [Consulta: 14 febrero 2023]. Disponible en: https://bermo.com.br/arquivos/filemanager/downloads/informativos/A-Practical-Guide-to-Steam-and-Condensate-Enginnering_Bermo_Ari-Armaturen.pdf
11. **ARJONA AGUADO, Ana**. Revisión de métodos para la determinación de pérdidas y eficiencia energética en generadores de vapor [en línea]. (Trabajo de titulación) (Maestría). Universidad de Sevilla, Sevilla. Sevilla-España. 2009. págs. 3-83. [Consulta: 2021-02-10]. Disponible en: <https://idus.us.es/handle/11441/93221>
12. **ARSHAD, Muhammad; et al.** “Heat Transfer through Vertical Cylinder in Stationary Fluid”. *The Nucleus*, [en línea], 2020, (Pakistán), vol. 46 (3), págs. 177-181. [Consulta: 27 agosto 2021]. ISSN 0029-5698. Disponible en: <http://www.thenucleuspak.org.pk/index.php/Nucleus/article/view/943>
13. **BAHRANI, Seyed-Amir; et al.** “Physicochemical and crystalline properties of standard maize starch hydrothermally treated by direct steaming”. *Carbohydrate polymers*, [en línea], 2017, (France), vol. 157, págs. 380-390. [Consulta: 10 septiembre 2021]. ISSN: 0144-817. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0144861716311687>
14. **BALAJI, Chakravarthy; et al.** “Nusselt Number Correlations for Turbulent Natural Convection Flows Using Asymptotic Analysis of the Near-Wall Region”. *Journal of Heat Transfer-transactions of The ASME*, [en línea], 2006, (Germany), vol. 129 (8), págs. 1100-1105. [Consulta: 25 agosto 2021]. ISSN 0022-1481. Disponible en: <https://doi.org/10.1115/1.2737485>
15. **BALDELLI, Alberto; et al.** “On determining soot maturity: A review of the role of microscopy- and spectroscopy-based techniques”. *Chemosphere* [en línea], 2020, (Canadá), vol. 252, págs. 126532. [Consulta: 22 mayo 2023]. ISSN 0045-6535. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0045653520307256>
16. **BATEY, John; et al.** Direct measurement of the overall efficiency and annual fuel consumption of residential oil-fired boilers. Annual report, Fiscal Year 1977. Burner-boiler/furnace efficiency test project. [en línea], 1978, S.l.: Brookhaven National Lab.,

Upton, NY (United States of America). [Consulta: 10 septiembre 2020]. BNL-50853. Disponible en: <https://www.osti.gov/biblio/6483756>

17. **BELL & GOSSETT.** *Instruction manual: Inverted Bucket Steam Traps Series B* [en línea]. S.l: Xylem Inc., 2016. [Consulta: 25 enero 2022] Disponible en: <https://www.xylem.com/siteassets/brand/bell-amp-gossett/resources/manual/hs-208revi.pdf>
18. **BELMONT, Erica; et al.** “Accounting for water formation from hydrocarbon fuel combustion in life cycle analyses”. *Environmental Research Letters* [en línea], 2017, (United States of America), vol. 12 (9), págs. 094019 [Consulta: 16 marzo 2023]. ISSN 1748-9326. Disponible en: <https://dx.doi.org/10.1088/1748-9326/aa8390>
19. **BENNETT, George; et al.** “Space heating operation of combination boilers in the UK: The case for addressing real-world boiler performance”. *Building Services Engineering Research and Technology* [en línea], 2019, (United Kingdom), vol. 40 (1), págs. 75-92. [Consulta: 23 marzo 2023]. Disponible en: <https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1177/0143624418794552>
20. **BENTZ, Dale; et al.** “Thermal properties of high-volume fly ash mortars and concretes”. *Journal of Building Physics* [en línea], 2010, (United State of America), vol. 34 (3), págs. 263-275. [Consulta: 23 febrero 2022]. ISSN 1744-2591. Disponible en: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1744259110376613>
21. **BHATTACHARYYA, Subhes.** *Economía de la energía, Texto original: Conceptos, problemas, mercados y gobernanza* [en línea]. Londres-Inglaterra: Springer-Verlag, 2011. [Consulta: 2 octubre 2021]. ISBN 978-1-4471-6906-2. Disponible en: <https://www.springer.com/la/book/9781447169062>
22. **BIGLIANI, Giuseppe.** Why steam conditioning? *Engormix* [en línea]. 2007. [Consulta: 24 agosto 2020]. Disponible en: https://en.engormix.com/feed-machinery/feed-processing-manufacturing/why-steam-conditioning_a33674/
23. **BOHÓRQUEZ GUZMÁN, Roberto Daniel.** Auditoria energética al circuito de vapor y condensado de una planta de elaboración de café liofilizado. [en línea]. (Trabajo de titulación). Escuela Politécnica del Litoral, Guayaquil. Guayaquil-Ecuador. 2015. págs. 12-73. [Consulta: 2020-08-16]. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/31327>

24. **BOSCH COMPANY.** Insulation - Bosch Steam boiler planning Industrial Heat. *Robert Bosch GmbH*. [en línea]. 2020 [Consulta: 10 abril 2023]. Disponible en: <https://www.boiler-planning.com/en/efficiency/increasing-efficiency-at-the-boiler-and-system/insulation.html>
25. **CÁMARA DE INDUSTRIAS Y PRODUCCIÓN.** *Reunión del Comité de Eficiencia Energética*. [blog]. CIP - Cámara de Industrias y Producción, 2022. [Consulta: 24 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.cip.org.ec/2022/09/16/reunion-del-comite-de-eficiencia-energetica/>
26. **CAMPABADAL, C.A.; et al.** “Steam generation, control, and quality for feed manufacturing”. *Kansas State University* [en línea], vol. 2 (8), págs. 1-9. [Consulta: 15 marzo 2023]. Disponible en: https://img.feedstrategy.com/files/base/wattglobalmedia/all/document/2019/09/fs.2-8_Steam_Generation_Control_and_Quality.pdf
27. **CANADA, C.N.R. y CONSERVATION.** *Energy Savings Toolbox: An Energy Audit Manual and Tool* [blog]. S.l.: CIPEC-PEEIC. , C.I.P. for E., 2011. [Consulta: 16 febrero 2023]. ISBN 978-1-100-52658-4. Disponible en: <https://publications.gc.ca/site/eng/9.856168/publication.html>
28. **CAO, Eduardo.** *FOULING FACTORS* [en línea]. 1st Edition. New York-United States of America. McGraw-Hill Education, 2010. ISBN 978-0-07-162408-4. [Consulta: 17 marzo 2023]. Disponible en: <https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9780071624084/back-matter/appendix6>
29. **CARPENTER, Kevin. & KISSOCK, Kelly.** “Energy Efficient Process Heating: Insulation and Thermal Mass”. *SAE Technical Paper-SAE International* [en línea], 2006, (United States of America), págs. 1-10. [Consulta: 2 agosto 2021]. ISSN 2688-3627. Disponible en: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2006-01-0835/>
30. **CARPENTER, Kevin; et al.** “Common Boiler Excess Air Trends and Strategies to Optimize Efficiency”. *2008 ACEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings* [en línea], 2008, vol. 3, págs. 52-63. Whashington-USA: American Council for an Energy-Efficient Economy. [Consulta: 19 septiembre 2023]. ISBN 0-918249-58-9. Disponible en: <https://www.aceee.org/files/proceedings/2008/start.htm>
31. **CASTILLO-HERNÁNDEZ, Patricia; et al.** “Análisis de las propiedades fisicoquímicas de gasolina y diesel mexicanos reformulados con Etanol”. *Ingeniería, investigación y*

- tecnología* [en línea], 2012, (México), vol. 13 (3), págs. 293-306. [Consulta: 10 diciembre 2021]. ISSN 1405-7743. Disponible en: https://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1405-77432012000300004
32. **CHACÓN CORDERO, Fabiola.** Evaluación energética de una planta de alimentos balanceados para animales [en línea]. (Trabajo de titulación). Universidad de Costa Rica, Ciudad Universitaria Rodrigo Facio. San José-Costa Rica. 2015. págs. 25-48. [Consulta: 2020-08-14]. Disponible en: <https://catalogosiidca.csuca.org/Record/UCR.000020799>
33. **CHASE, Malcolm Jr.** *NIST-JANAF Thermochemical Tables Fourth Edition Part I, Al-Co* [en línea]. Gaithersburg-USA: National Institute of Standards and Technology, 1998. [Consulta: 15 enero 2022]. ISBN 1-56396-819-3. Disponible en: <https://www.nist.gov/srd/journal-physical-and-chemical-reference-data-monographs-or-supplements>
34. **CHÁVEZ Ghem; et al.** “Composición elemental de mezclas biodiésel-diésel y análisis de sus emisiones de combustión”. *FIGEMPA: Investigación y Desarrollo* [en línea], 2017, (Ecuador), vol. 4 (2), págs. 21-28. [Consulta: 21 enero 2021]. ISSN 2602-8484. Disponible en: <https://revistadigital.uce.edu.ec/index.php/RevFIG/article/view/66>
35. **CLEAVERBROOKS.** *Boiler Efficiency Guide: Facts you should know about firetube boilers and efficiency* [en línea]. Thomasville-USA: Cleaver-Brooks, Inc., 2010. [Consulta: 3 septiembre 2020]. Disponible en: <https://djconley.com/wp-content/uploads/2020/04/boiler-efficiency-guide.pdf>
36. **CODEX ALIMENTARIUS.** *SECTION 5. Codex Code of Practice for the Storage and Transport of Edible Fats and Oils in Bulk. Fats, Oils and Related Products vol. 8* [en línea]. 2ª ed. Rome-Italy: the Secretariat of the Joint FAO/WHO Food Standards Programme, 2001. [Consulta: 1 septiembre 2021]. Disponible en: <http://www.fao.org/3/y2774e/y2774e07.htm#bm7>
37. **COKER, Kayode.** *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants* [en línea]. Burlington-USA: Gulf Professional Publishing, 2007. págs. 69-102. [Consulta: 1 marzo 2023]. ISBN 978-0-7506-7766-0. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/book/9780750677660/ludwigs-applied-process-design-for-chemical-and-petrochemical-plants#book-description>
38. **COKER, Kayode.** *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants* [en línea]. Burlington-USA: Gulf Professional Publishing, 2007. págs. 133-302.

- [Consulta: 20 julio 2022]. ISBN 978-0-7506-7766-0. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/book/9780750677660/ludwigs-applied-process-design-for-chemical-and-petrochemical-plants#book-description>
39. **COLLIER, Ken.** Understanding long-term insulation efficiency. *Plant Engineering* [en línea]. 2006. [Consulta: 26 noviembre 2022]. Disponible en: <https://www.plantengineering.com/articles/understanding-long-term-insulation-efficiency/>
40. **COUPER, J.R.** *Process Engineering Economics* [en línea]. 1st Edition. New York-United States of America. CRC Press, 2003. ISBN 978-0-203-91139-6. [Consulta: 21 junio 2022]. Disponible en: <https://www.taylorfrancis.com/books/mono/10.1201/9780203911396/process-engineering-economics-james-riley-couper>
41. **COUPLAND, J.N. y MCCLEMENTS, D.J.** “Physical properties of liquid edible oils”. *Journal of the American Oil Chemists’ Society* [en línea], 1997, vol. 74 (12), págs. 1559-1564. [Consulta: 24 mayo 2022]. ISSN 1558-9331. Disponible en: <https://aocs.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1007/s11746-997-0077-1>
42. **CROFT, T.** *Steam boilers* [en línea]. S.l.: New York : McGraw-Hill, 1922. [Consulta: 2 mayo 2021]. Disponible en: <http://archive.org/details/steamboilers00crof>
43. **DESIGNING BUILDINGS WIKI.** *Indoor air velocity*. [blog]. 2021. [Consulta: 17 septiembre 2021]. Disponible en: https://www.designingbuildings.co.uk/wiki/Indoor_air_velocity
44. **DIESEL.NET.** *Combustibles: Estados Unidos*. [blog]. 2008. [Consulta: 7 octubre 2021]. Disponible en: <https://dieselnet.com/standards/us/fuel.php>
45. **DİNÇER, S.** “Available energy analysis”. *Energy Conversion and Management* [en línea], 1985, vol. 25 (3), págs. 309-313. [Consulta: 22 mayo 2023]. ISSN 0196-8904. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0196890485900482>
46. **DOBSON, M.K; et al.** “Heat Transfer and Flow Regimes During Condensation in Horizontal Tubes”. *Air Conditioning and Refrigeration Center TR-57*, vol. 217 (1994), (United States of America), págs. 333-3115. [Consulta: 19 noviembre 2022]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/2142/10737>

47. **DOE.** *Improve your Boiler's combustion efficiency* [blog]. S.l.: s.n. U.S. Department of Energy, 2012. [Consulta: 10 febrero 2023]. Disponible en: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/steam4_boiler_efficiency.pdf
48. **DOF NOM-002 ENER-1995.** *Norma Oficial Mexicana. Eficiencia térmica de calderas paquete. Especificaciones y método de prueba.* [Consulta: 11 abril 2023]. Disponible en: https://www.dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=4886650&fecha=26/12/1995#gsc.tab=0
49. **DORAN, P.M.** *Chapter 9 - Heat Transfer* [en línea]. En: P.M. DORAN (ed.), *Bioprocess Engineering Principles (Second Edition)*. London: Academic Press, 2013. págs, 333-377. [Consulta: 21 julio 2021]. ISBN 978-0-12-220851-5. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780122208515000095>
50. **EIA.** *Glossary - U.S. Energy Information Administration (EIA)* [en línea]. 2017. [Consulta: 7 octubre 2021]. Disponible en: <https://www.eia.gov/tools/glossary/index.php?id=D>
51. **EIA.** Appendix A. *Monthly Energy Review* [en línea]. 2020. Disponible en: https://www.eia.gov/totalenergy/data/monthly/pdf/mer_a.pdf
52. **EL UNIVERSO.** Calidad del diésel varía según la ciudad en la que se comercializa. *El Universo* [en línea]. 2020. [Consulta: 17 enero 2021]. Disponible en: <https://www.eluniverso.com/noticias/2020/11/29/nota/8066245/combustibles-diesel-calidad-aire-refineria-petroecuador-noviembre>
53. **ELSHAMY, A.** “Condensation Of Flue Gases In Boilers”. *Journal of Science and Technology* [en línea], 2006, vol. 11 (1), págs. 3-12. [Consulta: 16 marzo 2023]. ISSN 2410-5163. Disponible en: <https://journals.ust.edu/index.php/JST/article/view/68>
54. **EMERSON.** *Yarway Industrial Steam Trapping Handbook* [en línea]. 2017. S.l.: Emerson Automatic Solutions. Disponible en: <https://www.emerson.com/documents/automation/yarway-steam-traps-en-us-3587464.pdf>
55. **EWIM, D.R.E.** Condensation inside Horizontal and Inclined Smooth Tubes at Low Mass Fluxes. (Trabajo de titulación). Universidad de Pretoria. Pretoria-Sudáfrica. 2019. [Consulta: 19 noviembre 2022]. Disponible en: <https://repository.up.ac.za/handle/2263/70236>
56. **FAIRCHILD, F.** *Feed Operations: Steam generation in the feed mill.* [blog]. 2016. [Consulta: 27 octubre 2021]. Disponible en: <https://www.world-grain.com/articles/7170-feed-operations-steam-generation-in-the-feed-mill>

57. **FAJARDO MUÑOZ, S.E. y PÁEZ FAJARDO, G.J.** “Simulación del tiempo de calentamiento del fuel oil para determinar la viscosidad óptima de bombeo”. *Ingenius. Revista de Ciencia y Tecnología* [en línea], 2016, (16), págs. 43-50. [Consulta: 26 mayo 2023]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/13813>
58. **FENERCOM.** *Calderas Industriales Eficientes*. [blog]. Madrid: Consejería de Economía y Hacienda, 2012. [Consulta: 8 septiembre 2020]. Disponible en: http://recursosbiblio.url.edu.gt/publicjlg/biblio_sin_paredes/fac_ing/Quimica/cald_efi_indus.pdf
59. **FLYNN, A.M.; et al.** *Kern's Process Heat Transfer*. 2nd ed, Wiley, 2019. ISBN 978-1-119-36364-4.
60. **FONO TAMO, R. y KOYA, O.** “Characterisation of Pulverised Palm Kernel Shell for Sustainable Waste Diversification”. *International Journal of Scientific & Engineering Research* [en línea], 2013, vol. 4 (4), págs. 6-10. [Consulta: 12 enero 2023]. ISSN 2229-5518. Disponible en: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:14624743>
61. **FREGOLENTE, P.B.L.; et al.** “REMOVAL OF WATER CONTENT FROM BIODIESEL AND DIESEL FUEL USING HYDROGEL ADSORBENTS”. *Brazilian Journal of Chemical Engineering* [en línea], 2015, vol. 32 (4), págs. 895-901. [Consulta: 17 marzo 2022]. ISSN 0104-6632. Disponible en: <https://www.scielo.br/j/bjce/a/frcbcdLNwSY48Lpz3mYkQjr/?lang=en>
62. **FRESNER, J.; et al.** "Energy efficiency in small and medium enterprises: Lessons learned from 280 energy audits across Europe". *Journal of Cleaner Production* [en línea], 2017, vol. 142 (4), págs. 1650-1660. [Consulta: 22 junio 2022]. ISSN 0959-6526. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0959652616319783>
63. **FUENTES-PILA, J.; et al.** *Best Practices for Improving Energy Efficiency (in agro-industries)*[en línea]. S.l.: s.n. TESLA project, 2015. [Consulta: 11 enero 2023]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/303767337_Best_Practices_for_Improving_Energy_Efficiency_in_agro-industries
64. **FUJII, T. y IMURA, H.** “Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination”. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [en línea], 1972. vol. 15 (4), págs. 755-764. [Consulta: 16 junio 2023]. ISSN 0017-9310. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0017931072901184>

