

	UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA			
	Documento	Código	Fecha	Revisión
	FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	F-AC-DBL-007	10-04-2012	A
Dependencia	Aprobado	Pág.		
DIVISIÓN DE BIBLIOTECA	SUBDIRECTOR ACADEMICO	1(1)		

RESUMEN – TRABAJO DE GRADO

AUTORES	DAYAN EDUARDO SUAREZ HIGUERA		
	FACULTAD DE INGENIERIAS		
PLAN DE ESTUDIOS	INGENIERÍA MECÁNICA		
DIRECTOR	EDWIN ESPINEL BLANCO		
TÍTULO DE LA TESIS	EFICIENCIA TÉRMICA DEL CONJUNTO GENERADOR DE VAPOR Y COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA FRESKALECHE S.A DE LA CIUDAD DE BUCARAMANGA		
RESUMEN			
<p>ESTE DOCUMENTO TIENE COMO OBJETIVO REALIZAR EL ANÁLISIS ENERGÉTICO PARA EL CONJUNTO GENERADOR DE VAPOR SE DETERMINÓ LA CANTIDAD DE VAPOR CONSUMIDA POR CADA UNO DE LOS EQUIPOS QUE COMPONEN ESTE SISTEMAS, ADEMÁS DE ESO SE ESTIMÓ EL COSTO DE OPERACIÓN POR HORA DE LA CALDERA PRINCIPAL.</p> <p>PARA EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SE LOGRÓ ESTIMAR LA CANTIDAD DE AGUA FRÍA QUE SE REQUIERE PARA LLEVAR A CABO EL ENFRIAMIENTO A CADA UNO DE LOS PRODUCTOS QUE SOLICITAN DE ESTE FLUIDO Y FINALMENTE SE DETERMINÓ EL COEFICIENTE DE OPERACIÓN PARA EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</p>			
CARACTERÍSTICAS			
PÁGINAS: 108	PLANOS:	ILUSTRACIONES: 18	CD-ROM: 1



VÍA ACOLSURE, SEDE EL ALGODONAL. OCAÑA N. DE S.
Línea Gratuita Nacional 018000 121022 / PBX: 097-5690088
www.ufpso.edu.co



**EFICIENCIA TÉRMICA DEL CONJUNTO GENERADOR DE VAPOR Y
COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA
PLANTA FRESKALECHE S.A DE LA CIUDAD DE BUCARAMANGA**

AUTOR

DAYAN EDUARDO SUAREZ HIGUERA

Proyecto de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

EDWIN ESPINEL BLANCO

Ingeniero Mecánico; M.S.C

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECÁNICA

Ocaña, Colombia

Abril de 2017

Dedicatoria

De manera muy especial agradezco a DIOS por darme la vida y permitirme cumplir una meta más, por ser mi fortaleza y hacer de mi cada día una mejor persona.

A mi madre Gloria Higuera León, mi padre Juan Eduardo Suarez Rueda por su apoyo incondicional, su confianza, sus palabras y consejos que siempre me han motivado para salir adelante.

A mis hermanos Leidy Carolina y Juan Josué quienes han sido un motor para mi vida y a todas las personas que siempre creyeron en mi capacidad y que de una u otra forma contribuyeron a que lograra esta gran meta.

Agradecimientos

Primeramente a Dios nuestro señor que nos ha regalado la vida para la realización de este proyecto.

mi más sinceros agradecimientos a mis padres que con su esfuerzo a diario, siempre me apoyaron y supieron esperar el tiempo necesario para que este esfuerzo algún día se hiciera realidad, gracias por esperar y ser pacientes y seguir este paso a paso para cumplir esta meta de convertirme en ingeniero mecánico.

A cada uno de mis familiares que me han acompañado en este camino.

A mi director de tesis, ingeniero Edwin Espinel Blanco por su orientación profesional, por brindarme su confianza y ser guía en el desarrollo de este proyecto.

A mi director de tesis en la empresa, ingeniero Fredy Rueda Ascanio por su dedicación, brindarme su confianza y facilitarme los medios para la realización de este trabajo de grado.

A la empresa FRESKALECHE por permitirme desarrollar mi trabajo de grado en sus instalaciones, aprendiendo cada de uno de los procesos y de esta manera contribuir en la formación de profesionales.

A mis amigos Yesid Arévalo Quintero y Wilfredo Chichilla Lemus por siempre brindarme su colaboración.

A la universidad francisco de paula Santander, directivo y docentes por formar profesionales de alta calidad humana y académica.

Índice

INTRODUCCIÓN	XIII
CAPÍTULO 1. EFICIENCIA TÉRMICA DEL CONJUNTO GENERADOR DE VAPOR Y COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA FRESKALECHE S.A DE LA CIUDAD DE BUCARAMANGA.....	1
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	2
1.3 OBJETIVOS	2
1.3.1 General.....	2
1.3.2 Específicos.....	2
1.4 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.5 DELIMITACIONES	3
1.5.1 Geográfica.....	3
1.5.2 Conceptual.....	3
1.5.3 Operativa.....	4
1.5.4 Temporal.....	4
CAPÍTULO 2. MARCO REFERENCIAL.....	5
2.1 MARCO HISTÓRICO.....	5
2.2 MARCO CONCEPTUAL.....	6
2.2.1 Propiedades.....	6
2.2.2 Sistema.....	6
2.2.3 Ciclo termodinámico.....	6
2.2.4 Presión.....	7
2.2.5 Poder calorífico.....	7
2.2.6 Caldera de vapor.....	7
2.2.7 Compresor.....	7
2.2.8 Condensador.....	7
2.2.9 Válvula.....	8
2.2.10 Evaporador.....	8
2.2.11 Eficiencia η	8
2.2.12 Salida.....	8

2.2.13 Créditos.....	8
2.2.14 Entrada.....	9
2.3 MARCO TEORICO.....	9
2.3.1 Generadores de vapor.....	9
2.3.2 Clasificación de los generadores de vapor.....	9
2.3.2.1 Calderas acuatubulares.....	9
2.3.2.2 Calderas pirotubaleres.....	10
2.3.2.3 Métodos para evaluar los generadores de vapor.....	11
2.3.2.4 Método de balance de energía (indirecto).....	11
2.3.2.5 Método de entadas y salidas (directo).....	12
2.3.3 Sistema de refrigeración.....	12
2.3.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	12
2.3.5 Rendimiento.....	14
CAPÍTULO 3. EVALUACIÓN ENERGÉTICA DEL CONJUNTO GENERADOR	15
3.1 DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO PARA LA EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA TÉRMICA.....	15
3.1.1 Método de balance de energía.....	15
3.1.2 RECONOCIMIENTO DEL SISTEMA.....	16
3.1.2.1 Descripción del conjunto generador de vapor.....	16
3.1.2.2 Grupo generador de vapor.....	16
3.1.2.3 Líneas de distribución de vapor.....	20
3.1.2.4 Trampas de vapor.....	20
3.2. EQUIPOS Y PROCESOS QUE CONSUMEN VAPOR.....	22
3.2.1 Procesos productivos.....	22
3.2.1.1 Pasteurizador 10000 l/h.....	22
3.2.1.2 Pasteurizador UHT 15000 l/h.....	22
3.2.1.3 Pasteurizador de yogurt 4000 l/h.....	22
3.2.1.4 Pasteurizador de tangelo 3000 l/h.....	23
3.2.2 Procesos industriales.....	23
3.2.2.1 Sistema de lavado CIP.....	23
3.2.2.2 Lavado de cestillos.....	23
3.2.2.3 Empacado de leche.....	24