65. **GARRETT, D.E.** *Chemical engineering economics*. New York: Van Nostrand Reinhold, 1989. ISBN 978-0-442-31801-7.
66. **GESTRA.** *Feedwater Deaerating Units* [en línea]. 2021. [Consulta: 22 enero 2023]. Disponible en: https://content.gestra.com/-/media/gestra/international/documents/en/dbl/sd-metric_en.ashx?rev=09b0289453f44d74987908149541db49
67. **GILMAN, G.F. y GILMAN, J.** *Boiler Control Systems Engineering*. 2da ed, 2010. ISBN 978-1-936007-20-2
68. **GIURCA, I.** "Calculation Of Heat Loss Through The Pipes Of The Interior Central Heating System". *Journal of Applied Engineering Sciences* [en línea], 2015. vol. 5 (2), págs. 29-36. [Consulta: 24 abril 2023]. Disponible en: <https://sciendo.com/article/10.1515/jaes-2015-0018>
69. **GOLATO, M.A.; et al.** "Metodología de cálculo de la eficiencia térmica de generadores de vapor". *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán* [en línea], 2008, Argentina, vol. 85 (2), págs. 17-31. [Consulta: 18 junio 2023]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/262589916_Metodologia_de_calculo_de_la_eficiencia_termica_de_generadores_de_vapor
70. **GREEN, D.W. y PERRY, R.H.** *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 8va ed. S.I.: McGraw Hill Professional, 2007. ISBN 978-0-07-159313-7.
71. **GUERRA, L. y GUILLÉN, J.** *Leyes de Eficiencia Energética en Latinoamérica y El Caribe* [en línea]. OLADE, Organización Latinoamericana de Energía, 2019. [Consulta 3 julio 2023]. Disponible en: <https://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/old0436.pdf>
72. **GURBUZ, Y.** "Heat Applications In Feed And Food Processing". *Journal of Animal Feed Science and Technology* [en línea], 2019, vol. 7 (2), págs. 93-98. [Consulta: 8 julio 2023]. Disponible en: https://www.rfpl.co.in/subscription/upload_pdf/Yavuz%20Gurbuz%206_10019.pdf
73. **GUTIÉRREZ, Francisco.** "Modeling of fire-tube boilers". *Applied Thermal Engineering* [en línea], 2011, (Spain), vol. 31 (16), págs. 3463-3478 [Consulta: 30 noviembre 2021]. ISSN 1359-4311. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431111003425>
74. **HADDAD, Cynthia; et al.** "Some Efficient Solutions to Recover Low and Medium Waste Heat: Competitiveness of the Thermoacoustic Technology". *Energy Procedia* [en línea],

- 2014, (Lebanon), vol. 50, págs. 1056-1069 [Consulta: 3 agosto 2021]. ISSN 1876-6102. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214008613>
75. **HALL, Stephen.** *Rules of Thumb for Chemical Engineers* [en línea] 5ª ed. Oxford-UK: Elsevier Science, 2012. págs. 375-385. [Consulta: 6 mayo 2023]. ISBN 978-0-12-387789-5. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/book/9780123877857/rules-of-thumb-for-chemical-engineers>
76. **HEAT GEEK.** *What is Boiler Modulation and Boiler Cycling?* [blog]. London-UK: Heat Geek Team, 2018. [Consulta: 23 marzo 2023]. Disponible en: <https://www.heatgeek.com/what-is-boiler-modulation/>.
77. **HESELTON, Kenneth.** *Boiler Operator's Handbook* [en línea]. Lilburn-USA: The Fairmont Press, Inc., 2005., págs. 93-106. [Consulta: 20 marzo 2023]. ISBN 0-88173-435-7. Disponible en: https://books.google.com.ec/books?id=8y0qRQI7XDEC&pg=PA1&hl=es&source=gbs_to_c_r&cad=2#v=onepage&q&f=false
78. **HIMMELBLAU, D.M.** *Principios básicos y cálculos en ingeniería química.* S.l.: Pearson Educación, 1997. ISBN 978-968-880-802-3.
79. **HUANG, B.J. y KO, P.Y.** “A System Dynamics Model of Fire-Tube Shell Boiler”. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* [en línea], 1994. vol. 116 (4), págs. 745-754. [Consulta: 5 agosto 2023]. ISSN 0022-0434. Disponible en: <https://doi.org/10.1115/1.2899274>
80. **HURST BOILER & WELDING COMPANY, INC.** *Scotch Marine Boiler / Three Pass Dryback / Series 300* [en línea]. Hurstboilers, 2009. [Consulta: 26 marzo 2023]. Disponible en: https://www.hurstboiler.com/boilers/scotch_marine/series_300
81. **HURST BOILER & WELDING COMPANY, INC.** *Start up, operation & maintenance gas or oil fired packaged boiler* [en línea]. Hurstboilers, 2007. S.l.: s.n. [Consulta: 28 marzo 2023]. Disponible en: https://www.boilerdata.com/uploads/7/4/1/4/7414458/boiler-manual-hurst-firetubes__all_.pdf
82. **HYDROGEN TOOLS.** *Lower and Higher Heating Values of Fuels | Hydrogen Tools* [blog]. 2017. [Consulta: 6 mayo 2023]. Disponible en: <https://h2tools.org/hyarc/calculator-tools/lower-and-higher-heating-values-fuels>

83. **HYDRO-LOGIC INC.** *ASME/ABMA Guidelines* [en línea], 2016. [Consulta: 21 octubre 2021]. Disponible en: <http://watertreater.net/technicalasme.php>
84. **HYDRO-THERMAL CORPORATION.** *¿Qué es el calentamiento por inyección directa de vapor? | Hidrotermal.* [blog], 2020. [Consulta: 10 septiembre 2021]. Disponible en: <https://www.hydro-thermal.com/how-it-works/what-is-direct-steam-injection>
85. **INCROPERA, F.P.; et al.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken, 2006, NJ: s.n. ISBN 978-0-471-45728-2
86. **INDUSTRIAL CONTROLS.** *Estaciones reductoras de presión de vapor | Controles Industriales.* [blog]. 2011. [Consulta: 17 noviembre 2021]. Disponible en: <https://www.industrialcontrolsonline.com/training/online/steam-pressure-reducing-stations>
87. **INGENIERÍA ENERGÉTICA GENERAL.** *Combustión - Pérdidas en humos. Ingeniería Energética General.* [blog]. 2011. [Consulta: 24 abril 2021]. Disponible en: http://www.energianow.com/tools/tool3/perdidas_humos.php
88. **INIAP.** *Palma Africana – Instituto Nacional de Investigaciones Agropecuarias.* [blog]. 2018. [Consulta: 5 mayo 2021]. Disponible en: <http://www.iniap.gob.ec/pruebav3/palma-africana/>
89. **ISO 50002:2014.** *Auditorías energéticas — Requisitos con orientación para su uso.*
90. **ITP.** *Guiding Principles for Successfully Implementing Industrial Energy Assessment Recommendations* [blog]. S.l.: U.S. Department of Energy, 2011. Disponible en: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/02/f7/implementation_guidebook.pdf
91. **JACOBSON, R.S.; et al.** “The Molecular Composition of Soot”. *Angewandte Chemie International Edition* [en línea], 2020, vol. 59 (11), págs. 4484-4490. [Consulta: 13 enero 2023]. ISSN 1521-3773. Disponible en: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/anie.201914115>
92. **JAKOBER, C.; et al.** “Carbonyl Emissions from Gasoline and Diesel Motor Vehicles”. *Environmental Science & Technology* [en línea], 2008, vol. 42 (13), págs. 4697-4703. Disponible en: <https://pubs.acs.org/doi/10.1021/es7029174>
93. **JAYAS, D. y CENKOWSKI, S.** Grain Property Values and Their Measurement. [blog]. 2006. [Consulta: 17 febrero 2022]. Disponible en: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:138663560>

94. **JIMÉNEZ BORGES, R.; et al.** “Pérdidas por radiación en generadores de vapor con el apoyo de la técnica termográfica”. *Revista Universidad y Sociedad* [en línea], 2021, vol. 13 (3), págs. 262-270. [Consulta: 26 mayo 2023]. ISSN 2218-3620. Disponible en: <http://scielo.sld.cu/pdf/rus/v13n3/2218-3620-rus-13-03-262.pdf>
95. **JIMÉNEZ, S.; et al.** *Size distributions of submicron particles in oil and gas-fired 1 residential boilers under variable combustion conditions. 2 Correlation of Bacharach opacity index with soot mass 3 concentration.* [blog]. 2015. [Consulta: 31 enero 2022]. Disponible en: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:54759917>
96. **JMP.** *Condensing Boiler Plant Piping Design & Control Part 7: Calculating Boiler Cycle Time.* [blog]. JMP Equipment Company. 2015. [Consulta: 25 marzo 2023]. Disponible en: <https://jmpcoblog.com/hvac-blog/condensing-boiler-plant-piping-design-control-part-7-calculating-boiler-cycle-time>
97. **KESTIN, J.** “Thermodynamic Properties of Combustion Gases: A Simplified Basis for the Calculation of Gas Turbine Efficiencies in which all the Variables are Related to the Properties of Air by means of Determined Constants”. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology* [en línea], 1948, vol. 20 (8), págs. 234-242. [Consulta: 20 febrero 2023]. ISSN 0002-2667. Disponible en: <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/eb031660/full/html>
98. **KIARIE, E.G. y MILLS, A.** "Role of Feed Processing on Gut Health and Function in Pigs and Poultry: Conundrum of Optimal Particle Size and Hydrothermal Regimens”. *Frontiers in Veterinary Science* [en línea], 2019, vol. 6 (19), págs. 1-13. [Consulta: 8 julio 2020]. ISSN 2297-1769. Disponible en: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC6390496/>
99. **KIM, Y.; et al.** “Physical, chemical, and thermal characterization of wheat flour milling coproducts”. *Journal of Food Process Engineering* [en línea], 2003, vol. 26 (5), págs. 469-488. [Consulta: 27 mayo 2023]. ISSN 1745-4530. Disponible en: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:98524541>
100. **KING, J.** *Natural Convection Above Heated Inclined Surfaces.* *LSU Historical Dissertations and Theses* [blog]. 1989. [Consulta: 20 junio 2023]. Disponible en: https://digitalcommons.lsu.edu/gradschool_disstheses/4854
101. **KLUCZEK, A. y OLSZEWSKI, P.** “Energy audits in industrial processes”. *Journal of Cleaner Production* [en línea], 2017, vol. 142 (4), págs. 3437-3453. [Consulta: 15 septiembre

- 2022]. ISSN 0959-6526. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0959652616317541>
102. **KONG, D.; et al.** “Thermal properties and conditioning temperature control of formula feeds containing high content of whey powder for weanling pigs”. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering* [en línea], 2017, vol. 33 (16), págs. 299-307. [Consulta: 17 abril 2023]. Disponible en: <https://www.ingentaconnect.com/content/tcsae/tcsae/2017/00000033/00000016/art00039>
103. **KRARTI, M.** *Energy Audit of Building Systems: An Engineering Approach, Third Edition*. 2020. ISBN 978-1-00-025967-4
104. **KUMANA, J.; et al.** “Predict Storage Tank Heat Transfer Precisely”. *Chemical Engineering Magazine* [en línea], 1982, vol. 1. págs. 127-132. [Consulta: 15 junio 2023]. Disponible en: https://www.researchgate.net/profile/Jimmy-Kumana-2/publication/282959425_Predict_storage_tank_heat_transfer_precisely/links/587fa92d08ae9a860ff7e1e7/Predict-storage-tank-heat-transfer-precisely.pdf
105. **LAPCZYŃSKA KORDON, B.; et al.** “Thermal characteristics of barley and oat”. *International Agrophysics* [en línea], 1994, vol. 8 (2), págs. 271-275. [Consulta: 18 abril 2023]. ISSN 0236-8722, 2300-8725. Disponible en: <http://www.international-agrophysics.org/Thermal-characteristics-of-barley-and-oat,139711,0,2.html>
106. **LAPIDO, M.; et al.** *Funcionamiento y pérdidas en calderas piro-tubulares. Estudios de casos* [en línea]. Cuatro Caminos. Cienfuegos. Cuba: Universo Sur, 2015. [Consulta: 17 abril 2023]. ISBN 978-959-257-429-8. Disponible en: <https://universosur.ucf.edu.cu/?p=695>
107. **LARYEA, G.N. y NO, S.-Y.** “[논문]Effect of Air Velocity on Combustion Characteristics in Small-Scale Burner”. *한국연소학회지 = Journal of the Korean Society of Combustion* [en línea], 2005, vol. 10 (1), págs. 1-6. ISSN 1226-0959. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/264115779_Effect_of_Air_Velocity_on_Combustion_Characteristics_in_Small-Scale_Burner
108. **LAWLEY, J.** Why is Your Boiler Short Cycling? Common Causes and How to Fix Them. [blog]. 2022. [Consulta: 23 marzo 2023]. Disponible en: <https://www.wcrouse.com/blog/boiler-short-cycling/>
109. **LEE, J., YU, S.; et al.** “Reduction of Unburned Carbon Release and NO_x Emission from a Pulverized Wood Pellet Boiler Retrofitted for Fuel Switching from Coal”. *Energies*, 2020,

vol. 13 (19), 1-17. [Consulta: 22 agosto 2022]. Disponible en: <https://www.mdpi.com/1996-1073/13/19/5077>

110. **LIU, B.; et al.** “Relationship between coal ash composition and ash fusion temperatures”. *Fuel* [en línea], 2013. vol. 105, págs. 293-300. [Consulta: 16 junio 2023]. ISSN 0016-2361. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0016236112004668>
111. **LOPES, S.M.; et al.** “Calculation of Heating Value for Diesel Fuels Containing Biodiesel”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* [en línea], 2013. vol. 6 (2), págs. 407-418. [Consulta: 3 abril 2023]. ISSN 1946-3952, 1946-3960. Disponible en: <https://saemobilus.sae.org/content/2013-01-1139/>
112. **LOPES, S.M. y GENG, P.** “Estimation of Elemental Composition of Diesel Fuel Containing Biodiesel”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* [en línea], 2013, vol. 6 (3), págs. 668-676. [Consulta: enero 2023]. ISSN 1946-3952, 1946-3960. Disponible en: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2013-01-2600/>
113. **LÓPEZ, A.** Estimación de emisiones gaseosas de fuentes fijas en el sector industrial del cantón Rumiñahui [en línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Central del Ecuador, Quito. 2014. [Consulta: 25 enero 2021]. Disponible en: <http://www.dspace.uce.edu.ec/handle/25000/3493>
114. **LUQUE, C.** Diseño básico de un sistema de vapor para calefacción de tanques de almacenamiento de aceite vegetal [en línea]. (Trabajo de titulación). Universidad de Cádiz. 2009. [Consulta: 24 junio 2021]. Disponible en: <https://rodin.uca.es/xmlui/handle/10498/8089>
115. **MARCHÁN, E.; et al.** *The other side of the boom: energy prices and subsidies in Latin America and the Caribbean during the super-cycle.* [blog]. IADB: Inter-American Development Bank. 2017. [Consulta: 2 octubre 2021]. Disponible en: https://scholar.google.com/citations?view_op=view_citation&hl=en&user=optA3jgAAAAJ&citation_for_view=optA3jgAAAAJ:UeHWp8X0CEIC
116. **MARIAM, I.; et al.** “Thermal Properties of Starch-Based Biodegradable Foams Produced Using Supercritical Fluid Extrusion (SCFX)”. *International Journal of Food Properties* [en línea], 2008. vol. 11 (2), págs. 415-426. [Consulta: 4 febrero 2023]. ISSN 1094-2912. Disponible en: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/10942910701444705>
117. **MASTER SI.** ¿La presión diferencial en una trampa de vapor es un factor dependiente de la instalación?. [blog]. *Master SI*, 2022. [Consulta: 25 marzo 2022]. Disponible en:

<https://mastersi.com.pe/blog/91-la-presion-diferencial-en-una-trampa-de-vapor-es-un-factor-dependiente-de-la-instalacion>

118. **MATEOS, G.G.; et al.** Utilización de grasas y productos lipídicos en alimentación animal: Grasas puras y mezclas. [en línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica de Madrid. Madrid: s.n. 1996. [Consulta: 20 mayo 2023]. Disponible en: <http://prodanimal.fagro.edu.uy/cursos/NUTRICION/TEORICOS/08d%20-%20Metabolismo%20-%20Material%20de%20lectura%20II..pdf>
119. **MAWIRE, A. y TAOLE, S.** *Heat loss estimation in a small vertical cylindrical stratified oil storage tank* [en línea]. S.l.: s.n., 2013. [Consulta: 15 junio 2023]. Disponible en: <https://ieeexplore.ieee.org/document/6524794>
120. **MCADAMS, W.H.** *Heat Transmission* [en línea]. S.l.: McGraw-Hill. 1954. [Consulta: 3 enero 2023]. ISBN 978-0-07-044799-8. Disponible en: <https://archive.org/details/in.ernet.dli.2015.238768/mode/2up>
121. **MERRITT, C.** *Process Steam Systems: A Practical Guide for Operators, Maintainers, and Designers* [en línea]. S.l.: John Wiley & Sons. 2015. [Consulta: 7 febrero 2023]. ISBN 978-1-118-87718-0. Disponible en: <https://es.everand.com/book/287563692/Process-Steam-Systems-A-Practical-Guide-for-Operators-Maintainers-and-Designers>
122. **MICHELTSEN, H.A.** “Effects of maturity and temperature on soot density and specific heat”. *Proceedings of the Combustion Institute* [en línea], 2021, vol. 38 (1), págs. 1197-1205. [Consulta: 26 marzo 2023]. ISSN 1540-7489. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1540748920305101>
123. **MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS.** *El Gobierno Nacional Expidió el Reglamento General de la Ley Orgánica de Eficiencia Energética – Ministerio de Energía y Minas.* [blog]. 2021a. [Consulta: 24 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.rekursyenergia.gob.ec/el-gobierno-nacional-expidio-el-reglamento-general-de-la-ley-organica-de-eficiencia-energetica/>
124. **MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS.** *Ministerio de Energía instala Comité Nacional de Eficiencia Energética (CNEE) – Ministerio de Energía y Minas.* [blog]. 2021b. [Consulta: 24 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.rekursyenergia.gob.ec/ministerio-de-energia-instala-comite-nacional-de-eficiencia-energetica-cnee/>
125. **MUIR, W.E. y VIRAVANICHAI, S.** “Specific heat of wheat”. *Journal of Agricultural Engineering Research* [en línea], 1972. vol. 17 (4), págs. 338-342. [Consulta: 5 marzo 2023].

ISSN 0021-8634. Disponible en:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0021863472800404>

126. **NOURI, M. y LUCKE, E.** *Life Cycle of a Process Plant* [en línea]. S.l.: Elsevier. 2021. [Consulta: 12 abril 2023]. ISBN 978-0-12-813599-0. Disponible en:
<https://es.everand.com/book/547102217/Life-Cycle-of-a-Process-Plant>
127. **OBISPO, J.H.** Auditoria energética térmica al sistema de vapor para la reducción de emisiones en la Empresa Azucarera del Norte S.A.C. [en línea]. (Trabajo de titulación) (Maestría). Universidad Nacional José Faustino Sánchez Carrión, Huacho, 2019. [Consulta: 23 agosto 2022]. Disponible en:
<https://repositorio.unjfsc.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14067/2395/OBISPO%20GAVIN%20JHON.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
128. **OIL & GAS PROCESS ENGINEERING.** *LTX Units Heat Duty | Oil & Gas Process Engineering.* [blog]. 2021. [Consulta: 28 julio 2021]. Disponible en:
<http://www.oilngasprocess.com/gas-production-facility/ltx-units-heat-duty.html>,
<http://www.oilngasprocess.com/gas-production-facility/ltx-units-heat-duty.html>
129. **OLBRICH, H.** *The molasses* [blog]. Berlin (Germany): s.n. 1963. Disponible en:
http://www.biotechnologie-kempe.de/Molasses_OLBRICH.pdf
130. **OLIVESKI, R.D.C.; et al.** “Natural convection in a tank of oil: experimental validation of a numerical code with prescribed boundary condition”. *Experimental Thermal and Fluid Science* [en línea], 2005. vol. 6 (29), págs. 671-680. [Consulta: 16 abril 2023]. ISSN 0894-1777. Disponible en:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0894177704001335>
131. **ONCETHROUGHBOILER.** *Máxima eficiencia en servicio | Una vez a través de la caldera.* [blog]. 2015. [Consulta: 23 marzo 2023]. Disponible en:
<http://www.oncethroughboiler.com/WOTB/HISE.php?id=4>
132. **ORTIZ, M.A.** Estudio Comparativo del Uso del Diesel Entre Europa y Ecuador, Utilizado para Motores de Vehículos. [en línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Internacional del Ecuador (UIDE), (Ecuador). 2014. [Consulta: 7 octubre 2021]. Disponible en:
<https://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/610>
133. **OTHUMAN, M.A. y WANG, Y.C.** “Elevated-temperature thermal properties of lightweight foamed concrete”. *Construction and Building Materials* [en línea], 2011, vol. 25

- (2), págs. 705-716. [Consulta: 17 marzo 2023]. ISSN 0950-0618. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0950061810003831>
134. **OTSUKA, N.** “Fireside Corrosion”. *Shreir’s Corrosion* [en línea], Oxford: Elsevier, 2010, vol. 1, págs. 457-481. [Consulta: 23 diciembre 2021]. ISBN 978-0-444-52787-5. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978044452787500192X>
135. **PARSONS, R.** *Fundamentals: 2001 Ashrae Handbook* [en línea]. S.l.: s.n. 2001. [Consulta: 15 enero 2023]. ISBN 978-1-883413-87-3. Disponible en: <https://studylib.es/doc/9066049/ashrae-hvac-2001-fundamentals-handbook>
136. **PASS.** *Back Pressure / Pressure Relief and Anti Siphon. PAAS.* [blog]. 2023. [Consulta: 14 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.paas.com.au/back-pressure-pressure-relief-and-anti-siphon/>
137. **PATRO, B.** “Efficiency studies of combination tube boilers”. *Alexandria Engineering Journal* [en línea], 2016, vol. 55 (1), págs. 193-202. [Consulta: 18 enero 2023]. ISSN 1110-0168. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1110016815002008>
138. **PATTERSON, M.; et al.** “The current state of the industrial energy assessment and its impacts on the manufacturing industry”. *Energy Reports* [en línea], 2022, vol. 8, págs. 7297-7311. [Consulta: 26 febrero 2023]. ISSN 2352-4847. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352484722010885>
139. **PETERSON, K.W.** Design Tips to Avoid Boiler Short-Cycling. [blog]. 2018. [Consulta: 25 febrero 2023]. Disponible en: https://www.p2sinc.com/uploads/2018-07-Engineers-Notebook_Peterson_Boiler-Short-Cycling.pdf
140. **PHILIPP, M.; et al.** “Increasing energy efficiency of milk product batch sterilisation”. *Energy* [en línea], 2018, vol. 164, págs. 995-1010. [Consulta: 13 marzo 2023]. ISSN 0360-5442. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544218317560>
141. **POLOVNIKOV, V.; et al.** “Numerical analysis of the heat loss of stop valves of heat networks”. *MATEC Web of Conferences* [en línea], 2017, vol. 110, págs. 1-4. [Consulta: 27 enero 2023]. ISSN 2261-236X. Disponible en: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2017/24/mateconf_hmt2017_01067/mateconf_hmt2017_01067.html

142. **POPESCU, F.; et al.** “A Mathematical Model of Biomass Combustion Physical and Chemical Processes”. *Energies* [en línea], 2020, vol. 13 (23), págs. 1-36. [Consulta: 17 junio 2023]. ISSN 1996-1073. Disponible en: <https://www.mdpi.com/1996-1073/13/23/6232>
143. **POPOVICHEVA, O.; et al.** “Chemical Composition of Diesel/Biodiesel Particulate Exhaust by FTIR Spectroscopy and Mass Spectrometry: Impact of Fuel and Driving Cycle”. *Aerosol and Air Quality Research* [en línea], 2017, vol. 17 (7), págs. 1717-1734. [Consulta: 14 marzo 2023]. Disponible en: <https://aaqr.org/articles/aaqr-17-04-0a-0127>
144. **POTTER, J.H.** “The Joule-Thomson Effect in Superheated Steam”. *Journal of Engineering for Industry* [en línea], 197, vol. 92 (2), págs. 257-262. [Consulta: 28 junio 2023]. ISSN 0022-0817. Disponible en: <https://asmedigitalcollection.asme.org/manufacturingscience/article-abstract/92/2/257/427153/The-Joule-Thomson-Effect-in-Superheated-Steam?redirectedFrom=fulltext>
145. **PROTHERO, A.** “Computing with thermochemical data”. *Combustion and Flame* [en línea], 1969, vol. 13 (4), págs. 399-408. [Consulta: 25 junio 2023]. ISSN 0010-2180. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0010218069901096>
146. **RAHMAN, S.** “Energy Savings and Emission Reductions in Industrial Boilers”. *Thermal Science* [en línea], 2011, vol. 15, págs. 705-719. [Consulta: 14 enero 2023]. Disponible en: <https://doiserbia.nb.rs/Article.aspx?id=0354-98361000046S#.ZbrwBW1BzIU>
147. **RAMLI, M.R.; et al.** “Properties of high-oleic palm oils derived by fractional crystallization”. *Journal of Food Science* [en línea], 2008, vol. 73 (3), págs. C140-5. [Consulta: 22 abril 2023]. ISSN 1750-3841. Disponible en: <https://pubmed.ncbi.nlm.nih.gov/18387090/>
148. **RED HIDROMETEREOLÓGICA DE TUNGURAHUA.** *Parque de la Familia Baños promedios | Red Hidrometeorologica de Tungurahua.* [blog]. 2021. [Consulta: 15 marzo 2023]. Disponible en: <https://rrnn.tungurahua.gob.ec/red/estaciones/estacion/530b84ed74daaf23bce53ce9>
149. **REGISTRO OFICIAL 575, M.** *Tercer Suplemento al Registro Oficial No. 575.* [en línea]. 2021. [Consulta: 24 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.registroficial.gob.ec/index.php/registro-oficial-web/publicaciones/suplementos/item/15717-tercer-suplemento-al-registro-oficial-no-575>

150. **REGISTRO OFICIAL NO. 111, M.** *Registro Oficial No. 111*. [en línea]. 2022. [Consulta: 4 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.registroficial.gob.ec/index.php/registro-oficial-web/publicaciones/registro-oficial/item/17025-registro-oficial-no-111>
151. **REINKE, P.** *Surface Boiling of Superheated Liquid* [en línea]. S.I.: Paul Scherrer Institut. 1997. [Consulta: 26 marzo 2023]. ISSN 1019-0643. Disponible en: https://inis.iaea.org/collection/NCLCollectionStore/_Public/28/030/28030620.pdf
152. **RIBA, J.-R.; et al.** “Caracterización de las propiedades físicas de aceites vegetales para ser utilizados como carburante en motores diésel”. *Afinidad* [en línea], 2010, vol. 67 (546), págs. 100-106. [Consulta: 15 enero 2023]. Disponible en: <https://raco.cat/index.php/afinidad/article/view/269078>
153. **RIELLO.** *Manual de Productos RL Series*. [blog]. 2012. S.I.: s.n. [Consulta: 17 febrero 2023]. Disponible en: https://www.rielloburners.co.uk/images/content/downloads/RL70_2916069-6.pdf
154. **ŞAHIN, U.** “A new non-iterative friction factor correlation for heat transfer fluids in absorber tube of parabolic trough collector”. *Engineering Science and Technology, an International Journal* [en línea], 2018. vol. 21 (1), págs. 89-98. [Consulta 20 marzo 2023]. ISSN 2215-0986. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2215098617317937>
155. **SAID, S.M.; et al.** “Computer-based boiler efficiency improvement”. *Environmental Progress & Sustainable Energy* [en línea], 2019, vol. 38 (5), págs. 13161. [Consulta: 18 enero 2023]. ISSN 1944-7450. Disponible en: <https://aiche.onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/ep.13161>
156. **SÁNCHEZ, A.** Efecto de la adición de sulfuro de hidrógeno sobre la formación de hollín, PAH's y gases formados durante la pirólisis de etileno. [en línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Zaragoza. (Zaragoza-España). 2015. [Consulta: 14 diciembre 2021]. Disponible en: <https://zaguan.unizar.es/record/48270>
157. **SANI, F.M.; et al.** “Review of the API RP 14E erosional velocity equation: Origin, applications, misuses, limitations and alternatives”. *Wear* [en línea], 2019, vol. 426-427 (A), págs. 620-636. [Consulta: 25 junio 2023]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0043164819301991>
158. **SAVAŞ, A.F. y KOCABAŞ, C.** “Reducing surface heat loss in steam boilers”. *Open Chemistry* [en línea], 2022, vol. 20 (1), págs. 1458-1466. [Consulta: 17 julio 2023]. ISSN

2391-5420. Disponible en: <https://www.degruyter.com/document/doi/10.1515/chem-2022-0241/html>

159. **SCHMIDT, M.** “The Sankey Diagram in Energy and Material Flow Management”. *Journal of Industrial Ecology* [en línea], 2008, vol. 12 (1), págs. 82-94. [Consulta: 10 mayo 2023]. ISSN 1530-9290. Disponible en: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1111/j.1530-9290.2008.00004.x>
160. **SCIENCEDIRECT TOPICS.** *Bunker (Fuel) - an overview | ScienceDirect Topics*. [blog]. 2020. [Consulta: 7 octubre 2021]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/topics/earth-and-planetary-sciences/bunker-fuel>
161. **SENDZIKIENE, E.; et al.** “Influence of fuel oxygen content on diesel engine exhaust emissions”. *Renewable Energy* [en línea], 2006, vol. 31 (15), págs. 2505-2512. [Consulta: 4 abril 2023]. ISSN 0960-1481. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S096014810500354X>
162. **SHAH, M.M.** “A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes”. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [en línea], 1979, vol. 22 (4), págs. 547-556. [Consulta: 18 mayo 2023]. ISSN 0017-9310. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0017931079900589>
163. **SINCAL.** *Rendimiento y pérdidas*. [blog]. 2022. [Consulta: 10 abril 2023]. Disponible en: <https://sincal.es/rendimiento-y-perdidas/>
164. **SINGH, R.P.; et al.** “Capturing Steam Energy Leaks in the Steam Distribution Network Using an Integrated Method: A Case Study of a Petroleum Refinery”. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C* [en línea], 2022, vol. 103 (3), págs. 509-518. [Consulta: 25 marzo 2023]. ISSN 2250-0553. Disponible en: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40032-021-00793-6>
165. **SIRCHIS, J.** *Energy Efficiency in Industry* [en línea]. Berlin-Alemania, CRC Press, 1987. [Consulta: 18 enero 2023]. ISBN 978-1-85166-243-2. Disponible en: <https://www.routledge.com/Energy-Efficiency-in-Industry/Sirchis/p/book/9781851662432>
166. **SMITH, B.; et al.** “A Review of the Water Gas Shift Reaction Kinetics”. *International Journal of Chemical Reactor Engineering - INT J CHEM REACT ENG* [en línea], 2010, vol. 8 (1), págs. 1-32. [Consulta: 16 junio 2023]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/228506095_A_Review_of_the_Water_Gas_Shift_Reaction_Kinetics

167. **SMITH, C.B.** "9 - Management of Process Energy". *Energy, Management, Principles* [en línea], 1981, págs. 236-279. [Consulta: 30 enero 2021]. ISBN 978-0-08-028036-3. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780080280363500167>
168. **SMITH, C.B. y PARMENTER, K.E.** *Energy, Management, Principles: Applications, Benefits, Savings* [en línea]. Elsevier. 2013. [Consulta: 12 abril 2023]. ISBN 978-1-4831-0156-9. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/book/9780080280363/energy-management-principles>
169. **SOLMES, L.A.** *Energy Efficiency: Real Time Energy Infrastructure Investment and Risk Management* [en línea]. Springer Science & Business Media. 2009. [Consulta: 14 abril 2023]. ISBN 978-90-481-3321-5. Disponible en: https://flinders.primo.exlibrisgroup.com/discovery/fulldisplay/alma996775448001771/61FUL_INST:FUL
170. **SONG, C.; et al.** "Tri-reforming of Methane over Ni Catalysts for CO₂ Conversion to Syngas With Desired H₂/CO Ratios Using Flue Gas of Power Plants Without CO₂ Separation". *Studies in Surface Science and Catalysis* [en línea]. Elsevier, 2004, vol. 153, págs. 315-322. [Consulta: 23 diciembre 2021]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167299104802702>
171. **SOUNDARARAJAN, K.; et al.** "Sankey diagram framework for energy and exergy flows". *Applied Energy* [en línea], 2014, vol. 136, págs. 1035-1042. [Consulta: 11 junio 2023]. ISSN 0306-2619. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261914008812>
172. **SPEIGHT, J.G.** *Chapter 10 - Combustion of hydrocarbons* [en línea]. En: J.G. SPEIGHT (ed.), *Handbook of Industrial Hydrocarbon Processes* [en línea]. 2da ed. Boston: Gulf Professional Publishing, 2020. págs. 421-463. [Consulta: 3 febrero 2021]. ISBN 978-0-12-809923-0. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128099230000102>
173. **SPIRAX SARCO.** *Distribucion de vapor guia de referencia técnica* [en línea]. 1998. [Consulta: 27 agosto 2022]. Disponible en: <http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias%20pagina%20nuevas/INSTALACIONES%20TERMICAS%20MECANICAS%20Y%20FRIGORIFICAS/material/apuntes/01-Distribucion%20de%20Vapor%20-%20Spirax%20Sarco.pdf>