3.2.3 METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN ENERGÉTICA DEL CONJUNTO GENERADOR.	24
3.2.4 TOMA DE DATOS PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA ENERGETICA.	24
3.2.4.1 Ubicación de los puntos para la toma de datos.	24
3.2.4.2 Toma de datos.	25
3.2.4.3 Agua de alimentación.	26
3.2.4.4 Medición del vapor.	26
3.2.4.5 Medición del combustible.....	27
3.2.4.6 Condiciones ambientales.	27
3.2.4.7 Gases de escape.....	27
3.2.4.8 Datos obtenidos.....	29
3.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LAS CALDERAS.....	30
3.3.1 Composición del gas natural.....	30
3.3.2 Datos de la combustión.....	31
3.3.3 Ecuación de la combustión completa con exceso de aire.	31
3.3.4 Productos de la combustión	34
3.3.5 Calculo de pérdidas en la caldera.....	34
3.3.5.1 QP1 = Calor perdido en los gases secos.....	34
3.3.5.2 QP2 = Calor perdido por formación de H2O por la combustión de H2	35
3.3.5.3 QP3 = Calor perdido por CO inquemado	35
3.3.5.4 QP4 = Calor perdido por radiación y por convección.....	36
3.3.5.5 QP5 = Calor perdido debido a la humedad del combustible.....	37
3.3.5.6 QP6 = Pérdidas de calor no determinadas.....	38
3.3.6 Créditos.	39
3.3.6.1 QA 1 = Aire seco de entrada en el generador.	39
3.3.7 Calculo de la eficiencia en los generadores de vapor.	40
3.4 EFICIENCIA MEDIA DE GENERACIÓN	42
3.4.1 CONSUMO DE VAPOR DE LOS EQUIPOS.	42
3.4.2 CORRELACIÓN DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE.	45
3.4.3 Costo estimado de generación	46
3.4.4 CAPACIDAD MÁXIMA DE GENERACIÓN (CAP).	47
3.4.5 CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LÍNEAS (TUBERÍAS).....	48

3.4.5.1	Pedidas de calor en la tubería aislada.....	48
3.4.5.2	Conductividad térmica del termoaislante (k).....	51
43.4.5.3	Resistencia térmica.	51
3.4.5.4	Coefficiente de transferencia de calor por radiación hr	51
3.4.5.5	Coefficiente de transferencia de calor por convección hc	52
3.4.6	Calor perdido en la tubería sin aislar.	56
3.4.6.1	Eficiencia de las líneas de distribución de vapor.	56
3.5	EFICIENCIA DE LAS TRAMPAS DE VAPOR.....	57
3.5.1	Trampas de vapor.....	57
3.5.1.1	Fugas en las trampas de vapor.	57
3.5.2	Eficiencia en las trampas de vapor.....	57
3.6.	EFICIENCIA DEL CONJUNTO GENERADOR DE VAPOR.....	58
CAPITULO 4. EVALUACIÓN ENERGÉTICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN		60
4.1	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	60
4.1.1	Compresores mycom.	60
4.1.2	Condensador.	61
4.1.3	Válvula de expansión.....	62
4.1.3.1	Bancos de hielo.	62
4.1.3.2	Líneas de circulación del amoniaco y distribución de agua fría.	63
4.1.4	Equipos y procesos que requieren agua fría.....	65
4.1.4.1	Proceso de enfriamiento del yogurt.	65
4.1.4.2	Proceso de enfriamiento del jugo tangelo.	65
4.1.4.3	Enfriamiento de leche pasteurizada.	66
4.1.4.4.	Enfriamiento de leche ultra pasteurizada.....	66
4.1.4.5	Enfriamiento de leche cruda.	66
4.2	CALCULO DE CALOR TRANSFERIDO EN EL PROCESO DE ENFRIAMIENTO.....	67
4.3	CALCULO DE CALOR CEDIDO EN LAS LÍNEAS DE AGUA FRÍA.	71
4.4	RENDIMIENTO.	73
4.4.1	Determinación del COP para el sistema de refrigeración.....	73
4.4.1.1	Estado 1.....	74
4.4.1.2	Estado 2.....	74

4.4.1.3 Estado 3.....	74
CONCLUSIONES	77
REFERENCIAS.....	78
APENDICES.....	81

Lista de tablas

Tabla 1. característica de las calderas pirotubulares-----	18
Tabla 2. Equipos auxiliares del grupo generador de vapor-----	19
Tabla 3. Trampas de vapor perteneciente al sistema generador de vapor -----	21
Tabla 4. Ubicación de variables e instrumentos de medidas -----	25
Tabla 5. Duración mínima de la prueba -----	26
Tabla 6. Datos obtenidos de las calderas. -----	30
Tabla 7. Moles de los compuestos presentes en los gases de combustión -----	34
Tabla 8. Pérdidas estimadas por radiación y convección -----	36
Tabla 9. Calor perdido de forma no calculada-----	38
Tabla 10. Eficiencia térmica de los generadores de vapor-----	41
Tabla 11. Datos requeridos para cálculo de consumo de vapor-----	43
Tabla 12. Consumo total de vapor planta FRESKALECHE Bucaramanga-----	45
Tabla 13. Datos de la tubería para la distribución del vapor -----	49
Tabla 14. Dimensiones para las tuberías de acero inoxidable cedula 40 -----	50
Tabla 15. Calor perdido en las líneas de distribución -----	55
Tabla 16. Eficiencia de las trampas de vapor -----	58
Tabla 17. Características de los compresores del sistema de refrigeración -----	61
Tabla 18. Características generales de los bancos de hielo-----	63
Tabla 19. Equipos auxiliares del sistema de refrigeración-----	65
Tabla 20. Variables de los procesos en los intercambiadores de calor-----	67
Tabla 21. Calor ganado y flujo másico del fluido frío -----	70
Tabla 22. Dimensiones de la tubería de circulación de agua fría -----	71
Tabla 23. Variables para el cálculo del calor cedido en las tuberías -----	72
Tabla 24. Calor cedido en las líneas de distribución de agua fría -----	73
Tabla 25. Ubicación de las variables a medir del sistema de refrigeración -----	74

Lista de figuras

Figura 1. Caldera acuatubular.-----	10
Figura 2. Caldera pirotubular. -----	11
Figura 3. Diagrama T- S del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. -----	13
Figura 4. calderas del grupo generador de vapor planta FRESKALECHE Bucaramanga.-----	17
Figura 5. Caldera y equipos auxiliares. -----	19
Figura 6. Líneas de distribución de vapor planta FRESKALECHE Bucaramanga. -----	20
Figura 7. Trampa de vapor termodinámica -----	21
Figura 8. Análisis de gases para caldera de 100 BHP y 200 BHP.-----	28
Figura 9. Resultado analizador de gases Eagle C127. -----	29
Figura 10. Costo del m ³ del gas natural -----	46
Figura 11. Vista frontal tubería de distribución de vapor. -----	48
Figura 12. Compresor mycom N6WA. -----	60
Figura 13. Condensador evaporativo BAC- CXVE. -----	61
Figura 14. Válvula de expansión termostática. -----	62
Figura 15. Bancos de hielo planta FRESKALECHE Bucaramanga. -----	63
Figura 16. Líneas de distribución de agua fría y circulación de amoníaco planta FRESKALECHE Bucaramanga. -----	64
Figura 17. Ejemplo de diferencias de temperaturas en un Intercambiador de calor.-----	68
Figura 18. Ciclo de refrigeración planta FRESKALECHE Bucaramanga. -----	75

Apéndices

Apéndice A. Poder calorífico inferior, calor de vaporización, volumen molar, y punto de ebullición de algunos combustibles en estado ambiente.....	82
Apéndice B. Entalpia, entropía y energía interna del dióxido de carbono (CO ₂) como un gas ideal.....	83
Apéndice C. Entalpia, entropía y energía interna del monóxido de carbono (CO) como un gas ideal.....	84
Apéndice D. Entalpia, entropía y energía interna del oxígeno (O ₂) como un gas ideal.	85
Apéndice E. Entalpia, entropía y energía interna del nitrógeno (N ₂) como un gas ideal.	86
Apéndice F. Entalpia, entropía y energía interna del agua (H ₂ O).	87
Apéndice G. Tabla cengel de propiedades termodinámicas del agua saturada.	88
Apéndice H. Carta psicrometrica.	89
Apéndice I. Propiedades físicas y mecánicas del acero inoxidable.	90
Apéndice J. Tabla de propiedades termodinámicas del refrigerante NH ₃ (líquido y vapor saturado).....	91
Apéndice K. Tabla de propiedades termodinámicas del refrigerante NH ₃ (líquido y vapor no saturado).....	92

Resumen

Este documento tiene como objetivo realizar un análisis energético para el conjunto generador de vapor y el sistema de refrigeración de la planta FRESKALECHE S.A de la ciudad de Bucaramanga.

El análisis energético para el conjunto generador se desarrolló mediante la metodología estandarizada por la norma ASME PTC4. Como primer paso se calcula la energía liberada por la combustión además de esto se calculó la energía química contenida en el combustible y posteriormente se realizaron los cálculos para obtener las pérdidas y así mismo la eficiencia en estos equipos.

Del análisis energético para el conjunto generador de vapor se determinó la cantidad de vapor consumida por cada uno de los equipos que componen este sistemas, además de eso se estimó el costo de operación por hora de la caldera principal.