174. **SPIRAX SARCO.** *Steam Headers and Off Takes* [en línea]. *The boiler house*, 2019. [Consulta: 17 agosto 2022]. Disponible en: <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/steam-headers-and-off-takes>
175. **SPIRAX SARCO.** *Canteen Equipment Oil Transfer Storage Hospital Equipment* [en línea]. 2020a. [Consulta: 14 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/steam-traps-and-steam-trapping/selecting-steam-traps---canteen-equipment-oil-transfer-storage-hospital-equipment>
176. **SPIRAX SARCO.** *Heating with Coils and Jackets | Spirax Sarco.* [en línea]. 2020b. [Consulta: 5 enero 2023]. Disponible en: <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/steam-engineering-principles-and-heat-transfer/heating-with-coils-and-jackets>
177. **SPIRAX SARCO.** *Learn About Steam | Pipeline Ancillaries | Separators | Spirax Sarco.* [en línea]. 2020c. [Consulta: 1 junio 2021]. Disponible en: <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/pipeline-ancillaries/separators>
178. **SPIRAX SARCO.** *Steam Mains Tanks and Vats Pressure Reducing Valves.* [en línea]. 2020d. [Consulta: 14 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/steam-traps-and-steam-trapping/selecting-steam-traps---steam-mains-tanks-and-vats-pressure-reducing-valves>
179. **STEWART, M.** “6 - Fluid flow and pressure drop”. *Surface Production Operations* [en línea], 2016, vol. 3, págs. 343-470. [Consulta: 6 abril 2022]. ISBN 978-1-85617-808-2. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781856178082000067>
180. **STEWART, M.I.** “Chapter Four - Heat Exchanger Configurations”. *Surface Production Operations (Third Edition)* [en línea]. Boston: Gulf Professional Publishing, 2014, vol. 2, págs. 99-213. [Consulta: 27 julio 2021]. ISBN 978-0-12-382207-9. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780123822079000044>
181. **TALER, D. y TALER, J.** "Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow". *E3S Web of Conferences* [en línea], 2017, vol. 13, págs. 99-213. [Consulta: 26 marzo 2023]. ISSN 2267-1242. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780123822079000044>
182. **TECALIMAN.** *Efficient Animal Feed Factories.* [blog]. Transferring Energy Save Laid on Industry (TESLA). 2015. [Consulta: 16 junio 2023]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/303767337_Best_Practices_for_Improving_Energy_Efficiency_in_agro-industries

183. **TEMIR, G. y BILGE, D.** “Thermal Energy Loss in the Steam Valves and its Effects”. *American Journal of Applied Sciences* [en línea], 2004, vol. 1 (3), págs. 155-159. [Consulta: 18 junio 2023]. ISSN 1554-3641. Disponible en: <https://thescipub.com/abstract/10.3844/ajassp.2004.155.159>
184. **THERMAL ENGINEERING LTDA.** *Análisis de eficiencia de caldera*. [blog]. Santiago de Chile. 2020. [Consulta: 15 septiembre 2020]. Disponible en: http://www.thermal.cl/docs/articulos_tecnicos/articulo___eficiencia_en_calderas.pdf
185. **THOMAS, M.; et al.** “Physical quality of pelleted animal feed. 2. contribution of processes and its conditions”. *Animal Feed Science and Technology* [en línea], 1997, vol. 64 (2), págs. 173-192. [Consulta: 24 julio 2023]. ISSN 0377-8401. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0377840196010589>
186. **THOME, J.R.** *Engineering Data Book III*. [blog]. Wolverine Tube, Inc. 2004. [Consulta 23 agosto 2022]. Disponible en: <https://www.thermalfluidscentral.org/e-books/pdf/edb3/8.pdf>
187. **THUMANN, A.; et al.** *Handbook of Energy Audits, Ninth Edition* [en línea]. Lilburn, GA: Boca Raton, FL, 2012. ISBN 978-1-4665-6162-5.
188. **TLV.** *Recuperación de Condensado: Sistemas Venteados vs. Presurizados | TLV - Compañía Especialista en Vapor (América Latina)*. [blog]. 2020. [Consulta: 16 septiembre 2020]. Disponible en: <https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/vented-pressurized-condensate-recovery.html>
189. **TSI.** *Combustion Analysis Basics - An overview of measurements, methods and calculations used in combustion analysis*. [blog]. Shoreview-USA: TSI Incorporated, 2004, págs. 1-27. [Consulta: 6 febrero 2021]. Disponible en: <https://tsi.com/getmedia/02417ee5-cccc-4dc7-80bc-f7f10924d20a/CA-basic-2980175?ext=.pdf>
190. **TTT.** *Understanding Combustion Efficiency and Combustion Equations*. [blog]. Mogadore-USA: True Tech Tools, 2013. [Consulta: 3 septiembre 2020]. Disponible en: https://trutechtools.com/Understanding-Combustion-Efficiency_c_261.html
191. **UNIVERSITY OF MISSOURI.** *Steam and condensate piping and pump systems- Consultant procedures & design guidelines* [en línea]. CoMo-USA: University of Missouri System, 2013, págs. 1-27. [Consulta: 13 febrero 2023]. Disponible en: <https://collaborate.umsystem.edu/sites/fpd/public/docs/232200%20Steam%20and%20Condensate%20Piping%20and%20Pump%20Systems.pdf>

192. **U.S. BUREAU OF LABOR STATISTICS.** Producer Price Index by Commodity: Nonmetallic Mineral Products: Mineral Wool for Industrial, Equipment, and Appliance Insulation. *FRED, Federal Reserve Bank of St. Louis*. [en línea]. 2023. [Consulta: 11 marzo 2023]. Disponible en: <https://fred.stlouisfed.org/series/WPU13920201>
193. **VAKKILAINEN, Esa.** 2 - *Solid Biofuels and Combustion. Steam Generation from Biomass* [en línea]. Amsterdam Boston Heidelberg: Butterworth-Heinemann, 2017a. págs. 18-56. [Consulta: 3 mayo 2021]. ISBN 978-0-12-804389-9. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780128043899000022>
194. **VAKKILAINEN, Esa.** 3 - *Boiler Processes*. [en línea]. Amsterdam Boston Heidelberg: Butterworth-Heinemann, 2017b, págs. 57-86. [Consulta: 26 abril 2021]. ISBN 978-0-12-804389-9. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780128043899000034>
195. **VALLERO, Daniel.** Chapter 9 - Thermal reactions. *Air Pollution Calculations: Quantifying Pollutant Formation, Transport, Transformation, Fate and Risks* [en línea]. Amsterdam-Netherlands: Elsevier, 2019, págs. 207-218. [Consulta: 4 febrero 2021]. ISBN 978-0-12-814934-8. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780128149348000090>
196. **VALLES, Anliet; et al.** “Evaluación energética de los generadores de vapor F1-2 y BH-109 de una refinería cubana de petróleo”. *Publicaciones e Investigación* [en línea], 2014, (Cuba), vol. 8 (1), págs. 89-96. [Consulta: 26 septiembre 2020]. ISSN 2539-4088. Disponible en: <https://hemeroteca.unad.edu.co/index.php/publicaciones-e-investigacion/article/view/1291>
197. **VAN AMSTERDAM, Max.** Factorial Techniques applied in Chemical Plant Cost Estimation: A Comparative Study based on Literature and Cases. [en línea]. (Trabajo de titulación) (Maestría). Delf University of Technoogy, Delf Delf-Netherlands. 2018. págs. 5-34. [Consulta: 17 febrero 2023]. Disponible en: <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:659f53ad-a866-4253-beb5-a9e3f3289f48?collection=education>
198. **VARGAS LEÓN, María del Rosario.** Análisis de la eficiencia energética aplicado al mantenimiento del sistema de generación y distribución de vapor para la empresa «La Ibérica» [en línea]. (Trabajo de titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba. Riobamba-Ecuador. 2016. págs. 5-17. [Consulta: 2020-08-21]. Disponible en: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/5180>

199. **VELAN STEAM TRAPS.** *General usage formulas: calculating condensate loads, Resources* [blog]. 2010. [Consulta: 22 marzo 2022]. Disponible en: <https://velansteamtraps.com/formulas>
200. **VENEGAS REYES, Eduardo; et al.** “Parametric Methodology to Optimize the Sizing of Solar Collector Fields in Series-Parallel Arrays”. *Processes* [en línea], 2019, (México), vol. 7 (5), págs. 1-16. [Consulta: 16 febrero 2023]. ISSN 2227-9717. Disponible en: <https://www.mdpi.com/2227-9717/7/5/294>
201. **VILLAMAR, Daniel; et al.** “Long-term deep decarbonisation pathways for Ecuador: Insights from an integrated assessment model”. *Energy Strategy Reviews* [en línea], 2021, (Ecuador), vol. 35, 100637. [Consulta: 25 febrero 2023]. ISSN 2211-467X. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2211467X21000237>
202. **VITERI, Jorge.** *Gestión de la producción con enfoque sistémico* [en línea]. Quito-Ecuador: Universidad Tecnológica Equinoccial, 2015. [Consulta: 18 mayo 2021]. ISBN 978-9942-20-652-7. Disponible en: <https://dspace.uniandes.edu.ec/bitstream/123456789/14468/1/Gestion%20de%20la%20produccion%20con%20enfoco%20sistemico.pdf><http://www.dspace.uce.edu.ec/handle/25000/15153>
203. **ZHU, Weiwei; et al.** “Thermal performance and moisture accumulation of mechanical pipe insulation systems operating at below ambient temperature in wet conditions with moisture ingress”. 3rd International High Performance Buildings Conference at Purdue, July 14-17, 2014, International High Performance Buildings [en línea], 2014, (United States of America), págs. 1-10. [Consulta: 23 octubre 2023]. Disponible en: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1105&context=ihpbc>
204. **ZHU, Xueliang; et al.** “Morphological characteristics of flashing jet throughout superheated liquid release”. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* [en línea], 2020, (China) vol. 66, págs.104163 [Consulta: 8 enero 2023]. ISSN 09504230. Disponible en: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0950423020300097>



ANEXOS

ANEXO A: ESPECIFICACIONES DE CALDERA 3 PASOS HURST AND WELDING

BOILER SPECIFICATIONS		BOILER HORSEPOWER											
			15	20	25	30	40	50	60	70	80	100	125
HEATING SURFACE	FIRESIDE	SQ. FT.	75	100	125	150	200	250	300	350	400	500	625
STEAM OUTPUT	FROM 4 IN 2 1/2"	LB/HR	317	400	492	585	780	975	1170	1365	1560	1950	2437
GROSS OUTPUT		MBH	902	1170	1438	1706	2280	2854	3428	3992	4566	5708	7141
FIRING RATE GAS	1,000 BTU/CF	CFH	300	400	492	585	780	975	1170	1365	1560	1950	2437
FIRING RATE LP GAS	57,000 BTU	GPH	5.3	7.2	8.6	10.2	13.7	17.1	20.5	23.9	27.3	34.1	42.9
FIRING RATE OIL AD	140,000 BTU	GPH	4.2	6	7.5	9	12	15	18	21	24	30	37.5
FIRING RATE OIL HEAVY OIL	130,000 BTU	GPH	4.2	5.8	7	8.4	11.2	14	16.8	19.6	22.4	28	35
WATER CAPACITY STEAM	NWL	GALS	120	160	190	220	300	375	450	525	600	750	900
WATER CAPACITY HOT WATER	FLOODED	GALS	140	180	220	270	360	450	540	630	720	900	1080
APPROX. SHIPPING WEIGHT	150 PSI	LB	2975	3925	4875	5825	7775	9725	11675	13625	15575	19525	24475
APPROX. SHIPPING WEIGHT	15 & 30 PSI	LB	2850	3775	4700	5625	7550	9475	11400	13325	15250	19200	24150
BOILER HORSEPOWER			15	20	25	30	40	50	60	70	80	100	125

ANEXO B: PODER CALORÍFICO SUPERIOR E INTERIOR DEL DIÉSEL Y COMBUSTIBLES LÍQUIDOS

Higher heating values of liquid fuels		
Liquid Fuel	HHV, MJ/m ³	HHV, Btu/gal
Heavy crude (14° API)	41,800	150,000
Light crude (30° API)	39,000	140,000
Fuel Oils No. 1	38,300	137,400
No. 2	38,900	139,600
No. 3	39,500	141,800
No. 4	40,400	145,100
No. 5	41,500	148,800
No. 6	42,500	152,400
15° API	49,800	178,710
Kerosine (45° API)	44,300	159,000
Gasoline (60° API)	41,800	150,000
Naphtha (65° API)	32,100	115,000
Butane	28,800	103,300
Propane	25,500	91,600
Ethane	18,400	66,000

Desired Output: Heating Values Fuel Amount

Fuel:

Amount:

Conversion Factor (LHV): 128450

Conversion Factor (HHV): 137380

Lower Heating Value: Btu

Higher Heating Value: Btu

ANEXO C: CORRECCIÓN DE POTENCIA DE QUEMADOR DE ACUERDO A LA ALTITUD SOBRE EL NIVEL DEL MAR

PROCEDURE TO REFER BURNER OPERATING CONDITION IN HIGH ALTITUDE PLANTS

- Find the **corrected burner capacity** for the plant's altitude in chart 1 and the **corrected pressure** in chart 2.
- Check in the firing rate graph of the burner (page 6), if the working point defined by the values above is within the range limits. If not, higher burner size is needed.

Note

Charts are based only on altitude variation (reference temperature = 68°F, 20°C)
 To get the combined correction in case of different air temperature, a compensation of **1000 ft each 20°F (305 m each 11°C)** is applicable.

Example

Rated capacity = 3000 MBtu/hr - Rated air pressure = 1.5" w.c.
 Real altitude = 5000 ft - Real temperature = 108°F
 $\Delta = 108°F - 68°F$ (reference temp) = 40°F (equivalent 2000 ft variation)
 Proceeding as described above and considering a "virtual altitude" of (5000 + 2000) ft:
 - the corrected capacity is 3847 MBtu/hr;
 - the corrected burner air pressure is 1.92. ➡ **Burner RL 100 is OK**

1

CORRECTED BURNER CAPACITY ACCORDING TO ALTITUDE

Rated Capacity	Altitude										
	m. a.s.l.	0	100	305	610	915	1220	1525	1830	2135	2440
	ft a.s.l.	0	328	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000
500		494	502	512	520	531	571	593	632	641	669
1000		987	1000	1023	1061	1101	1142	1186	1232	1282	1337
1500		1481	1500	1535	1591	1652	1713	1778	1848	1924	2006
2000		1974	2000	2046	2121	2202	2284	2371	2464	2565	2675
2500		2468	2500	2558	2652	2753	2855	2964	3079	3200	3341
3000		2962	3000	3069	3182	3303	3425	3557	3695	3847	4012
3500		3455	3500	3581	3712	3854	3996	4149	4311	4485	4680
4000		3949	4000	4092	4243	4404	4567	4742	4927	5130	5349
4500		4442	4500	4604	4773	4955	5138	5335	5543	5771	6018
5000		4936	5000	5116	5303	5505	5709	5928	6159	6412	6686
5500		5429	5500	5627	5834	6056	6280	6520	6775	7053	7356
6000		5923	6000	6139	6364	6606	6851	7113	7391	7694	8024
6500		6417	6500	6650	6884	7137	7422	7706	8006	8335	8694
7000		6910	7000	7162	7425	7708	7993	8299	8622	8977	9361
7500		7404	7500	7673	7955	8258	8564	8892	9238	9615	10020
8000		7897	8000	8185	8485	8809	9135	9484	9854	10259	10698
8500		8391	8500	8697	9018	9359	9705	10077	10470	10890	11337
9000		8885	9000	9208	9546	9910	10276	10670	11086	11541	12035
9500		9378	9500	9720	10076	10460	10847	11263	11702	12183	12704
10000		9872	10000	10231	10607	11011	11438	11885	12358	12864	13413
Average barometric Pressure (20°C)	mbar	1013	1000	977.4	942.8	908.2	875.8	843.5	811.85	779.8	747.8
Average barometric Pressure (68°F)	"w.c.	399	394	385	371	358	345	332	320	307	294

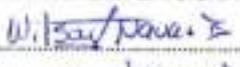
2

CORRECTED BURNER AIR PRESSURE ACCORDING TO ALTITUDE

Rated Pressure	Altitude										
	m. a.s.l.	0	100	305	610	915	1220	1525	1830	2135	2440
	ft a.s.l.	0	328	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000
0.50		0.49	0.50	0.51	0.53	0.55	0.57	0.59	0.62	0.64	0.67
1.00		0.99	1.00	1.02	1.06	1.10	1.14	1.19	1.23	1.28	1.34
1.50		1.48	1.50	1.53	1.59	1.65	1.71	1.78	1.85	1.92	2.01
2.00		1.97	2.00	2.05	2.12	2.20	2.28	2.37	2.46	2.56	2.67
2.50		2.47	2.50	2.56	2.65	2.75	2.85	2.96	3.08	3.21	3.34
3.00		2.96	3.00	3.07	3.18	3.30	3.43	3.56	3.70	3.85	4.01
3.50		3.46	3.50	3.58	3.71	3.85	4.00	4.15	4.31	4.49	4.68
4.00		3.95	4.00	4.09	4.24	4.40	4.57	4.74	4.93	5.13	5.35
4.50		4.44	4.50	4.60	4.77	4.95	5.14	5.33	5.54	5.77	6.02
5.00		4.94	5.00	5.12	5.30	5.51	5.71	5.93	6.16	6.41	6.69
5.50		5.43	5.50	5.63	5.83	6.06	6.28	6.52	6.77	7.05	7.35
6.00		5.92	6.00	6.14	6.36	6.61	6.85	7.11	7.39	7.69	8.02
6.50		6.42	6.50	6.65	6.89	7.16	7.42	7.71	8.01	8.34	8.69
7.00		6.91	7.00	7.16	7.42	7.71	7.99	8.30	8.62	8.98	9.36
7.50		7.40	7.50	7.67	7.96	8.26	8.58	8.90	9.24	9.62	10.03
8.00		7.90	8.00	8.18	8.49	8.81	9.13	9.48	9.85	10.26	10.70
8.50		8.39	8.50	8.70	9.02	9.36	9.71	10.08	10.47	10.90	11.37
9.00		8.88	9.00	9.21	9.55	9.91	10.28	10.67	11.09	11.54	12.04
9.50		9.38	9.50	9.72	10.08	10.46	10.85	11.26	11.70	12.18	12.70
10.00		9.87	10.00	10.23	10.61	11.01	11.42	11.86	12.32	12.82	13.37
Average barometric Pressure (20°C)	mbar	1013	1000	977.4	942.8	908.2	875.8	843.5	811.85	779.8	747.8
Average barometric Pressure (68°F)	"w.c.	399	394	385	371	358	345	332	320	307	294

Reference conditions (Charts 1-2): Ambient temperature 68 °F (20 °C) - Barometric pressure 394" WC (1000 mbar) - Altitude 328 ft a.s.l. (100 m a.s.l.)

**ANEXO D: ANÁLISIS DE GASES DE COMBUSTION DE CALDERA BIOPREMIX CÍA.
LTDA.**

 <p>Senerin SERVICIOS ENERGÉTICOS PARA LA INDUSTRIA</p>	<p>REGISTRO DE MEDICION Y MUESTREO DE GASES Y MATERIAL PARTICULADO</p>	<p>Página _ de _</p>																																																																																				
<p>Tipo de Análisis: Celdas Electroquímicas Método de ensayo y muestreo: PEGA01 Tipo de muestra en análisis: Gases de combustión Equipos utilizados: EI-01, EI-02, EI-09 Identificación del equipo muestreado: Celdas Electroquímicas</p> <p>MODELO: 60 DHP SERIE: DS 300.150.J1 POTENCIA: 160 DHP</p> <p>* Funcionamiento horas semana: 24 hrs * Consumo combustible mensual: 8.000 galones Ubicación del punto de muestreo: 1.33 m Distancia después del punto de muestreo: 3.31 m Diámetro y altura de la chimenea: $\phi = 0.46 m$ Tipo de Chimenea: Circular <input checked="" type="checkbox"/> Rectangular <input type="checkbox"/> * Condición de carga del equipo analizado: En funcionamiento Condiciones ambientales que afectan la medición: Sin viento * Fecha de Inicio de Operaciones: 2018 Noviembre * Actividad Productiva: Producción Balnearios Coordenadas de Ubicación de la Fuente: (UTM WGS84):</p> <p>NOTA: (*) DATOS PROPORCIONADOS POR EL CLIENTE</p> <p>NOMBRE DE LA EMPRESA: <u>Biopremix</u> TELEFONO: <u>0984532092</u> DIRECCION: <u>Baños Tunja vía Ambato</u> MAIL: <u>produccion@nutos.ec</u></p>																																																																																						
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>No.</th> <th>FECHA dd/mm</th> <th>TEMP. °C</th> <th>O₂ %</th> <th>CO₂ %</th> <th>CO ppm</th> <th>SO₂ ppm</th> <th>NOx ppm</th> <th>NO₂ ppm</th> <th>NO ppm</th> <th>H₂O %</th> <th>PERIODO</th> <th>#M. / 2020</th> <th>Resp. Medición</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>8-01 21</td> <td>153</td> <td>3.2</td> <td>13.2</td> <td>0</td> <td>325</td> <td>46</td> <td>0</td> <td>46</td> <td>1</td> <td>—</td> <td>1</td> <td>→ Baja</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>9-01 21</td> <td>175</td> <td>0</td> <td>15.6</td> <td>4000</td> <td>503</td> <td>102</td> <td>0</td> <td>102</td> <td>7</td> <td>—</td> <td>2</td> <td>→ Alta</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td></td> </tr> <tr> <td>4</td> <td></td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			No.	FECHA dd/mm	TEMP. °C	O ₂ %	CO ₂ %	CO ppm	SO ₂ ppm	NOx ppm	NO ₂ ppm	NO ppm	H ₂ O %	PERIODO	#M. / 2020	Resp. Medición	1	8-01 21	153	3.2	13.2	0	325	46	0	46	1	—	1	→ Baja	2	9-01 21	175	0	15.6	4000	503	102	0	102	7	—	2	→ Alta	3														4														5													
No.	FECHA dd/mm	TEMP. °C	O ₂ %	CO ₂ %	CO ppm	SO ₂ ppm	NOx ppm	NO ₂ ppm	NO ppm	H ₂ O %	PERIODO	#M. / 2020	Resp. Medición																																																																									
1	8-01 21	153	3.2	13.2	0	325	46	0	46	1	—	1	→ Baja																																																																									
2	9-01 21	175	0	15.6	4000	503	102	0	102	7	—	2	→ Alta																																																																									
3																																																																																						
4																																																																																						
5																																																																																						
<p>Revisión Empresa a cada medición:</p> <p>1)  _____ 2) _____ 3) _____ 4) _____ 5) _____</p> <p>Revisión SENERIN CIA. LTDA. Respo. DCAL</p> <p>1)  _____ 2)  _____ 3) _____ 4) _____ 5) _____</p>																																																																																						
<p>Documento controlado, prohibida su reproducción parcial o total sin autorización.</p> <p align="right">FPEGA01-01 REV1</p>																																																																																						



Determinación de Material Particulado en gases provenientes de fuentes fijas de combustión

Este procedimiento está diseñado y que cumple con las exigencias de la autoridad ambiental para medir el **material particulado**, según humedad, temperatura, presión y cantidad de gas emitido desde fuentes de combustión.

Composición de los gases provenientes de fuentes fijas de combustión.

De igual manera, es un procedimiento estandarizado, cumple con exigencias de la autoridad ambiental y utiliza celdas electroquímicas para medir los siguientes componentes: CO, SO₂, NO, NO₂, O₂.



ANEXO E: SOLUCIÓN GAUSS JORDAN BALANCE ATÓMICO REACCIÓN DE COMBUSTION LLAMA ALTA

Tabla 1

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	14.1360	0	0	0	0	1	0.3666
2	27.232	0.1984	-2	0	-2	0	0
3	-0.024	2.0887	-1	0	0	0	0.72363333
4	0.01	7.22	0	-2	0	0	0.0003202
5	0	0	-0.142	0	0.0300	0	0

Se cancela el primer en la columna número 1 de la tabla 1 se hace 1 con 14.1360

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	1	0	0	0	0	0	-0.0262440056749507121
2	27.096	0.1994	-2	0	-2	0	0
3	0.020	2.0907	-1	0	0	0	0.71303333
4	0.01	7.22	0	-2	0	0	0.00044028
5	0	0	-0.142	0	0.0300	0	0

Se cancela la columna número 1

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	0	0	0	0	0	0	-0.0262440056749507121
2	0	0.1994	-2	0	-2	0	-0.708241395201625107
3	0	2.0907	-1	0	0	0	-0.728771848201028712
4	0	7.22	0	-2	0	0	0.00072481820167460712
5	0	0	-0.142	0	0.0300	0	0

Se cancela el primer en la columna número 2 de la tabla 1 se hace 1 con 0.1994

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	0	0	0	0	0	0	-0.0262440056749507121
2	0	1	-2	0	-2	0	-0.708241395201625107
3	0	2.0907	-1	0	0	0	-0.728771848201028712
4	0	7.22	0	-2	0	0	0.00072481820167460712
5	0	0	-0.142	0	0.0300	0	0

Se cancela la columna número 2

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	0	0	0	0	0	0	-0.0262440056749507121
2	0	1	-2	0	-2	0	-0.708241395201625107
3	0	0	-1	0	0	0	-0.728771848201028712
4	0	0	0	-2	0	0	0.00072481820167460712
5	0	0	-0.142	0	0.0300	0	0

Se cancela el primer en la columna número 3 de la tabla 1 se hace 1 con 0.020

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	0	0	0	0	0	0	-0.0262440056749507121
2	0	0	1	0	0	0	-0.708241395201625107
3	0	0	1	0	0	0	-0.728771848201028712
4	0	0	0	-2	0	0	0.00072481820167460712
5	0	0	-0.142	0	0.0300	0	0

Se cancela el primer en la columna número 4 de la tabla 1 se hace 1 con 0.01

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	0	0	0	0	0	0	-0.0262440056749507121
2	0	0	0	1	0	0	-0.708241395201625107
3	0	0	0	1	0	0	-0.728771848201028712
4	0	0	0	1	0	0	0.00072481820167460712
5	0	0	-0.142	0	0.0300	0	0

ANEXO F: SOLUCIÓN GAUSS JORDAN BALANCE ATÓMICO REACCIÓN DE COMBUSTION LLAMA BAJA

$$\begin{cases} 2g - 0.0046179a = 0.581528 \\ -g + 0.048627a = 0.7857293 \\ -h + 0.087078a = 0 \end{cases}$$

Reescribamos el sistema de ecuaciones en forma de matrices y lo resolvamos por el método de eliminación de Gauss-Jordan

$$\left(\begin{array}{ccc|c} 2 & 0 & -0.0046179 & 0.581528 \\ -1 & 0 & 0.048627 & 0.7857293 \\ 0 & -1 & 0.087078 & 0 \end{array} \right)$$

$R_1 / 2 \rightarrow R_1$ (dividamos la fila (1) por 2)

$$\left(\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & -0.00230895 & 0.290764 \\ -1 & 0 & 0.048627 & 0.7857293 \\ 0 & -1 & 0.087078 & 0 \end{array} \right)$$

$R_2 + 1R_1 \rightarrow R_2$ (multiplicamos la fila 1 por 1 y sumamos a la fila 2)

$$\left(\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & -0.00230895 & 0.290764 \\ 0 & 0 & 0.04631805 & 1.0764933 \\ 0 & -1 & 0.087078 & 0 \end{array} \right)$$

$R_2 \leftrightarrow R_3$ (intercambiamos las filas 2 y 3)

$$\left(\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & -0.00230895 & 0.290764 \\ 0 & -1 & 0.087078 & 0 \\ 0 & 0 & 0.04631805 & 1.0764933 \end{array} \right)$$

$R_3 / 0.04631805 \rightarrow R_3$ (dividamos la fila (3) por 0.04631805)

$$\left(\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & -0.00230895 & 0.290764 \\ 0 & -1 & 0.087078 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 23.2230000 \end{array} \right)$$

$R_3 / 0.04631805 \rightarrow R_3$ (dividamos la fila (3) por 0.04631805)

$$\left(\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & -0.00230895 & 0.290764 \\ 0 & -1 & 0.087078 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 23.2230000 \end{array} \right)$$

$R_1 + 0.00230895 R_3 \rightarrow R_1$ (multiplicamos la fila 3 por 0.00230895 y sumamos a la fila 1); $R_2 + 0.087078 R_3 \rightarrow R_2$ (multiplicamos la fila 3 por 0.087078 y sumamos a la fila 2)

$$\left(\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & 0 & 34.013348783 \\ 0 & -1 & 0 & 102919000000 \\ 0 & 0 & 1 & 23.2230000 \\ 0 & 0 & 1 & 23.2230000 \\ 0 & 0 & 1 & 7176622 \\ & & & 308787 \end{array} \right)$$

$$\begin{cases} g = 34.013348783 \\ h = 102919000000 \\ a = 23.2230000 \\ g = 7176622 \\ a = 308787 \end{cases}$$

ANEXO G: CALOR ESPECÍFICO MOLAR DE ESPECIES COMO PRODUCTOS DE COMBUSTION

Species	HF(T = 298) (cal/mole)	S(T = 298) (cal/mole/deg)		
H2	0	31.208	-6183042 + 01 -4103273 + 01	-4710657 + 01 -3981783 + 01
H	52100.0	27.392	-4968000 + 01 -4968000 + 01	-0000000 -0000000
O2	0	49.004	-7361141 + 01 -8439106 + 01	-5369589 + 01 -3765235 - 00
O	59559.0	38.468	-5974134 + 01 -4743426 + 01	-4241883 + 01 -4809056 - 00
N2	0	45.770	-7709928 + 01 -5649167 + 01	-5503897 + 01 -3579035 + 01
N	112965.0	36.614	-4966526 + 01 -4845706 + 01	-1150479 - 01 -8079624 - 01
OH	9432.0	43.880	-7615100 + 01 -4946400 + 01	-1936000 + 01 -3264500 + 01
H2O	-57798.0	45.106	-7988860 + 01 -3401967 + 01	-1506271 + 01 -9433046 + 01
NH	81000.0	43.295	-6990000 + 01 -4913000 + 01	-3633500 - 00 -3772200 + 01
NH2	40070.0	46.488	-8158200 + 01 -4124400 + 01	-2976200 + 01 -9411600 + 01
NH3	-10970.0	46.033	-7040500 + 01 -2051500 + 02	-1209100 + 01 -1403200 + 02
HNO	23800.0	52.729	-7481815 + 01 -7144250 + 01	-1205998 + 01 -7196827 + 01
H2O2	-32530.0	55.660	-3305540 + 01 -0000000	-3461723 + 02 -0000000
NO	21580.0	50.347	-8462334 + 01 -6590192 + 01	-1040669 + 02 -2604241 + 01
NO2	7910.0	57.343	-6610077 + 01 -9949028 + 01	-5431315 + 01 -4493565 + 01
N2O	19610.0	52.546	-4826714 + 01 -9873937 + 01	-2013927 + 02 -5610329 + 01
S	66680.0	40.086	-5940330 + 01 -6278838 + 01	-3241944 - 00 -1982202 + 01
S2	30840.0	54.510	-5282738 + 01 -8444043 + 01	-1343937 + 02 -6670050 - 00
SO	1640.0	53.021	-5920250 + 01 -7875517 + 01	-4654738 + 01 -1277603 + 01
SO2	-70947.0	59.298	-5926201 + 01 -1103035 + 02	-1447063 + 02 -3477243 + 01
H2S	-4880.0	49.151	-8035954 + 01 -5626490 + 01	-2696204 + 01 -8504201 + 01
C	170886.0	37.761	-5028273 + 01 -5366960 + 01	-2820920 - 00 -5472378 - 00
CO	-26417.0	47.214	-7812249 + 01 -5966461 + 01	-6668293 + 01 -3288911 + 01

Specific heat polynomial coefficients

(1) $T = 300 - 2000 \text{ K}$

(2) $T = 2000 - 6000 \text{ K}$

Actin

-1092135 +02	1254086 +02	-7016263 +01	1923395 +01	-2084091 -00
-1426510 +01	2692683 -00	-1865879 -01	-8115632 -03	1241686 -03
0000000	0000000	0000000	0000000	0000000
0000000	0000000	0000000	0000000	0000000
2054179 +02	-2586526 +02	1594566 +02	-4858890 +01	5861501 -00
6217160 -00	-1923457 -00	2899864 -01	-2358024 -02	8609980 -04
7931254 +01	-7944230 +01	4403357 +01	-1271341 +01	1491408 -00
-3646655 -00	1273890 -00	-2116611 -01	1705342 -02	-5408020 -04
1312136 +02	-1167955 +02	5233997 +01	-1173185 +01	1038830 +00
-1794312 +01	5121300 -00	-8418747 -01	7443174 -02	-2733787 -03
-3333487 -01	4616989 -01	-3242073 -01	1094605 -01	-1373727 -02
8797961 -01	-1042445 +00	3658158 -01	-4866466 -02	2261471 -03
8770000 -00	2615300 +01	-2690900 +01	9778900 -00	-1269500 -00
-1202600 +01	2584900 -00	-3183900 -01	2068300 -02	-5372400 -04
6661376 +01	-4655970 +01	1696464 +01	-3706212 -00	3992444 -01
-4067415 +01	1049852 +01	-1620228 -00	1377443 -01	-4940009 -03
-3216200 -00	7510600 +01	-6009800 +01	2106800 +01	-2769300 -00
-1599900 +01	4034000 -00	-5965300 -01	4813700 -02	-1637800 -03
1053700 +02	-7632900 +01	2363700 +01	-2673200 -00	-3099700 -02
-4346700 +01	1148800 +01	-1771900 -00	1484700 -01	-5225500 -03
1833000 +02	-2399100 +02	1518300 +02	-4949600 +01	6533700 -00
1326600 +02	-5324000 +01	1105200 +01	-1158800 +00	4861200 -02
1929627 +02	-2561421 +02	1565208 +02	-4715047 +01	5647250 -00
-3613306 +01	1025384 +01	-1682622 -00	1489975 -01	-5513177 -03
-4732530 +02	3764017 +02	-1666553 +02	3803301 +01	-3482842 -00
0000000	0000000	0000000	0000000	0000000
2754876 +02	-3028119 +02	1718511 +02	-4957260 +01	5755281 -00
-1291209 +01	3651135 -00	-5936968 -01	5193714 -02	-1896027 -03
1272510 +02	-2493998 +02	1773495 +02	-5820404 +01	7363536 -00
-2347261 +01	6824065 -00	-1135640 +00	1012801 -01	-3755934 -03
-2213612 +02	1585518 +02	-7265313 +01	1897833 +01	-2117446 -00
-2906742 +01	8423921 -00	-1401967 -00	1253291 -01	-4667261 -03
-3478398 +01	6050890 +01	-4318558 +01	1452187 +01	-1886298 -00
1155970 +01	-3047107 -00	4219768 -01	-3017863 -02	8840263 -04
-2252728 +02	2088808 +02	-1092233 +02	3013754 +01	-3408398 -00
-3325353 -00	1013248 +00	-1760333 -01	1634686 -02	-6300372 -04
4763102 -01	-5348604 +01	4885215 +01	-1792827 +01	2425249 -00
-6382378 -00	1847880 -00	-3050924 -01	2692111 -02	-9858980 -04
-7397044 +01	-3918760 +01	6111356 +01	-2521352 +01	3576013 -00
-1763765 +01	5184637 -00	-8702876 -01	7814553 -02	-2913773 -03
1386028 +02	-1240741 +02	5020432 +01	-9325632 -00	5864301 -01
-3961359 +01	1061700 +01	-1643824 -00	1372677 -01	-4789216 -03
5583757 -00	-5661932 -00	3002187 -00	-7697892 -01	7805842 -02
1968785 -00	1483911 -01	-1470695 -01	2223766 -02	-1086135 -03
1728296 +02	-1728709 +02	8860125 +01	-2314819 +01	2447785 -00
-1660467 +01	4764446 -00	-7853616 -01	6956491 -02	-2565872 -03