Para el sistema de refrigeración se logró estimar la cantidad de agua fría que se requiere para llevar a cabo el enfriamiento a cada uno de los productos que solicitan de este fluido y finalmente se determinó el coeficiente de operación para el sistema de refrigeración.

Introducción

Debido a la escasez y elevados costos de los combustibles, existe una preocupación progresiva, sobre el uso racional de los mismos y de la energía en general, lograr una operación eficiente es la clave para mantener los costos de operación bajos y por ende contribuir con el medio ambiente. Una de las herramientas estandarizadas para conseguir este objetivo es el análisis de los sistemas generadores de vapor.

Entre estos estándares se encuentra la norma ASME PTC 4, a través de este método se evalúa la operación y la eficiencia térmica de las calderas de una manera precisa.

De igual manera sucede con los sistemas de refrigeración debido a que este tipo de industria ha evolucionado constantemente y por ende el consumo de energía. Por este concepto la importancia que ha cobrado el ahorro de energía en la industria. Una forma de medir la eficiencia de este sistema es por medio COP (coefficient of performance).

En este proyecto de grado se evaluará la eficiencia térmica de dos calderas pirotubulares pertenecientes a la planta FRESKALECHE Bucaramanga bajo el estándar ASME PTC 4-2008 y la eficiencia del sistema de refrigeración por medio del coeficiente de operación (COP).

Capítulo 1. Eficiencia térmica del conjunto generador de vapor y coeficiente de operación del sistema de refrigeración de la planta FRESKALECHE S.A de la ciudad de Bucaramanga.

1.1 Planteamiento del problema

FRESKALECHE S.A. es una empresa colombiana que se encarga de desarrollar, producir y comercializar productos lácteos y alimentos procesados que cumplen con altos estándares de calidad. (Amigos freskaleche, 2010, p.15) para la realización de estos productos la utilización de vapor y agua fría en la empresa es de gran importancia debido a los diversos tratamientos térmicos que están asociados con estas actividades (silva fino & castillo valencia, 2006) . Actualmente la planta FRESKALECHE para desarrollar estas tareas cuenta con un sistema de generación de vapor y un sistema de refrigeración los cuales requieren de grandes cantidades de energía.

La causa del gasto de grandes cantidades energéticas radica en el desconocimiento de aspectos tales como la eficiencia de generación (eficiencia térmica) y el comportamiento de las diferentes variables que inciden en las pérdidas energéticas y generan una disminución del valor que se puede obtener en este indicador, por consiguiente altos costos de producción dado a que hoy en día el modelo energético, está basado fundamentalmente en la utilización de los combustibles fósiles y es insostenible, no solo por el constante aumento de los precios de la energía, sino también por el daño ambiental causado por la producción y consumo de la misma (cañizares penton, rivero aragon , perez bermudez , & gonzales suarez , 2014).En busca de la mejora de sus actividades, se procederá a realizar el cálculo de eficiencia térmica para el sistema de vapor y el sistema de refrigeración de la planta FRESKALECHE S.A Bucaramanga.

1.2 Formulación del problema

¿Para los equipos de la planta FRESKALECHE S.A. en la ciudad de Bucaramanga, es posible determinar la eficiencia térmica del conjunto generador de vapor de acuerdo al método indirecto descrito en la norma ASME PTC 4 y calcular el Coeficiente de Operación del sistema de refrigeración realizando un análisis termodinámico?

1.3 Objetivos

1.3.1 General.

Determinar la eficiencia térmica del conjunto generador de vapor de acuerdo al método indirecto descrito en la norma ASME PTC 4 y calcular el coeficiente de operación del sistema de refrigeración realizando un análisis termodinámico.

1.3.2 Específicos.

- Identificar el procedimiento para determinar la eficiencia térmica del conjunto generador de vapor y calcular el coeficiente de operación del sistema de refrigeración.
- Describir los métodos estipulados en la norma ASME PTC 4 para determinar la eficiencia térmica del conjunto generador de vapor y los conceptos termodinámicos requeridos para calcular el coeficiente de operación del sistema de refrigeración.
- Evaluar la eficiencia térmica del conjunto generador de vapor y el coeficiente de operación del sistema de refrigeración.

1.4 Justificación del problema.

La creciente presión de la demanda de energía así como el aumento de los precios de los combustibles son los principales impulsores de los esfuerzos para incrementar el uso eficiente de

la energía (diaz torres, monteagudo yanez, & bravo hidalgo, 2015). Actualmente la planta FRESKALECHE Bucaramanga tiene una gran dependencia energética centralizada fundamentalmente en tres aplicaciones: calentamiento, enfriamiento, y generación de vapor (palacios, peña, & hidalgo, 2015).

El presente proyecto está enmarcado fundamentalmente en conocer la eficiencia térmica con la cual operan el sistema de generación de vapor y el sistema de refrigeración dado que por medio de ella se podrá cuantificar las diferentes pérdidas y la cantidad de energía entregada en cada uno de los procesos, además evaluar el grado de aprovechamiento de la energía del combustible (golato, franck colombres, aso, correa, & paz, 2008). Así mismo lo que se pretende con este proyecto es estudiar el desempeño energético donde se busca que el análisis y diagnóstico hecho sirva como documento orientador en cada uno de los procesos realizados por ambos sistemas y por ende disminuir dichos costos de operación en la planta.

1.5 Delimitaciones

1.5.1 Geográfica.

El trabajo se realizara en las instalaciones de la planta FRESKALECHE Bucaramanga con la asesoría del director del proyecto y el ingeniero a cargo del área de servicios industriales de la planta.

1.5.2 Conceptual.

La temática del proyecto se enmarcará en los siguientes conceptos: sistema de refrigeración, sistema de vapor, energía, procesos, eficiencia, optimización.

1.5.3 Operativa.

El desarrollo de esta evaluación estará enmarcado en los parámetros planteados en el presente documento bajo la supervisión y guía del director y el ingeniero de la planta para llevar a cabo la realización del proyecto.

1.5.4 Temporal.

El presente proyecto tendrá una duración aproximada de 8 semanas a partir de la fecha de aprobación del anteproyecto.

Capítulo 2. Marco referencial

2.1 Marco histórico

ASME, fundada en 1880 como la Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos, es una organización profesional sin ánimo de lucro que posibilita la colaboración, el intercambio de conocimiento, el desarrollo de todas las disciplinas de ingeniería y la promoción del rol esencial del ingeniero en la sociedad.

ASME PTC 4 - 2008 Fired Steam Generators es un código que establece las normas e instrucciones para la realización de las pruebas de rendimiento de generadores de vapor. El objeto de este código es establecer procedimientos para la realización de pruebas de rendimiento de combustible en generadores de vapor, por otra parte este código proporciona procedimientos de pruebas estándar que pueden producir resultados dando el más alto nivel de precisión consistente con el conocimiento actual de ingeniería. (ASME, ASME PTC 4-2008 Fired Steam Generators, 2009)

Durante las últimas tres décadas, tanto por aspectos políticos como por la disminución de las reservas petroleras, el desarrollo de tecnologías y de programas de ahorro de energía, se ha vuelto una primacía mundial. Este contexto se ha extendido al área de la refrigeración, particularmente en los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor, por ser los más empleados a nivel mundial. (Quinto, Carvajal, Sánchez, & Abugaber, 2005)

Durante los últimos 30 años se han desarrollado sistemas de refrigeración por absorción cuya eficiencia se ha incrementado casi en 50% (FIDE, 2010). Al mismo tiempo los sistemas por compresión mecánica se han mejorado sustancialmente. Entre las más interesantes mejoras encontradas se encuentran los compresores. Han pasado de grandes y pesados cilindros (para los compresores recíprocos) a pequeños y más ligeros, en los que se ha disminuido las pérdidas

por fricción entre todas sus partes móviles, la magnitud de las fugas y el volumen muerto de los pistones.

Al mismo tiempo se han mejorado los sistemas de control de carga de los compresores, lo que ha contribuido a mejorar el rendimiento del sistema de refrigeración.

Esta mejora ha impulsado a las empresas a capacitar a su personal técnico para que comprendan un poco más las características de operación de estos sistemas y la forma más económica de incrementar su eficiencia y por consecuencia su rentabilidad.

2.2 Marco conceptual

2.2.1 Propiedades.

Cualquier característica de un sistema se llama propiedad. Algunas propiedades muy familiares son presión P , temperatura T , volumen V y masa m . Se considera que las propiedades son intensivas o extensivas. Las propiedades intensivas son aquellas independientes de la masa de un sistema, como temperatura, presión y densidad. Las propiedades extensivas son aquellas cuyos valores dependen del tamaño o extensión del sistema. (Cengel & Boles, 2011, pág. 16)

2.2.2 Sistema.

Un sistema es cualquier cosa que deseemos estudiar, algo tan simple como un cuerpo libre o tan complejo como una refinería petroquímica completa. (Moran & Shapiro, 2004, pág. 50)

2.2.3 Ciclo termodinámico.

Es una secuencia de procesos que empieza y termina en el mismo estado. Al final de un ciclo todas las propiedades tienen los mismos valores que tenían al principio. En consecuencia, el sistema no experimenta cambio de estado alguno al finalizar el ciclo (Moran & Shapiro, 2004, pág. 52).

2.2.4 Presión.

Se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área. Se habla de presión sólo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal (cengel & boles, 2011, pág. 18).

2.2.5 Poder calorífico.

El poder calorífico es un parámetro que muestra la cantidad de energía térmica máxima que puede obtenerse quemando una sustancia.

2.2.6 Caldera de vapor.

Una caldera (o generador de vapor) es un dispositivo que está diseñado para producir vapor. Éste se genera a través de una transferencia de calor, en la cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia de estado.

2.2.7 Compresor.

Los compresores son máquinas que elevan la presión de un fluido. Aunque siempre se pueden considerar como sistemas termodinámicos de volumen de control con una entrada de fluido a baja presión y una salida de fluido a alta presión. (martinez, termodinamica basica y aplicada, 1992, pág. 60)

2.2.8 Condensador.

El condensador es el cambiador de calor en donde el fluido de trabajo evacua calor al ambiente, desprendiéndose de la entropía que absorbió de la carga fría más toda la generada en su circuito (martinez, termodinamica basica y aplicada, 1992, pág. 60).

2.2.9 Válvula.

La válvula es simplemente un estrangulamiento en el circuito del refrigerante que permite mantener la diferencia de presión entre el condensador y el evaporador. (martinez, termodinamica basica y aplicada, 1992, pág. 61)

2.2.10 Evaporador.

El evaporador es un cambiador de calor donde el fluido refrigerante entra con una tracción másica de vapor muy pequeña, recibe el calor de la carga, y debe salir completamente seco (sin parte líquida) incluso un poco sobrecalentado para asegurarse de que en ningún caso entren gotitas en el compresor.

2.2.11 Eficiencia η .

Se define como la relación de la energía aprovechada respecto de la energía entregada, expresada como un la energía aprovechada es la que produce el cambio de estado en el agua, y la entregada se considera como la suma de la energía química del combustible más los créditos. (golato, franck colombres, aso, correa, & paz, 2008)

2.2.12 Salida.

La salida o calor útil es la energía absorbida por el fluido de trabajo dentro de los límites del generador de vapor. Dicho en términos de balance energético, la salida es la energía de entrada menos la energía de pérdidas.

2.2.13 Créditos.

Los créditos son la energía aportada al sistema que no provienen directamente del combustible y, de alguna manera, aportan calor al fluido de trabajo.

2.2.14 Entrada.

Energía aportada por el combustible introducido. Dependiendo del estándar usado, este puede ser basado en el poder calorífico inferior o superior del combustible, pero siendo en ambos casos únicamente esta aportación la que se considera entrada.

2.3 Marco teorico

2.3.1 Generadores de vapor.

Caldera, también llamado generador de vapor es el dispositivo de ingeniería que genera vapor a presión constante. Es un recipiente cerrado, generalmente hecho del acero en el cual la vaporización del agua ocurre (onkar singh, 2010).este se genera a través de una transferencia de energía en forma de calor en la cual el fluido, se calienta y cambia de estado. La transferencia de calor se efectúa mediante un proceso de combustión que ocurre dentro de la caldera, elevando así progresivamente su presión y temperatura (pusda montenegro & soria duque, 2013).

2.3.2 Clasificación de los generadores de vapor.

Las calderas industriales pueden ser clasificadas tanto en acuatubulares y pirotulares indicando la posición relativa de los gases de combustión con respecto al fluido que está siendo calentado. (I. Meza & José I. Huertas, 2009)

2.3.2.1 Calderas acuatubulares.

Son aquellas en las que el fluido de trabajo se desplaza por el interior de los tubos durante su calentamiento y los gases de combustión circulan por el exterior de los mismos. Son de

aplicación cuando se requiere una presión de trabajo por encima de los 22 bar (uceda martines, 2012).

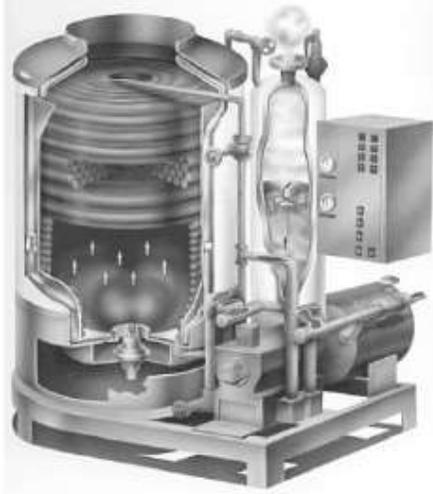


Figura 1. Caldera acuotubular.

Fuente: Pusada Montenegro Mauricio Fabián; Soria Duque Darwin Stalin; 2013.

2.3.2.2 Calderas pirotubaleres.

Son aquellas en las que los gases de la combustión circulan por el interior de los tubos y el líquido se encuentra en un recipiente atravesado por dichos tubos. Son de aplicación principalmente cuando la presión de trabajo es inferior a 22 bar (uceda martines, 2012).



Figura 2. Caldera pirotubular.

Fuente: uceda martines, 2012

2.3.2.3 Métodos para evaluar los generadores de vapor.

ASME PTC 4 Fired Steam Generators es un código que fija las normas e instrucciones para la realización de las pruebas de rendimiento de generadores de vapor. Este código no establece procedimientos para determinar las propiedades físicas o químicas de un combustible, detalla específicamente a los equipos utilizados para la generación de vapor aunque puede ser aplicado a otros fluidos de trabajo (gomez clerencia, 2011)

2.3.2.4 Método de balance de energía (indirecto).

Este método determina el rendimiento de una caldera por la suma de las pérdidas y por la energía introducida por el combustible así mismo la energía entregada al sistema se considerará como la energía liberada por el combustible (basada en el poder calorífico inferior del combustible) y los créditos de energía que ingresan al sistema (calor sensible del aire, agua y combustible) (golato, franck colombres, aso, correa, & paz, 2008).

2.3.2.5 Método de entradas y salidas (directo).

En el método directo, el rendimiento de la caldera está directamente definido por el calor útil producido y por la energía del combustible introducido (Gómez Clerencia, 2011). La energía aprovechada es la que produce el cambio de estado en el agua, y la entregada se considera como la suma de la energía química del combustible más los créditos.

2.3.3 Sistema de refrigeración.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes.

2.3.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son los más comúnmente usados. El principio de este sistema de refrigeración radica en el enfriamiento por evaporación de un líquido refrigerante, luego éste se mantiene en condiciones de presión tales que su evaporación ocurre a temperaturas menores que las del ambiente a enfriar por último el fluido usado como refrigerante, que se encuentra en la fase vapor, vuelve a la fase líquida expulsando calor, con lo que se completa el ciclo (Ruano Domínguez, 2011).

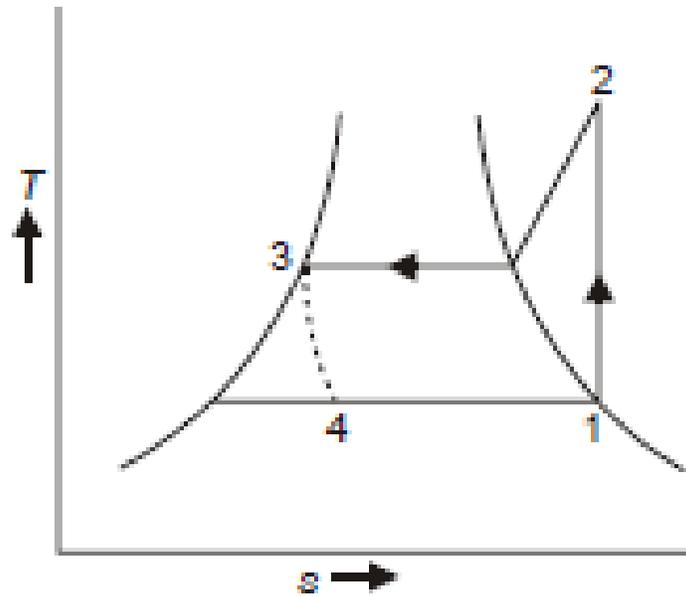


Figura 3. Diagrama T- S del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: onkar singh applied thermodynamics; 2010.