CO2	-94054-0	51-072	·4324933 +01 ·8153021 +01	·2080895 +02 ·8411419 +01
CH4	-17895-0	44-490	·7918404 +01 ·2368878 +01	-·1141722 +02 ·2408679 +02
COS	-33080-0	55-323	·4367242 +01 ·1078440 +02	·2814390 +02 ·4832415 +01
C2H2	54190-0	48-004	·1650900 +01 ·8224100 +01	·4778400 +02 ·1247900 +02
C2N2	73870-0	57-711	·7437400 +01 ·1362800 +02	·3107400 +02 ·7863900 +01
HCN	31200-0	48-213	·4449400 +01 ·6859400 +01	·2089500 +02 ·8423000 +01
C2H4	12540-0	52-396	·1508700 +01 ·6549000 +01	·3192600 +02 ·2600900 +02
O3	34100-0	57-080	·3854035 +01 ·1150155 +02	·2600085 +02 ·2918305 +01
CH2O	-27700-0	52-261	·7950900 +01 ·5938200 +01	-·9221000 +01 ·1487700 +02
SO3	-94590-0	61-344	·3920800 +01 ·1504700 +02	·3783800 +02 ·5629200 +01
AR	0	36-983	·4968100 +01 ·4968100 +01	·0000000 ·0000000
S2O	-13500-0	63-796	·5479500 +01 ·1225000 +02	·2586400 +02 ·1918500 +01
CS2	27980-0	56-832	·5763700 +01 ·1249900 +02	·2570400 +02 ·2737000 +01
HO2	5000-0	54-383	·6561100 +01 ·7348900 +01	·5013600 +01 ·6404400 +01
CH2	95000-0	43-271	·4880800 +01 ·4805600 +01	·1064100 +02 ·1008200 +02
CHO	-2900-0	53-683	·7705600 +01 ·6625600 +01	-·1658700 +01 ·75-1200 +01
C(GR)	0	1-359	-·1600800 +01 ·3569900 +01	·1568300 +02 ·2966100 +01
CN	111000-0	48-406	·7878200 +01 ·1024200 +02	-·7427200 +01 -·3721800 +01
CH	142000-0	43-722	·7333230 +01 ·5097360 +01	-·2184680 +01 ·3971150 +01
C2H	114000-0	49-550	·4942210 +01 ·1108130 +02	·1975620 +02 ·1431470 +01
C3H8	-24891-0	64-355	·6800800 +01 ·2553200 +01	·2871000 +02 ·5515900 +02
C4H10	-30183-0	74-045	-·3977200 +02 ·8502800 +01	·4129000 +03 ·5647200 +02
C6H6	21837-0	64-986	·1650500 +01 ·9165300 +01	·6844600 +02 ·5726200 +02
SH	32000-0	46-745	·9199740 +01 ·6049290 +01	-·7921900 +01 ·2680300 +01

-2294590+02	·1684483+02	-7935665+01	·2121672+01	-2408713-00
-4795179+01	·1543125+01	-2831228-00	·2765572-01	-1112591-02
·6373457+02	-7525691+02	·4329269+02	-1256732+02	·1469695+01
-1175101+02	·3255951+01	-5235556-00	·4555879-01	-1660416-02
-4136811+02	·3732283+02	-1983899+02	·5647450+01	-6607355-00
-2459976+01	·7229480-00	-1218413+00	·1101549-01	-4143549-03
-8103000+02	·8309800+02	-4761400+02	·1409300+02	-1680100+01
-5612800+01	·1481400+01	-2279500-00	·1904200-01	-6677400-03
-4654800+02	·4547500+02	-2617700+02	·7933800+01	-9725700-00
-3993400+01	·1139600+01	-1874400-00	·1660800-01	-6143900-03
-3137600+02	·3191100+02	-1867400+02	·5658100+01	-6882100-00
-3969000+01	·1100500+01	-1783200-00	·1570500-01	-5814800-03
-5850800+01	-1415000+02	·1305300+02	-4647700+01	·6157000-00
-1273600+02	·3542300+01	-5718400-00	·4996600-01	-1828900-02
-3025680+02	·1890522+02	-6266041+01	·9571012-00	-3938305-01
-1481579+01	·4358446-70	-7321403-01	·6581355-02	-2458320-03
·5292200+02	-6572700+02	·3914300+02	-1161500+02	·1376500+01
-7486600+01	·2127600+01	-3495700-00	·3099700-01	-1148800-02
-4160000+02	·2480300+02	-7930700+01	·1177700+01	-4730700-01
-3014800+01	·8970700-00	-1526500-00	·1391300-01	-5272300-03
·0000000	·0000000	·0000000	·0000000	·0000000
·0000000	·0000000	·0000000	·0000000	·0000000
-3795700+02	·3159800+02	-1518000+02	·3917000+01	-4198900-00
-1011900+01	·2955000-00	-4926100-01	·4396500-02	-1632100-03
-3656500+02	·3067400+02	-1514800+02	·4051500+01	-4510700-00
-1396800+01	·4020500-00	-6631900-01	·5872500-02	-2166700-03
·6198900+01	-1316200+02	·9554900+01	-3209600+01	·4161400-00
-2999400+01	·8031600-00	-1254000-00	·1063100-01	-3784400-03
-7860400+01	·5816600+01	-3165200+01	·9296300-00	-1086800+00
-4820600+01	·1316300+01	-2094500-00	·1808800-01	-6556900-03
·1699700+02	-2064800+02	·1181600+02	-3383300+01	·3895800-00
-3691700+01	·1022600+01	-1639900-00	·1420600-01	-5148700-03
-1283500+02	·3308300+01	·1531800+01	-1111300+01	·1878500-00
-1603200+01	·4824800-00	-8131400-01	·7309500-02	-2725300-03
·2006900+02	-2115300+02	·1136500+02	-3068100+01	·3319700-00
·2408000+01	-4858800-00	·2161000-01	·3712000-02	-3321100-03
·3354180+01	·4044730-00	-2154130+01	·1060410+01	-1634030-00
-1837710+01	·4997440-00	-7898240-01	·6761700-02	-2426310-03
-2937590+02	·2940960+02	-1716390+02	·5246440+01	-6465570-00
·4797090-01	·5780460-01	-4411060-01	·7504300-02	-4049490-03
·6234900+02	-1071900+03	·6980200+02	-2110100+02	·2447600+01
-2082200+02	·3540400+01	-2236100-00	·2205300-04	·2291500-05
-9917400+03	·1325000+04	-9267500+03	·3173800+03	-4203100+02
-2309200+02	·4137500+01	-2708200-00	·3170300-04	·2731700-05
-2956600+01	-2370400+02	·3740300+01	·4845700+01	-1414700+01
-2235400+02	·3891900+01	-2500100-00	·2515000-04	·2563400-05
·1198210+02	-6721250+01	·1128070+01	·2682350-00	-8528090-01
-1030510+01	·2177340-00	-2340020-01	·9724620-03	·4712470-05

Quimip LABORATORIO DE ANÁLISIS DE AGUA

INDICER: RUC CALITA
RUC: 09177388004
059835416

REPORTE DE ANÁLISIS DE AGUA

Fecha: 31/05/2022

Repres: [Handwritten Signature]
Caj. Agua: [Handwritten Signature]

AMETRO	FORMULA	A-1	A-2	A-3	A-4	A-5	SUGERIDOS
		CIUDA	ALIAN	RET. COND.	CAL 1	CAL 2	CONDICIONES DE TRABAJO Y SEGURIDAD
NO P	CaCO ₃				1000		
AD T	CaCO ₃				1000		
NO S	HCO ₃ ⁻				0		
OS	CO ₃ ²⁻				460		
S	OH ⁻				200		300-1000
TAL	CaCO ₃	410	20	0	0.4		0-2 ppm
	Fe				30		1 ppm
	SO ₄				30		30-60 ppm
	PO ₄				30		30-50 ppm
TALES	Ppm	520	500	>40	8400		< 2000 ppm
DAD	µS/cm	75	75	115			15-15.11.8
	SO ₂						< 200 ppm
	Ci						100 ppm

RES / O Recomendaciones:

Alta. Se debe el agua de agua para beber
hacerse de ser posible
se debe beber agua
de fuente natural

REPRESENTANTE: [Handwritten Signature]

FIRMA DEL CLIENTE: [Handwritten Signature]

www.quimip.com

Quimip LABORATORIO DE ANÁLISIS DE AGUA

REPORTE DE ANÁLISIS DE AGUA

AMETRO	FORMULA	A-1	A-2	A-3	A-4	A-5	SUGERIDOS
NO P	CaCO ₃				1000		
AD T	CaCO ₃				1000		
NO S	HCO ₃ ⁻				0		
OS	CO ₃ ²⁻				460		
S	OH ⁻				200		300-1000
TAL	CaCO ₃	410	20	0	0.4		0-2 ppm
	Fe				30		1 ppm
	SO ₄				30		30-60 ppm
	PO ₄				30		30-50 ppm
TALES	Ppm	520	500	>40	8400		< 2000 ppm
DAD	µS/cm	75	75	115			15-15.11.8
	SO ₂						< 200 ppm
	Ci						100 ppm

RES / O Recomendaciones:

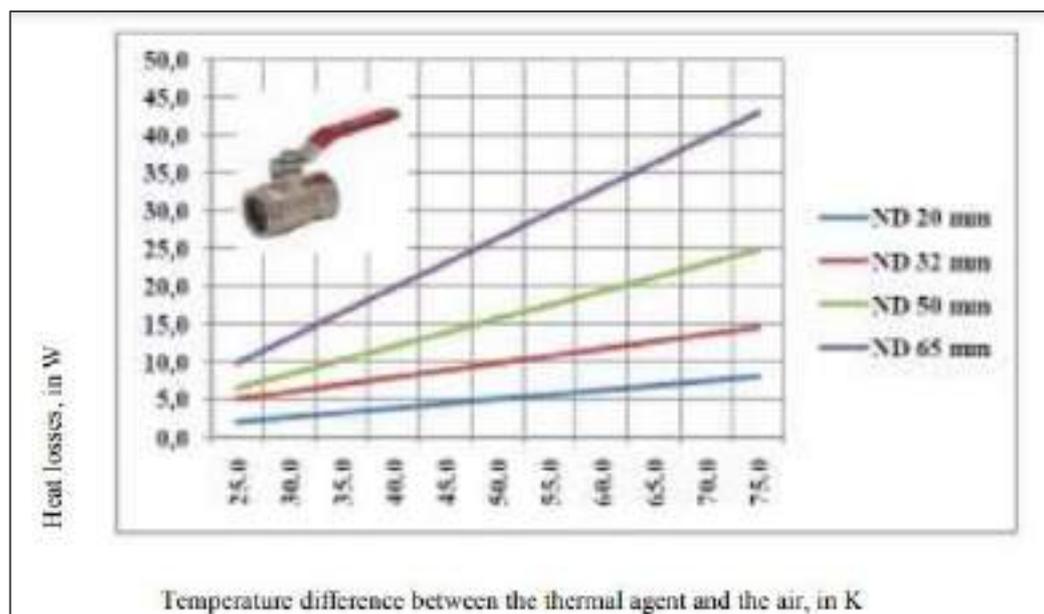
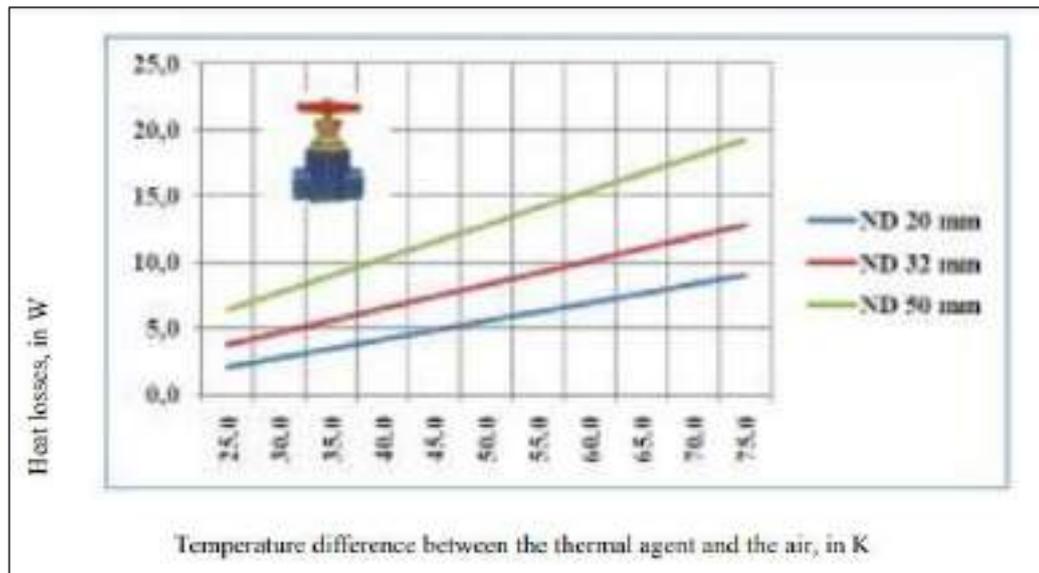
Alta. Se debe el agua de agua para beber
hacerse de ser posible
se debe beber agua
de fuente natural

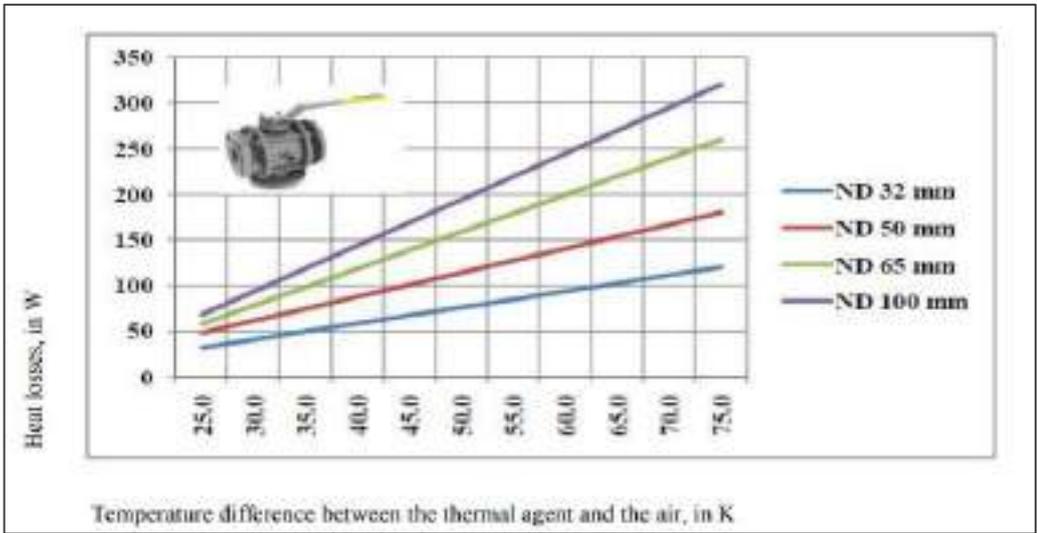
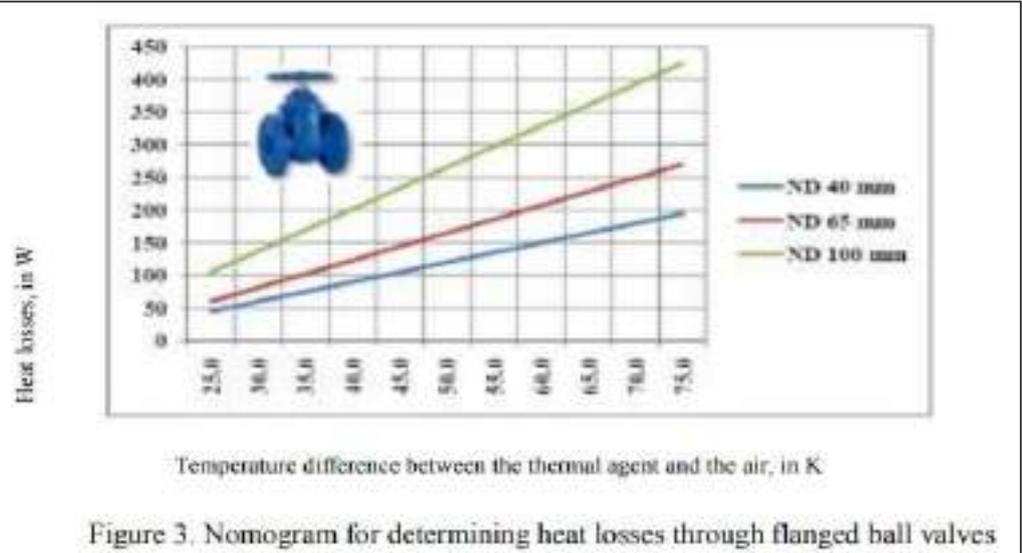
REPRESENTANTE: [Handwritten Signature]