En el proceso 1-2 se efectúa la compresión de vapor, desde la presión vaporizante o de succión (baja) hasta la condensante o de descarga (alta).

Sector 2-3 (Proceso de condensación) luego de elevar la presión y temperatura del refrigerante este cambia de fase a medida que va circulando por los pasos del serpentín hasta llegar el punto 3 en la zona líquida.

Proceso 3-4 el refrigerante al pasar por la válvula de expansión es sometido a una caída drástica de presión y por consiguiente una caída de temperatura cercana a los 0°C y de este modo el refrigerante está en condiciones de absorber calor de espacio refrigerado.

En el proceso 4-1 al fluir el refrigerante por el evaporador, va absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante en el punto 4 se encuentra en la zona de mezcla absorbe el calor y cambia de fase a temperatura constante hasta convertirse en gas.

2.3.5 Rendimiento.

El coeficiente de operación (COP) nos da una idea de la eficiencia con que está operando el sistema de refrigeración (ruano dominguez, 2011).

es una expresión de la eficiencia del ciclo y se define como la relación de calor absorbido en el espacio refrigerado a la energía térmica equivalente de la energía suministrada al compresor, Este coeficiente de operación es aplicable de la misma forma tanto al ciclo ideal como al ciclo real y está definido como:

$$\text{COP}_R = \frac{Q_1}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{(h_1 - h_4)_{\text{evap}}}{(h_2 - h_1)_{\text{comp}}} \quad \text{Ecuación 1}$$

Dónde:

- $(h_2 - h_1)_{\text{comp}}$ = Trabajo específico de entrada en el compresor.
- $(h_1 - h_4)_{\text{evap}}$ = Calor absorbido por el refrigerante.

Capítulo 3. Evaluación energética del conjunto generador de vapor

3.1 Descripción del método para la evaluación de la eficiencia térmica.

3.1.1 Método de balance de energía.

Este método determina el rendimiento de una caldera por la suma de las pérdidas y por la energía introducida por el combustible así mismo la energía entregada al sistema se considerará como la energía liberada por el combustible (basada en el poder calorífico inferior del combustible) y los créditos de energía que ingresan al sistema (calor sensible del aire, agua y combustible) (golato, franck colombres, aso, correa, & paz, 2008).

Según el método indirecto, La eficiencia de los generadores de vapor se determina de la siguiente manera:

$$n_{\text{ter}} = \frac{Q_{\text{entrada}} - [(Q_{\dot{p}_1}) + (Q_{\dot{p}_2}) + (Q_{\dot{p}_3}) + (Q_{\dot{p}_4}) + (Q_{\dot{p}_5}) + (Q_{\dot{p}_6})] + (\text{creditos})}{Q_{\text{entrada}}} \quad \text{Ecuación 2}$$

Dónde:

- Q_{P1} = Calor perdido en los gases secos
- Q_{P2} = Calor perdido por formación de H_2O por la combustión de H_2 en el combustible.
- Q_{P3} = Calor perdido por CO (monóxido de carbono) inquemado
- Q_{P4} = Calor perdido por radiación y por convección.
- Q_{P5} = Calor perdido debido a la humedad del combustible.

- Q_{P6} = Perdidas de calor no determinadas
- $Q_{entrada}$ = Poder calorífico inferior del combustible.
- Créditos = Energía aportada al sistema que no provienen directamente del combustible y aportan calor al fluido de trabajo.

3.1.2 Reconocimiento del sistema

Esta etapa consiste en la familiarización con el sistema de generación de vapor con el cual cuenta la planta FRESKALECHE S.A. Bucaramanga y paralelamente conocer cada uno de los procesos y equipos constituyentes, con la ayuda de los operarios encargados del área de servicios industriales para así obtener la información requerida para el posterior análisis y evaluación de este sistema teniendo en cuenta los parámetros establecidos en la norma ASME PTC 4.

3.1.2.1 Descripción del conjunto generador de vapor.

El conjunto generador de vapor de la planta cuenta con los siguientes subsistemas.

3.1.2.2 Grupo generador de vapor.

La generación de vapor es producida por dos calderas pirotubulares una marca COLMAQUINAS de 200 BHP y otra caldera marca COMESA de 100 BHP, manipuladas por los operarios del área de servicios industriales quienes se encargan de ponerlas en funcionamiento de acuerdo a la necesidad de vapor que exijan los procesos, ya sean procesos productivos o los procesos industriales.

A continuación en la figura 4 se muestran las calderas pirotubulares pertenecientes al grupo generador de vapor y en la tabla 1 se describe cada una de ellas.



Figura 4. calderas del grupo generador de vapor planta FRESKALECHE Bucaramanga.
Fuente: Autor del proyecto.

Nota:

Imagen izquierda, caldera pirotubular horizontal COLMAQUINAS de 200 BHP.

Imagen derecha, caldera pirotubular horizontal COMESA 100 BHP.

Tabla 1.*Características de las calderas pirotubulares*

Parámetros de la caldera	Caldera pirotubular horizontal de 200 BHP	Caldera pirotubular horizontal de 100 BHP
Marca	Colmaquinas	Comesa
Serie	A-3524	A-3134
Modelo	CH3-200-150	D3E-100-150
Tipo	Pirotubular horizontal	Pirotubular horizontal
Fabricante	Colmaquinas construcciones S.A.	Comesa
Año de construcción	2006	
Capacidad	200 BHP	100 BHP
Presión de diseño	150 psi	150 psi
Presión de operación	125 psi	125 psi
Generación de vapor	6900 lb/h	3450 lb/h
Combustible	Gas natural-ACPM-fueloil	Gas natural-ACPM-fueloil
Control de combustible	Modulado	Modulado
Válvula principal para salida de vapor	N A	
Paso de gases de combustión	Tres pasos	
Sistema de atomización	Aire	Aire
Acabado	Cuerpo aislado lana mineral de 2" de espesor revestido en lámina galvanizada calibre 22	
Fabricación	Normas código ASME	Normas código ASME
Válvula de seguridad	Dos unidades- TECVAL	

Fuente: manual de operación y mantenimiento caldera COLMAQUINAS 200 BHP y caldera COMESA 100 BHP.

Además de las calderas el grupo generador de vapor cuenta con una serie de equipos auxiliares para su óptimo funcionamiento, cada uno de ellos se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 2.*Equipos auxiliares del grupo generador de vapor*

Equipo	Capacidad	Tipo
Tanque de condensado para caldera de 200 BHP	270 gal/s	Pirotubular
Tanque de condensado para caldera de 100 BHP	92,5 gal/s	Pirotubular
Bomba de alimentación de agua (hidromac) para caldera de 200 BHP	18 gal/min	Centrifuga
Bomba de alimentación de agua (hidromac) para caldera de 100 BHP	18 gal/min	Centrifuga
Bomba de químicos	8 gal/min	Centrifuga
Suavizador de agua para calderas	11 gal/min	

Fuente: manuales de operación de equipos del área de servicios industriales FRESKALECHE Bucaramanga.

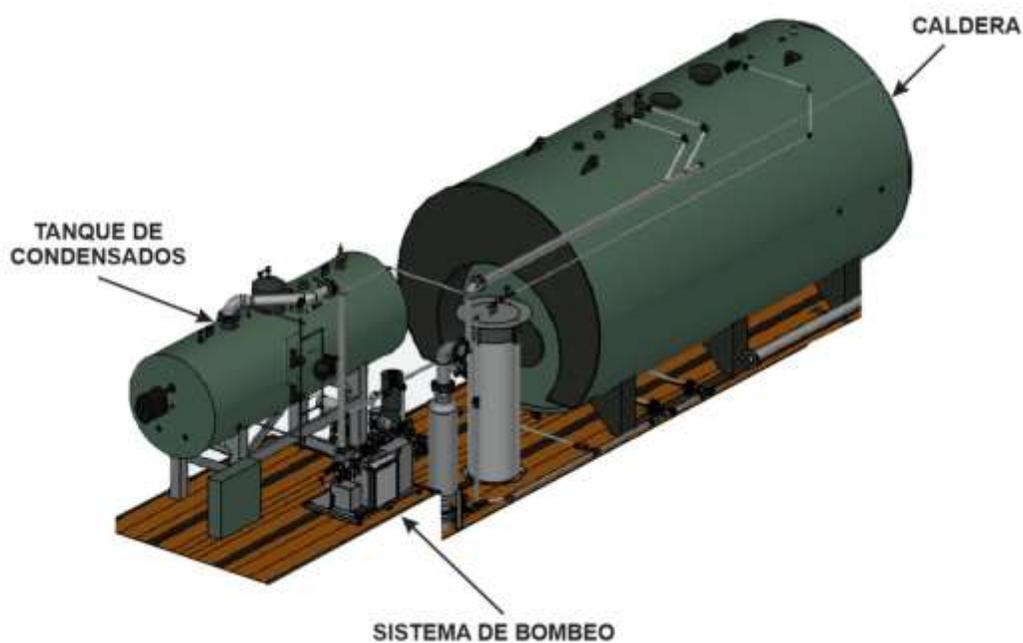


Figura 5. Caldera y equipos auxiliares.

Fuente: Scott D. Tackett 2017.

3.1.2.3 Líneas de distribución de vapor.

Para la distribución del vapor la planta cuenta con una serie de tuberías de diferentes diámetros que poseen un aislamiento térmico de fibra de vidrio de 2" la cual garantiza la menor pérdida o ganancia de calor y un ahorro substancial en sistemas de ductos. Para así transportar el vapor desde la zona de generación, pasando por el distribuidor hasta llegar al área donde es requerido este fluido.



Figura 6. Líneas de distribución de vapor planta FRESKALECHE Bucaramanga.

Fuente: Autor del proyecto.

3.1.2.4 Trampas de vapor.

El vapor generado en las calderas es transportado a través de las líneas de distribución hasta los equipos que consumen vapor. En este transporte el vapor cede calor a las paredes de la tubería y empieza a condensar en agua (agua caliente), las trampas de vapor permiten eliminar aire, condensado y otros gases no condensables, así mismo evitar la pérdida de vapor.

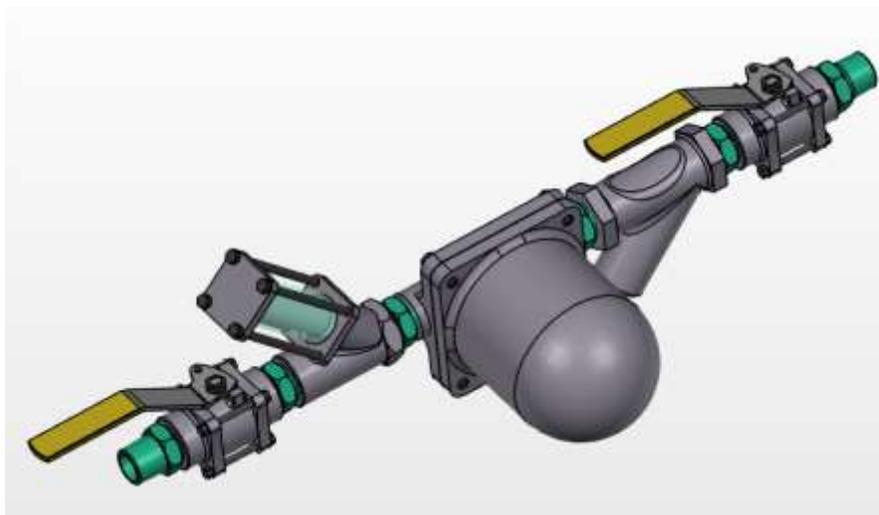


Figura 7. Trampa de vapor termodinámica

Fuente: chirag; 2017.

La trampa termodinámica es de trabajo cíclica abierta-cerrada. Se abre cuando el condensado de entrada empuja el disco y se cierra herméticamente cuando hay presencia de vapor. A continuación, en la Tabla 3 se especifica las trampas de vapor que hacen parte sistema de generación de vapor.

Tabla 3.

Trampas de vapor perteneciente al sistema generador de vapor

Ubicación	Tipo	Modelo
Pasteurizador de leche	Flotador termostática	FT150 1/2"
Esterilizado de leche	Termodinámica	TD52 1/2"
Línea principal leches	Termodinámica	TD52 1/2"
Línea retorno de condensados	Termodinámica	
CIP envasadoras	Termodinámica	TD52 1/2"

Fuente: área de servicios industriales planta FRESKALECHE Bucaramanga.

3.2. Equipos y procesos que consumen vapor.

3.2.1 Procesos productivos.

Son la serie de operaciones que se llevan a cabo en la planta la cuales son necesarias para realizar el proceso de manufactura de cada uno de los productos que la empresa ofrece.

3.2.1.1 Pasteurizador 10000 l/h.

El equipo de pasteurización REDA con capacidad de 10000 l/h está construido con un sistema indirecto de intercambio de calor por medio de vapor. La función de este equipo consiste en calentar la leche a temperaturas desde 70°C hasta 82°C con el fin de destruir microorganismos presentes en la leche tales como mycobacterium, tuberculosis, brucellos, salmonelas, etc.

3.2.1.2 Pasteurizador UHT 15000 l/h.

El equipo de pasteurización UHT con capacidad de 15000l/. su función Consiste en exponer la leche durante un corto plazo (de 2 a 4 segundos) a una temperatura que oscila desde 116°C hasta 142 °C seguido de un ligero enfriamiento, no superior a 32 °C, con el fin de conseguir la denominada esterilización comercial.

3.2.1.3 Pasteurizador de yogurt 4000 l/h.

El equipo de pasteurización REDA con capacidad de 4000 l/h, este pasteurizador trabaja con el mismo principio de funcionamiento de los equipos utilizados para la pasteurización y ultra pasteurización de la leche. La fabricación del yogurt se trata de un derivado lácteo obtenido mediante la fermentación bacteriana de la leche este producto es calentado desde una temperatura de 54°C hasta los 90°C con el objeto de reducir los agentes patógenos que pueda contener.

3.2.1.4 Pasteurizador de tangelo 3000 l/h.

Para la pasteurización del jugo tangelo la planta cuenta con un pasteurizador con capacidad de 3000 L/H. este proceso consiste en calentar el producto desde 50°C hasta 80°C por medio de vapor, este tratamiento térmico le permite conservar al producto fresco, sus cualidades nutricionales y una vida útil mucho mayor.

3.2.2 Procesos industriales.

Un proceso industrial acoge el conjunto de actividades realizadas por los operarios que no implica la utilización de materia prima, de manera que el propósito de los procesos industriales está basado en la limpieza de equipos, empaquetado de productos, etc.

3.2.2.1 Sistema de lavado CIP.

CIP “Cleaning In Place”, que traduce “Limpieza In Situ”. La limpieza se lleva a cabo mediante la circulación de agua y disoluciones de productos químicos calientes tales como soda caustica y ácido nítrico a través de la tubería, Este calentamiento se realiza por medio de vapor, calentando la mezcla desde 27°C hasta 70°C. Su acción física, química y bacteriológica elimina la suciedad y los microorganismos de las superficies. (*Harutiunian , 2009*).

3.2.2.2 Lavado de cestillos.

El lavado de los cestillos o canastas donde se almacenan los productos fabricados por la empresa, se realiza mediante una maquina lavadora industrial marca xucla. Este Lavado se realiza en circuito cerrado con agua caliente, el agua es calentada por medio de vapor desde una temperatura de 27°C hasta 70°C, luego son llevadas por una banda transportadora para su secado y posterior utilización.

3.2.2.3 Empacado de leche.

El empacado de la leche se hace mediante una empacadora al vacío por medio de la utilización de vapor.

3.2.3 Metodología para la evaluación energética del conjunto generador de vapor.

Para el cálculo de la eficiencia energética de los generadores de vapor se utilizara el Código de Pruebas para generadores de vapor ASME PTC 4, correspondiente al método de balance de energía. Este método describe procedimientos de prueba que proporcionan resultados con un alto nivel de precisión consistente, con los mejores conocimientos y prácticas de ingeniería actualmente disponibles, especificando procedimientos, instrumentación y requisitos de operación de los equipos.

3.2.4 Toma de datos para el calculo de la eficiencia energetica.

Los parámetros principales a medir son aquellos cuya influencia sea determinante en los cálculos de eficiencia o rendimiento energético de la caldera, y que de forma directa o indirecta participen en el cálculo (campos avella, quispe oqueña, lora figueroa, & prias caicedo , 2013).

3.2.4.1 Ubicación de los puntos para la toma de datos.

Esta fase consiste en la localización de cada uno de los puntos del sistema de generación de vapor para obtener los valores de las variables requeridas para el cálculo de la eficiencia del conjunto generador de vapor. A continuación la Tabla 4 recopila dicha información.