FIRMA DEL CLIENTE: [Handwritten Signature]

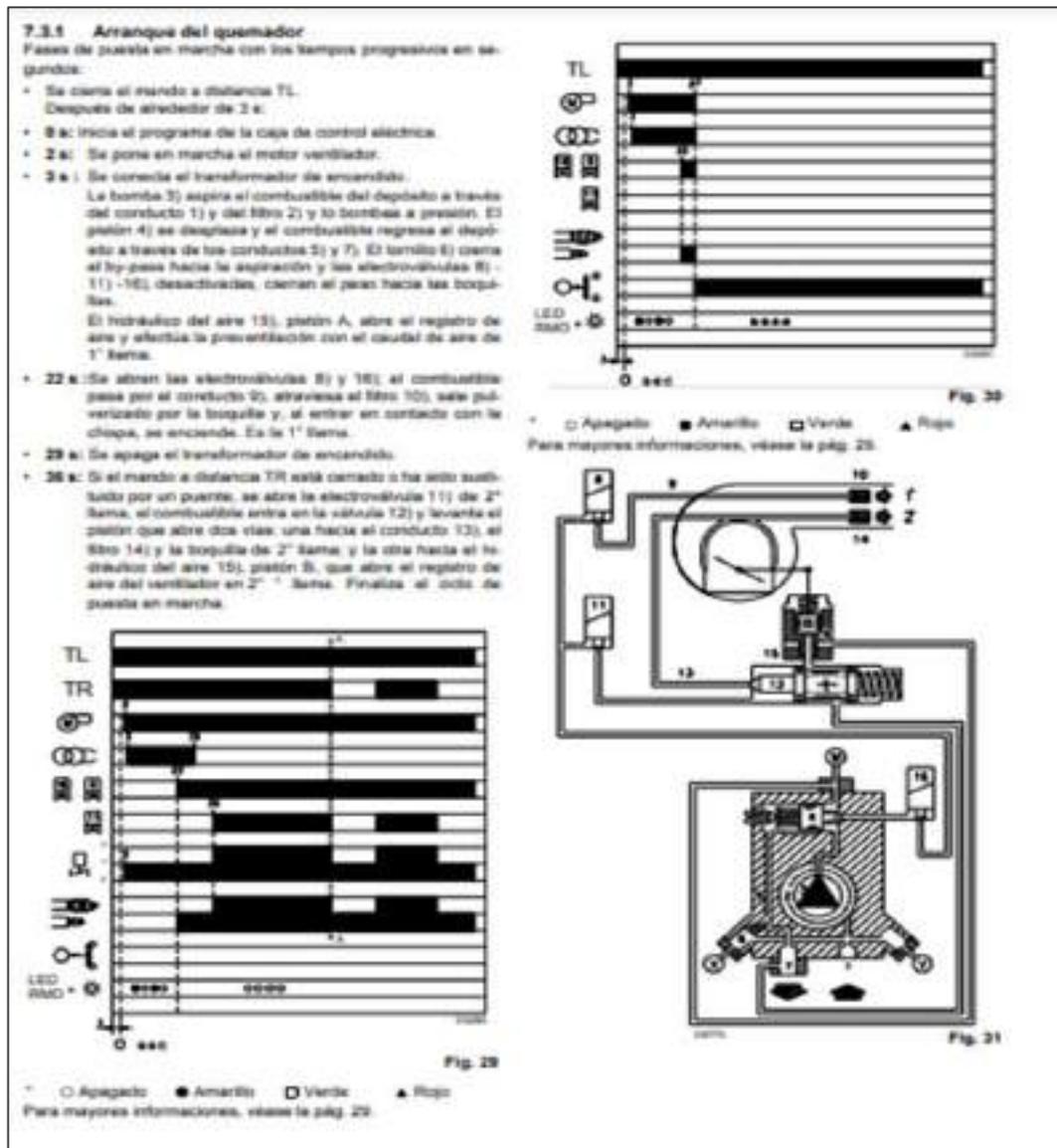
www.quimip.com

ANEXO J: MONOGRAMA PARA DETERMINAR PÉRDIDAS DE CALOR EN VÁLVULAS





ANEXO K: FUNCIONAMIENTO DEL QUEMADOR

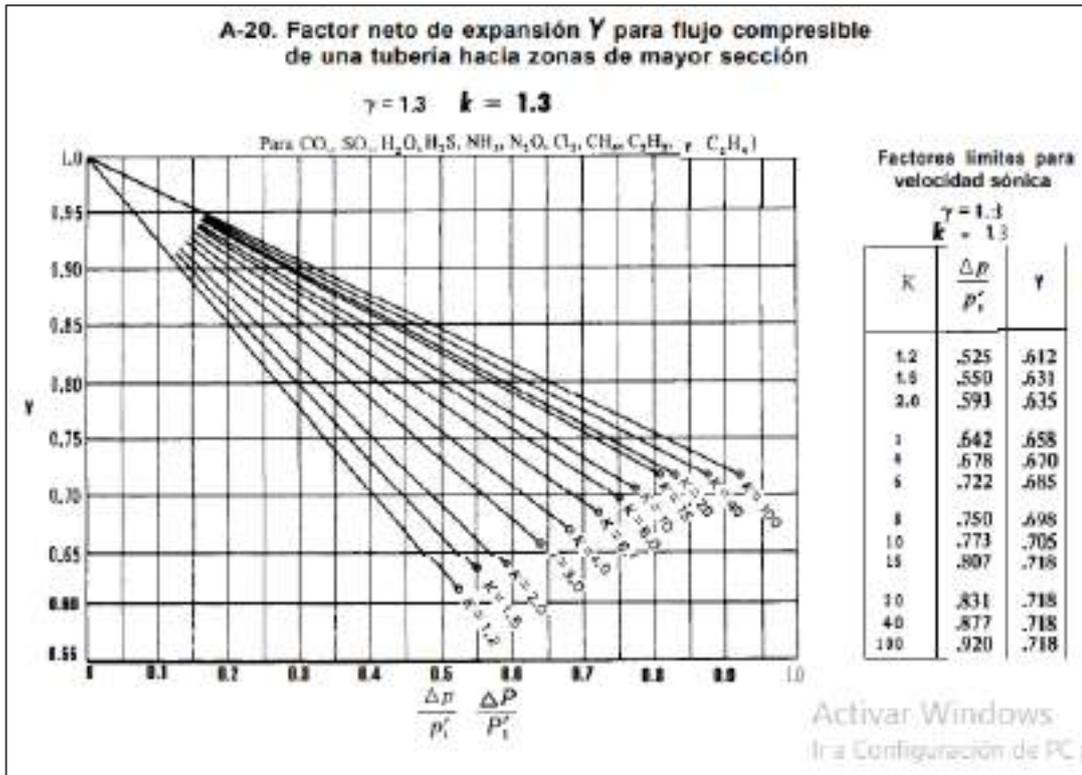


ANEXO L: FACTORES DE FRICCIÓN ACERO COMERCIAL PARA FLUJO TOTALMENTE TURBULENTO

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

Díámetro mm	15	20	25	32	40	50	65,80	100	125	150	200,250	300-400	450-600
Nominal pulg	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f_f)	.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

ANEXO M: FACTOR DE EXPANSIÓN PARA FLUJO COMPRESIBLE



ANEXO N: COEFICIENTES DE FLUJO PARA VÁLVULAS DE BOLA

TABLE 6.196
*Valve Sizing Coefficients (C_v) of Full Ported and Reduced Ported Ball Valves**

Valve Size	Full Port Valves, Ball Opening (%)									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
1/8"	0.52	1.17	2.0	2.8	3.8	5.7	9.1	13	19.8	28
1/4"	1.00	2.25	4.0	5.5	7.5	11.1	17.5	25	38	50
1/2"	1.80	4.25	7.5	10.5	14.1	20.7	32.9	47	71.5	94
3/4"	3.2	11.7	20.8	28.6	39	57.2	91	130	197.8	260
1"	4.6	21.6	38.4	52.8	72	105.6	168	240	364.8	480
1 1/4"	15.0	33.6	60	82.5	112	165	262.5	375	570	750
1 1/2"	26	58.5	104	143	195	286	435	630	966	1300
2"	46	103.5	184	253	345	506	803	1150	1748	2300
2 1/2"	108	243	432	594	810	1188	1800	2700	4100	5400
3"	200	450	800	1100	1500	2200	3300	5000	7600	10000
4"	320	720	1280	1760	2400	3520	5400	8000	12160	16000
6"	480	1080	1920	2640	3600	5280	8000	12000	18240	24000
8"	628	1413	2512	3454	4710	6908	10390	15700	23860	31400
10"	860	1935	3440	4730	6450	9460	14050	21300	32680	43000
12"	1140	2565	4560	6270	8550	12540	18950	28300	43320	57000
16"	1800	4050	7200	9900	13500	19800	29700	45000	68400	90000

Valve Size	Reduced Port Valves, Ball Opening (%)									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
1/8"	1.9	4.4	7.8	10.8	14.7	21.6	34.3	49	74.3	98
1/4"	3.6	8.1	14.4	19.8	27	39.6	63	90	136.8	180
1/2"	5.6	12.6	22.4	30.8	42	61.6	98	140	212.8	280
3/4"	8.4	18.9	33.6	46.2	63	92.4	147	210	319.2	420
1"	11.4	24.7	41.6	54.7	75.3	109.4	166.3	243	365	480
1 1/4"	36	81	144	198	270	396	630	900	1368	1800
1 1/2"	68	153	272	374	516	748	1100	1580	2364	3100
2"	118	265.5	472	640	885	1298	2005	2950	4484	5900
2 1/2"	180	405	720	990	1350	1980	2970	4500	6840	9000
3"	240	540	960	1320	1800	2640	4200	6000	9120	12000
4"	320	720	1280	1760	2400	3520	5400	8000	12160	16000
6"	480	1080	1920	2640	3600	5280	8000	12000	18240	24000
8"	628	1413	2512	3454	4710	6908	10390	15700	23860	31400
10"	860	1935	3440	4730	6450	9460	14050	21300	32680	43000
12"	1140	2565	4560	6270	8550	12540	18950	28300	43320	57000
16"	1800	4050	7200	9900	13500	19800	29700	45000	68400	90000

*Courtesy of KTM Products, Inc.

ANEXO O: FACTORES O COEFICIENTES DE FRICCIÓN EN ACCESORIOS PARA EL MÉTODO 3K

TABLE 4-9 3-K Constants for Loss Coefficients for Valves and Fittings

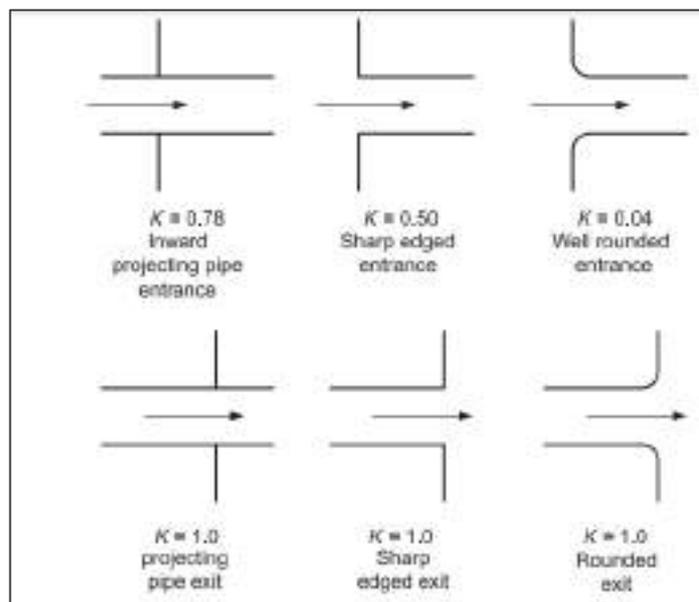
Fitting		$K = \frac{K_m}{Re} + K_f \left(1 + \frac{K_d}{D_n \text{ inch}}\right)^2$	$(L/D)_{eq}$	K_m	K_f	K_d
Elbows - 90°	Threaded, standard	$r/D = 1$	30	800	0.14	4.0
	Threaded, long radius	$r/D = 1.5$	16	800	0.071	4.2
	Flanged, welded, bends	$r/D = 1$	20	800	0.091	4.0
		$r/D = 2$	12	800	0.056	3.9
		$r/D = 4$	14	800	0.066	3.9
		$r/D = 6$	17	800	0.075	4.2
		Mitered	1 weld, 90°	60	1000	0.27
	2 welds, 45°	15	800	0.068	4.1	
	3 welds, 30°	8	800	0.035	4.2	
Elbows - 45°	Threaded, standard	$r/D = 1$	16	500	0.071	4.2
	Long radius	$r/D = 1.5$		500	0.052	4.0
	Mitered, 1 weld	45°	15	500	0.086	4.0
	Mitered, 2 welds	22.5°	6	500	0.052	4.0
Elbows - 180°	Threaded, Close return bend	$r/D = 1$	50	1000	0.23	4.0
	Flanged	$r/D = 1$		1000	0.12	4.0
	All	$r/D = 1.5$		1000	0.10	4.0
Tees	Through-branch (as elbow)					
	Threaded	$r/D = 1$	60	500	0.274	4.0
		$r/D = 1.5$		800	0.14	4.0
	Flanged	$r/D = 1$	20	800	0.28	4.0
	Stub-in branch			1000	0.34	4.0
	Run through threaded	$r/D = 1$	20	200	0.091	4.0
	Flanged	$r/D = 1$		150	0.017	4.0
Valves	Stub-in branch			100	0	0
	Angle valve - 45°	Full line size, $\beta = 1$	55	950	0.25	4.0
	Angle valve - 90°	Full line size, $\beta = 1$	150	1000	0.69	4.0
	Globe valve	Standard, $\beta = 1$	340	1500	1.70	3.6
	Plug valve	Branch flow	90	500	0.41	4.0
	Plug valve	Straight through	18	300	0.084	3.9
	Plug valve	Three-way (flow through)	30	300	0.14	4.0
	Gate valve	Standard, $\beta = 1$	8	300	0.037	3.9
	Ball valve	Standard, $\beta = 1$	3	300	0.017	4.0
	Diaphragm	Dam-type		1000	0.69	4.9
	Swing check ¹	$V_{min} = 35 \rho^{-1/2}$	100	1500	0.46	4.0
Lift check ¹	$V_{min} = 40 \rho^{-1/2}$	600	2000	2.85	3.8	

(Source: Darby, *Chem. Eng.*, July, 1999, pp. 101-104.)

* See Equation

¹ Units of ρ are lb_m/ft^3

D_n = nominal pipe size, in.



ANEXO P: PROPIEDADES FISICOQUÍMICAS DEL ACEITE DE PALMA

TECHNICAL INFORMATION					
PALM OIL PROPERTIES					
Temp deg. C	Viscosity mPas	Heat Capacity KJ/kg-C	Conductivity W/m-C	Density kg/m ³	Viscosity cSt
20	106.8	1.848	0.1726	890.1	118.89
25	71.49	1.861	0.1724	887.1	80.87
30	57.85	1.875	0.1717	885	65.37
35	44.88	1.888	0.1712	882.5	50.61
40	35.41	1.902	0.1706	880	40.34
45	28.68	1.916	0.1704	877.5	32.68
50	23.68	1.93	0.1699	875.1	27.06
55	19.88	1.944	0.1695	872.6	22.78
60	16.83	1.958	0.1691	870.2	19.48
65	14.41	1.972	0.1687	867.8	16.84
70	12.78	1.988	0.1683	865.4	14.71
75	11.25	2.002	0.1679	863.1	13.01
80	9.89	2.018	0.1675	860.7	11.61
85	8.958	2.034	0.1671	858.4	10.43
90	8.387	2.049	0.1668	856.1	9.45
95	7.991	2.065	0.1664	853.8	8.61
100	6.721	2.081	0.166	851.6	7.89
105	6.179	2.097	0.1657	849.3	7.28
110	5.709	2.112	0.1653	847.1	6.74
115	5.298	2.128	0.165	844.9	6.27
120	4.937	2.144	0.1646	842.7	5.86
130	4.338	2.179	0.164	838.4	5.17

ANEXO Q: COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA CONVECCIÓN Y RADIACIÓN EXTERNA EN TUBERÍAS DE ACERO

Tabla 7-2. VALORES DE $h_c + h_r$ ^a
 (Para tuberías de acero normalizadas, desnudas o aisladas, de varios tamaños, en una habitación a 26,7 °C)

Diámetro nominal de la tubería, en pulgadas	$(\Delta T)_e$, diferencia de temperatura entre superficie y habitación, °C														
	27.8	35.5	43.3	111	139	167	222	278	333	389	444	500	555	612	667
1/2	10.37	12.12	13.49	15.15	16.68	18.37	21.83	25.00	30.36	35.40	41.01	47.55	54.75	62.60	71.60
1	9.81	11.62	12.94	14.56	16.08	17.69	21.13	23.20	29.05	34.70	40.38	48.75	56.00	64.80	74.80
2	9.44	11.10	12.31	13.82	15.34	16.85	20.48	23.40	29.00	33.80	39.40	45.80	53.00	60.80	69.80
4	6.00	10.56	11.77	13.28	14.70	16.27	19.65	23.00	27.95	31.00	38.69	45.00	52.15	60.00	68.89
8	8.01	10.08	11.20	12.70	14.11	15.62	18.95	22.00	27.20	32.23	37.80	44.22	51.40	59.20	68.19
12	8.30	9.83	10.95	12.40	13.78	15.30	18.70	22.00	26.88	31.83	37.40	43.80	51.00	58.80	67.65
24	8.02	9.44	10.52	11.90	13.28	14.70	18.08	21.92	26.24	31.20	36.72	43.20	50.20	58.20	66.95

^a Valores de $h_c + h_r$ para ΔT hasta 518 °C han sido dados por Bailey y Lyell¹.