Tabla 4.*Ubicación de variables e instrumentos de medidas*

Tipo de dato	Variable	Localización	Instrumento de medición
Agua de alimentación	Temperatura	Tanque de condensado	Termómetro de caratula 0-200°C
	Presión	Tanque de condensado	Manómetro de caratula 0-100 psi
	Flujo másico		Catalogo bombas hidromac
Vapor	Temperatura	Línea de salida de vapor de la caldera	Termómetro infrarrojo
	Presión	Línea de salida de vapor de la caldera	Manómetro de caratula
Combustible	Flujo volumétrico	Entrada principal de la planta	Medidor industrial (general electric)
	Presión	Línea de alimentación de la caldera	Manómetro de caratula 0-60psi
Gases de escape	Temperatura	Ductos de escape de las calderas (parte inferior)	Termómetro de caratula
	Presión	Ductos de escape de las calderas (parte inferior)	Analizador de gases (Eagle C127)
Condiciones ambientales	Temperatura	Ubicación parque industrial	Instituto Nacional de Metrología (IMN)
	Presión	Ubicación parque industrial	Instituto Nacional de Metrología (IMN)

Fuente: Autor del proyecto.

3.2.4.2 Toma de datos.

Luego de la ubicación de cada uno de los puntos donde se van a tomar los valores de las variables necesarias para el cálculo de la eficiencia energética se procede a la toma de datos.

De acuerdo con lo establecido en la norma ASME PTC 4, la duración de una prueba debe ser de longitud suficiente que refleje los datos promedio de rendimiento o funcionamiento de la unidad, la duración de la prueba no será menor que lo definido en la Tabla 5.

Tabla 5.*Duración mínima de la prueba*

Tipo de combustible de la unidad generadora	Balance de energía (hr)	entradas/salidas (hr)
Gas/oíl	2	2
Stoker	4	10
Carbón pulverizado	2	8
Lecho fluidizado	4	8

Fuente: código ASME PTC 4 2008 pág. 26.

3.2.4.3 Agua de alimentación.

- **Temperatura del agua de alimentación:** la temperatura es medida por medio de un termómetro de caratula ya instalado en los tanques de condensado de cada una de las calderas.
- **Presión del agua de alimentación:** la presión del agua de alimentación es medida por medio de un manómetro instalado en las líneas principales de la tubería de descarga de las bombas de alimentación de agua de las calderas.
- **Flujo de agua de alimentación:** el flujo de agua de alimentación es medido por medio del catálogo de las bombas de alimentación, teniendo como referencia el modelo de la bomba, el número de revoluciones y la potencia.

3.2.4.4 Medición del vapor.

- **Temperatura del vapor:** la temperatura es medida por medio de un termómetro infrarrojo en el cabezal de distribución de vapor.
- **Presión de vapor:** la presión de vapor es medido por medio de un manómetro de caratula instalado en la línea principal de distribución de vapor.

3.2.4.5 Medición del combustible.

- **Presión del combustible:** la presión del combustible es medida por medio de un manómetro instalado en la línea principal de la entrada de combustible.
- **Flujo del combustible:** esta variable es medida por medio de un medidor industrial instalado en la entrada de la planta.

3.2.4.6 Condiciones ambientales.

- **Presión atmosférica:** este dato es obtenido por medio del instituto nacional de metrología teniendo como referencia la ubicación del parque industrial de Bucaramanga lugar donde está localizada la planta.
- **Temperatura ambiente:** esta variable es obtenida por medio del instituto nacional de metrología teniendo en cuenta como referencia la ubicación del parque industrial de Bucaramanga lugar donde está localizada la planta.

3.2.4.7 Gases de escape.

La temperatura y composición de los gases de escape fue medido por medio del analizador de gases Eagle facilitado por la escuela de ingeniería mecánica, continuación la Figura 7 ilustra cómo fue tomado este dato.



Figura 8. Análisis de gases para caldera de 100 BHP y 200 BHP.

Fuente: Autor del proyecto.

Luego del análisis de gases de combustión realizados a cada una de las calderas se obtuvieron los siguientes resultados, ver Figura 8.

Carpeta		140.8	°C Temp. Gas. com
Situación		38.1	°C TA
Iniciar:	11 02 17 13:56:26	3.88	% O2
		39	ppm CO
167.2	°C Temp. Gas. com	9.70	% CO2
33.3	°C TA	71	ppm NO
3.47	% O2	0.8	ppm NO2
30	ppm CO	71.8	ppm NOx
9.93	% CO2	33.5	% REN
65	ppm NO	22.7	% Exc. de Aire
1.2	ppm NO2		mbar Tiro
70.2	ppm NOx	0.27	l/min Caudal bomba
20.7	% REN	85.5	% RENb
19.8	% Exc. de Aire		
	mbar Tiro		
0.24	l/min Caudal bomba		
84.2	% RENb		
Combustible: GasNatural		Combustible: GasNatural	
O2ref.: 3.0%		O2ref.: 3.0%	
CO2max: 11.9%		CO2max: 11.9%	
Temper. de radiación: °C		Temper. de radiación: °C	
TEKNO2MIL PUNTO MEDIO			

Figura 9. Resultado analizador de gases Eagle C127.

Fuente: Autor del proyecto.

3.2.4.8 Datos obtenidos.

De acuerdo a las mediciones realizadas en cada uno de los puntos especificados en la Tabla 6, se obtuvieron los siguientes valores:

Tabla 6.*Datos obtenidos de las calderas*

Variable	Caldera de 200 BHP								Caldera de 100 BHP								
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	
Agua de alimentación	T (°C)	96	97	95	96	95	99	95	97	98,5	98,5	98	97,8	98,5	98	98	98
	P (psig)	121	122	123	122	123	122	122	123	123	122,5	122,5	122,5	122,5	122,5	12	122,5
	V (gal/min)	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18
Combustible	P (psig)	23	23	22,5	23	22,5	23	22,7	23	23	22,5	23	23	23	22,5	23	23
	V (m3/s)	112	112	112	112	112	112	112	112	105	105	105	105	105	105	105	105
Ambiente	T (°C)	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
	P (bar)	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933
Gases de combustión	T (°C)	185	185	186	185	185	186	185	186	220	225	225	220	225	220	220	220
Vapor	P (psig)	124	124	123,8	124	124	123,8	124	124	130	130	129,5	131	131	130	131	131
	T (°C)	177,8	178,1	177,7	178	178	178	178	178	177,7	180	180	180	180	180	180	180

Fuente: Autor del proyecto.

3.3. Cálculo de la eficiencia térmica de las calderas

3.3.1 Composición del gas natural.

Los datos de la composición del gas natural fueron obtenidos por la empresa Fenosa quien es la que abastece de este combustible a la planta. Su composición es la siguiente:

95% Metano (CH₄) + 2,8% etano (C₂H₆) + 2,2 butano (C₃H₈)

3.3.2 Datos de la combustión.

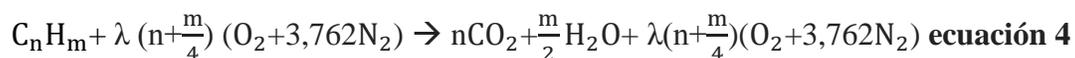
- $T_{amb} = 31^{\circ}c$
- $T_{gases} = 185^{\circ}c$
- Exceso de aire (λ) = 22,7% \approx 23% (ver Figura 8)
- $\lambda = 1,23$

3.3.3 Ecuación de la combustión completa con exceso de aire.

En este proceso las sustancias son capaces de reaccionar con el oxígeno interactuando y generando calor. Entre las sustancias más comunes se encuentran los hidrocarburos (benites, calderon, & escate, 2011).

Combustible + comburente = productos de combustión **ecuación 3**

En este caso para el hidrocarburo de composición general C_nH_m escribimos la reacción de combustión completa estequiometrica con exceso de aire. (brizuela & romano, 2010).



Luego tenemos que:

- $n = x_i(n_i) + y_i(n_i) + z_i(n_i)$
- $m = x_i(m_i) + y_i(m_i) + z_i(m_i)$

Dónde:

- x_i, y_i, z_i = Cantidades porcentuales por la cual está compuesto el gas natural.
- n_i = Moles de carbono de cada sustancia

- m_i = Moles de hidrogeno de cada sustancia
- $n + \frac{m}{4}$ = Moles de oxigeno teórico(Φ)

Ahora con los datos porcentuales de la composición del gas obtenidos por la empresa Fenosa se determina las moles de oxigeno teórico (Φ).