ANEXO R: COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EQUIVALENTES PARA TANQUES

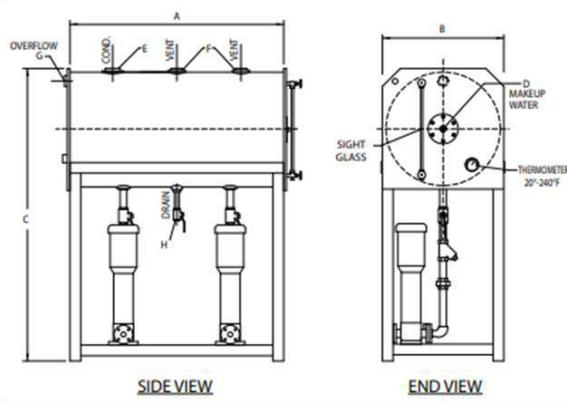
TABLE 11-1 Typical Values for Use with Eqs. (11-36) to (11-44)*

Application	Fluid	U	A
Tanks on legs, outdoors, not insulated	Oil	3.7	$0.22 A + A_s + A_b$
	Water at 180°F	8.1	$0.19 A_s + A_b + A_c$
Tanks on legs, outdoors, insulated 1 in.	Oil	0.45	$0.7 A_s + A_b + A_c$
	Water	0.43	$0.67 A_s + A_b + A_c$
Tanks on legs, indoors, not insulated	Oil	1.5	$0.53 A_s + A_b + A_c$
	Water	1.8	$0.55 A_s + A_b + A_c$
Tanks on legs, indoors, insulated 1 in.	Oil	0.36	$0.8 A_s + A_b + A_c$
	Water	0.37	$0.73 A_s + A_b + A_c$
Flat-bottom tanks, outdoors, not insulated	Oil	3.7	$0.22 A_s + A_b + 0.43 D$
	Water	5.1	$0.18 A_s + A_b + 0.31 D$
Flat-bottom tanks, outdoors, insulated 1 in.	Oil	0.36	$0.7 A_s + A_b + 3.9 D$
	Water	0.37	$0.16 A_s + A_b + 3.7 D$
Flat-bottom tanks, indoors, not insulated	Oil	1.5	$0.53 A_s + A_b + 1.1 D$
	Water	1.8	$0.55 A_s + A_b + 0.9 D$
Flat-bottom tanks, indoors, insulated 1 in.	Oil	0.36	$0.8 A_s + A_b + 4.4 D$
	Water	0.37	$0.73 A_s + A_b + 4.5 D$

*Based on typical coefficients.
 (The ratio $(1 - 1.37 - F)$ assumed at 0.85 for outdoor tanks. $U = (F - 32) B$ to convert British thermal units per hour-square foot-degree Fahrenheit to joules per square meter-second-kelvin, multiply by 5.6783.)

ANEXO S: CAPACIDAD Y DIMENSIONES DEL TANQUE DE ALIMENTACIÓN PARA CALDERA

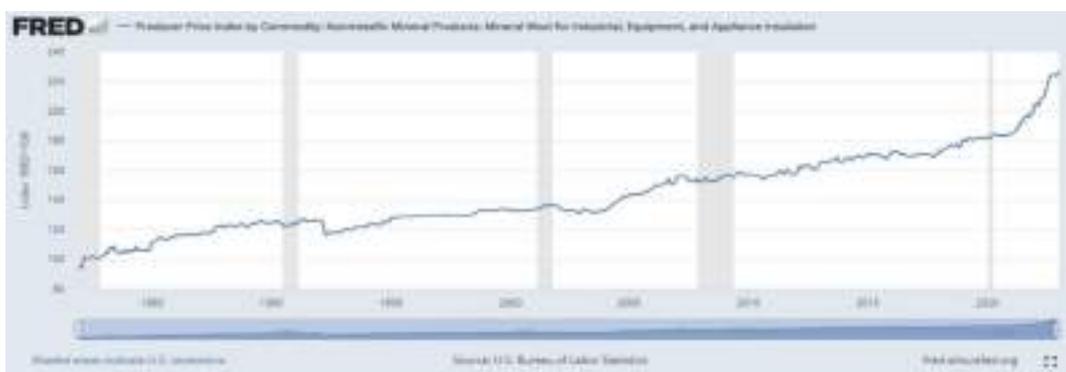
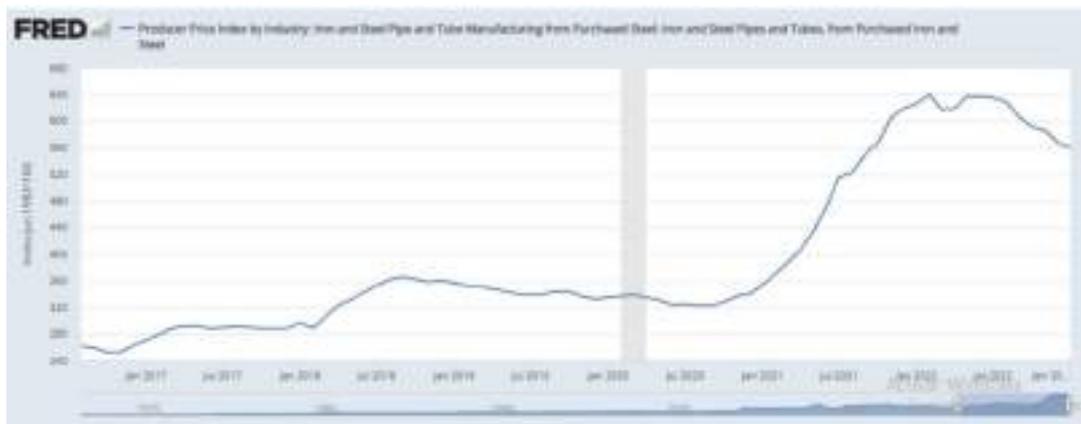




SPECIFICATIONS

BOILER HP	TANK CAPACITY (GAL)	(A) LENGTH	(B) WIDTH	(C) HEIGHT	** (D) WATER SUPPLY	(E) COND. RETURN	(F) VENT	(G) OVER FLOW	(H) DRAIN	*** 150 PSIG WEIGHT
15-30	30	30	19	60	1/2	2	2	1 1/2	3/4	625
40-60	60	36	25	67	3/4	2	1 1/2	1 1/4	3/4	800
70-80	80	46	24	66 1/4	3/4	2	1 1/2	1 1/4	3/4	825
100	100	48	26	74	3/4	2	1 1/2	1 1/4	3/4	1000
125-150	150	48	31 1/4	79 1/4	3/4	2	1 1/2	2	1	1100
200	200	60	34	88	3/4	2 1/2	1 1/2	2	1	1385
250	250	72	34 1/2	88 1/2	3/4	2 1/2	1 1/2	2	1	1500
300	300	72	38	92	3/4	2 1/2	2	2	1	1730
350	350	84	38	92	3/4	2 1/2	2 1/2	2	1	1835
400	400	72	44	98	3/4	3	2 1/2	2	1 1/4	1950
500	500	84	44	104	3/4	3	2 1/2	2	1 1/4	2035
600	600	84	48	108	3/4	3	2 1/2	2	1 1/4	2300
700-800	800	114	48	120	3/4	3	2 1/2	2	1 1/4	2940
900-1000	1000	96	58	130	(2) 3/4	3	3	3	1 1/2	4200

ANEXO T: ÍNDICES DE PRECIOS PARA INSTRUMENTACIÓN, TUBERÍAS DE ACERO AL CARBONO Y AISLAMIENTO MINERAL



ANEXO U: TAMAÑOS DE BOQUILLA RECOMENDADO PARA QUEMADORES RIELLO

The nozzles must be ordered separately. The following table shows the features and codes on the basis of the maximum required fuel output.

BURNER	NOZZLE TYPE	GPH	RATED OUTPUT (kg/h)			NOZZLE CODE
			10 bar	12 bar	14 bar	
RL 34 MZ	60°A	1,00	4,1	4,5	4,9	3042078
RL 34 MZ	60°A	1,25	4,7	5,2	5,6	3042094
RL 34 MZ	60°A	1,50	5,7	6,3	6,8	3042108
RL 34 MZ	60°A	1,75	6,7	7,3	7,9	3042114
RL 34 MZ	60°A	2,00	7,7	8,5	9,2	3042124
RL 34 MZ	60°A	2,50	9,6	10,6	11,5	3042144
RL 34 MZ	60°A	3,00	11,5	12,7	13,8	3042148
RL 34 MZ	60°A	3,50	13,5	14,8	16,1	3042164
RL 34 MZ	60°A	4,00	15,4	17	18,4	3042174
RL 34 MZ	60°A	4,50	17,3	19,1	20,7	3042184
RL 44 MZ	45°A	1,50	5,7	6,3	6,8	20011655
RL 44 MZ	45°A	1,75	6,7	7,3	7,9	20011658
RL 44 MZ	45°A	2,00	7,7	8,5	9,2	20011662
RL 44 MZ	45°A	2,50	9,6	10,6	11,5	20011666
RL 44 MZ	45°A	3,00	11,5	12,7	13,8	20011669
RL 44 MZ	45°A	3,50	13,5	14,8	16,1	20011672
RL 44 MZ	45°A	4,00	15,4	17	18,4	20011674
RL 44 MZ	45°A	4,50	17,3	19,1	20,7	20009760
RL 44 MZ	45°A	5,00	19,2	21,2	23	20011677
RL 44 MZ	45°A	5,50	21,1	23,3	25,3	20011678
RL 44 MZ	45°A	6,00	23,1	25,5	27,7	20011679
RL 50	60°B	3,00	11,5	12,7	13,8	3042158
RL 50	60°B	3,50	13,5	14,8	16,1	3042162
RL 50 - 64 MZ	60°B	4,00	15,4	17	18,4	3042172
RL 50 - 64 MZ	60°B	4,50	17,3	19,1	20,7	3042182
RL 50 - 64 MZ - 70	60°B	5,00	19,2	21,2	23	3042192
RL 50 - 64 MZ - 70	60°B	5,50	21,1	23,3	25,3	3042202
RL 50 - 64 MZ - 70	60°B	6,00	23,1	25,5	27,7	3042212
RL 50 - 64 MZ - 70	60°B	6,50	25	27,6	30	3042222
RL 64 MZ - 70 - 100	60°B	7,00	26,9	29,7	32,3	3042232
RL 64 MZ - 70 - 100	60°B	7,50	28,8	31,8	34,6	3042242
RL 64 MZ - 70 - 100	60°B	8,00	30,8	33,9	36,9	3042252
RL 64 MZ - 70 - 100	60°B	8,50	32,7	36,1	39,2	3042262
RL 64 MZ - 70 - 100 - 130	60°B	9,50	36,5	40,3	43,8	3042282
RL 64 MZ - 70 - 100 - 130 - 190	60°B	10,00	38,4	42,4	46,1	3042292
RL 64 MZ - 70 - 100 - 130 - 190	60°B	11,00	42,3	46,7	50,7	3042312
RL 64 MZ - 100 - 130 - 190 - 250 MZ	60°B	12,00	46,1	50,9	55,3	3042322
RL 64 MZ - 100 - 130 - 190 - 250 MZ	60°B	13,00	50	55,1	59,9	3042332
RL 64 MZ - 100 - 130 - 190 - 250 MZ	60°B	14,00	53,8	59,4	64,5	3042352

If a Configuración de PC

ANEXO V: MANTA AISLANTE PARA TANQUES



MANTA SPINTEX

Calorifugado de Grandes Tuberías, Calderas, Hornos, Equipos...

DESCRIPCIÓN
Manta de lana mineral con núcleo metálico de autoextinción por su estructura.

APLICACIONES
Aislamiento térmico:
Equipos y tuberías de gran diámetro, Hornos, calderas, transportes de fluidos, Calentadores de distribución.

INDICACIONES DE USO
No instalar en alta temperatura (ver tabla BN 3232-01)

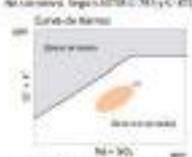
TEMPERATURAS MÁXIMAS DE USO
Manta Spintex 322-G: 400 °C, Manta Spintex 342-G: 500 °C.

PROPIEDADES

Indicador	Spintex 322-G	Spintex 342-G
Manta	80	100
Spintex 322-G	100	120
Spintex 342-G	100	120
Manta	80	100
Spintex 322-G	100	120
Spintex 342-G	100	120

INDICACIONES DE ACABADO
No utilizar con: Sulfuro, H2S, HCl y Cl2.

Características



El producto se comercializa en rollos.

www.isovert.com
+34 912 11 22 11
www.isovert.es/guestuser

Spintex 322-G

Indicaciones de uso de Spintex

Temperatura	120	200	300	400	500	600	700
Spintex 322-G	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Spintex 342-G	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
Spintex 322-G	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
Spintex 342-G	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

Temperatura	50	100	150	200	250	300	350	400
Spintex 322-G	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
Spintex 342-G	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04

INDICACIONES DE ACABADO 10 kg/m²

Spintex 342-G

Indicaciones de uso de Spintex

Temperatura	100	200	300	400	500	600	700
Spintex 342-G	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Spintex 322-G	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
Spintex 342-G	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
Spintex 322-G	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

Temperatura	50	100	150	200	250	300	350	400
Spintex 342-G	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
Spintex 322-G	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04

INDICACIONES DE ACABADO 10 kg/m²

APLICACIONES
Manta de lana mineral con núcleo metálico de autoextinción por su estructura. Información adicional en www.isovert.com

ISOVERT
Contribuimos tu Futuro

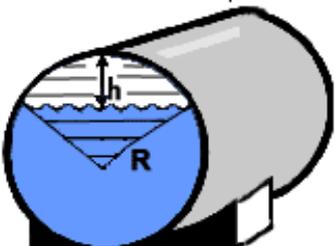
pag. 136

ANEXO W: FÓRMULA PARA VOLUMEN DE UN TANQUE HORIZONTAL PARCIALMENTE LLENO

Volume of liquid in a tank on its side

A_L = Area of liquid
 A_L = Area of circle - Area of a Sector + Area of triangle
 $A_L = \pi R^2 - R^2 \arccos\left[\frac{R-h}{R}\right] + (R-h)\sqrt{2Rh-h^2}$

R = radius of tank
 h = distance from top of tank to surface of liquid

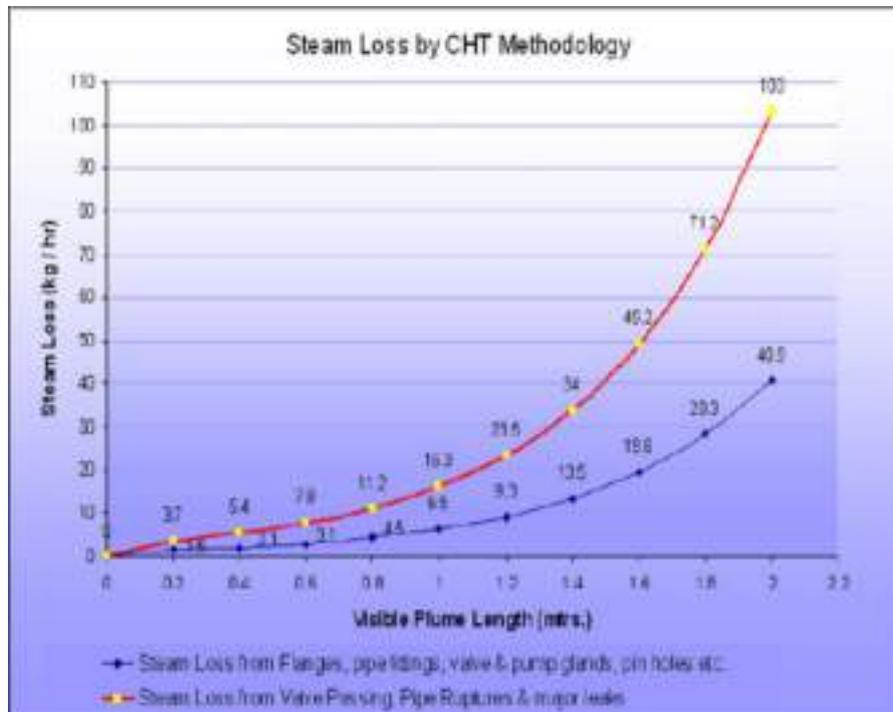


Volume of liquid

$V = A_L \times \text{length of tank}$

Liquid = ■
 Sector = ▨

ANEXO X: PÉRDIDAS DE VAPOR DEBIDO A FUGAS DE VAPOR DE ACUERDO A LA LONGITUD DE PLUMA





ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
CERTIFICADO DE CUMPLIMIENTO DE LA GUÍA PARA
NORMALIZACIÓN DE TRABAJOS DE FIN DE GRADO

Fecha de entrega: 25/06/2024

INFORMACIÓN DEL AUTOR
Nombres – Apellidos: Sebastián Humberto Vaca Fiallos
INFORMACIÓN INSTITUCIONAL
Facultad: Ciencias
Carrera: Ingeniería Química
Título a optar: Ingeniero Químico
 Ing. Paúl Gustavo Palmay Paredes, MsC Director del Trabajo de Integración Curricular  Ing. Daniel Antonio Chuquín Vasco, MsC. Asesor del Trabajo de Integración Curricular