- $n = 95 + 2,8(2) + 2,2(3) = 107,2$
- $m = 95(4) + 2,8(6) + 2,2(8) = 414,4$

$$\Phi = 107,2 + \frac{414,4}{4} = 210,8 \text{ Ecuación 5}$$

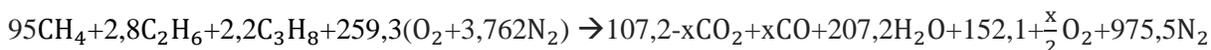
Luego con las moles de oxigeno teórico se obtienen las moles de oxigeno real.

$$\text{Moles de oxigeno real} = \Phi * \lambda \text{ ecuación 6}$$

$$\text{Moles de oxigeno real} = 210,8 * 1,23$$

$$\text{Moles de oxigeno real} = 259,3$$

Luego los datos obtenidos se reemplazan en la ecuación 4.



Relación entre la eficiencia de combustión y el análisis de gases para la obtener el número de moles del monóxido de carbono (CO). (difusion de la cultura del mantenimiento, 2009).

$$n_{\text{combustion}} = 1 - \frac{n_{\text{CO}} * q_{\text{CO}}}{LVH_{\text{comb}}} \text{ ecuación 7}$$

Dónde:

- n_{CO} = moles de CO

$$n_{CO} = x$$

- $L_{VH_{comb}}$ = poder calorífico inferior del combustible

$$L_{VH_{comb}} = [x_i(q_{CH_4}) + y_i(q_{C_2H_6}) + z_i(q_{C_3H_8})] (100 \text{ moles}_{comb})$$

x_i, y_i, z_i = cantidades porcentuales por la cual está compuesto el gas natural.

$(q_{CH_4}); (q_{C_2H_6}); (q_{C_3H_8})$ = poder calorífico inferior de cada uno de las sustancias que conforman el gas natural (Apéndice A)

$$L_{VH_{comb}} = [0,95(802,2) + 0,028(1430) + 0,022(2043)] (100 \text{ moles}_{comb})$$

$$L_{VH_{comb}} = 84710 \text{ KJ}$$

- q_{CO} = poder calorífico inferior del CO

$$q_{CO} = 283 \text{ KJ/mol} \quad (\text{Apéndice A})$$

La eficiencia real de la combustión fluctúa entre el 80% y 90%. La eficiencia del 100% nunca es alcanzable debido a que todos los combustibles contienen humedad y porcentaje de partículas no consumibles (chavez zuñiga, 2011).

De acuerdo a lo anterior tenemos una eficiencia de la combustión estimada ($n_{combustion}$) de 88%.

Remplazando los datos anteriores en la ecuación 7 se tiene que:

$$0,88=1 - \frac{(n_{CO})(283)}{84710}$$

$$n_{CO} = x = 35,91 \text{ moles de CO (monóxido de carbono)}$$

Luego obtenemos el número de moles de cada uno de los componentes resultantes en la combustión para el posterior cálculo de pérdidas en la caldera.

3.3.4 Productos de la combustión

Tabla 7.

Moles de los compuestos presentes en los gases de combustión

Compuesto	Moles	Masa molar (g/mol)	Masa (g)
Oxígeno (O ₂)	170,1	32	5443,2
Nitrógeno(N ₂)	975,5	28	27314
Agua (H ₂ O)	207,2	18	3729,6
Dióxido de carbono (CO ₂)	71,3	44	3137,2
Monóxido de carbono (CO)	35,9	28	1005,2
Total	1460		40629,2

Fuente: Autor del proyecto.

3.3.5 Calculo de pérdidas en la caldera.

Para la evaluación de las pérdidas en los generadores de vapor mediante el método de balance de energía se requiere determinar lo siguiente:

3.3.5.1 Q_{P1} = Calor perdido en los gases secos.

$$Q_{P1} = (n_{gs})(\Delta h_{gs}) \text{ Ecuación 8}$$

Dónde:

- n_{gs} = Moles de gas seco

- Δh_{gs} = Entalpia del gas seco a la temperatura de los gases de la chimenea. Utilizamos tablas JANAF (ASME, Fired Steam Generators, 2008)

$$Q_{P1} = (n_{CO_2})(\Delta h_{CO_2}) + (n_{CO})(\Delta h_{CO}) + (n_{O_2})(\Delta h_{O_2}) + (n_{N_2})(\Delta h_{N_2})$$

Δh_{CO_2} (Apéndice B); Δh_{CO} (Apéndice C); Δh_{O_2} (Apéndice D); Δh_{N_2} (Apéndice E)

$$Q_{P1} = (170,1)(4,80) + (975,5)(4,68) + (71,3)(6,52) + (35,9)(4,69)$$

$$Q_{P1} = 6015,1 \text{ KJ}$$

3.3.5.2 Q_{P2} = Calor perdido por formación de H_2O por la combustión de H_2 en el combustible.

$$Q_{P2} = (n_{H_2O})(\Delta h_{H_2O}) \text{ Ecuación 9}$$

Dónde:

- n_{H_2O} = moles de vapor de agua presentes en los gases de escape del generador de vapor
- Δh_{H_2O} = entalpia del vapor de agua a la temperatura de los gases de la chimenea.
(Apéndice F)

$$Q_{P2} = (207,2)(5,47)$$

$$Q_{P2} = 1133,4 \text{ KJ}$$

3.3.5.3 Q_{P3} = Calor perdido por CO inquemado

$$Q_{P3} = (n_{CO})(q_{CO}) \text{ Ecuación 10}$$

Dónde:

- n_{CO} = Moles de CO (ver Tabla 5)
- q_{CO} = Poder calorífico inferior del CO ($283 \frac{KJ}{Kmol}$) (Apéndice A)

$$Q_{P3} = (35,9) (283)$$

$$Q_{P3} = 10159,7 \text{ KJ}$$

3.3.5.4 Q_{P4} = Calor perdido por radiación y por convección.

En una caldera el calor también se pierde debido a la radiación, convección de la superficie expuesta a la atmosfera.

La pérdida de calor también puede estar ahí debido al hidrogeno y al hidrocarburo no consumidos, etc. La cuantificación exacta de estas pérdidas no es posible, por lo tanto pueden ser estimadas. (onkar singh, 2010)

Tabla 8.

Pérdidas estimadas por radiación y convección

Tamaño de la caldera		Perdidas (%)
KW	BHP	
981	100	2
1226	125	2,5
1472	150	2
1962	200	1,5
2453	250	2,3
2943	300	1,8
3434	350	1,3
3924	400	2
4905	500	1,8
5886	600	1,3
6857	700	1,1
7848	800	1

Fuente: reducción de facturación de combustibles fósiles atreves del uso racional de la energía.

Para este cálculo tenemos una caldera de 200BHP por lo tanto la ecuación para la pérdida por radiación y convección será la siguiente:

$$Q_{P4} = (1,5\%) (LVH_{\text{comb}}) \text{ Ecuación 11}$$

$$Q_{P4} = (0,015) (84710)$$

$$Q_{P4} = 1270.65 \text{ KJ}$$

3.3.5.5 Q_{P5} = Calor perdido debido a la humedad del combustible.

$$Q_{P5} = m_{\text{asc}}(h_{s2} - h_{f2}) (H_{\text{abs}}) \text{ Ecuación 12}$$

Dónde:

- m_{asc} = Gasto de aire seco.

$$m_{\text{asc}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{comb}}} = \frac{(259,3)(32) + (975,5)(28)}{(0,95)(16) + (0,028)(30) + (0,022)(44)}$$

$$m_{\text{asc}} = 2093,8 \frac{\text{kg aire seco}}{\text{kg comb}}$$

- h_{s2} = entalpia de vapor final producido.

$$h_{s2} @ 178^\circ\text{C} = 2775,2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (Apéndice G)}$$

- h_{f2} = entalpia del agua de alimentación de la caldera.

$$h_{f2} @ 95^\circ\text{C} = 2667,6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (apéndice G)}$$

- H_{abs} = humedad en el aire.

Para hallar la humedad absoluta del aire se debe tener en cuenta las siguientes temperaturas:

T_{bs} = temperatura de bulbo seco.

$$T_{bs} = 31^{\circ}\text{C}$$

T_{bh} = temperatura de bulbo húmedo.

$$T_{bh} = 26,4^{\circ}\text{C}$$

De acuerdo a los datos anteriores hallamos la humedad presente en el aire por medio de la carta psicométrica (Apéndice H)

$$H_{abs} = 0,0204 \frac{\text{Kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Kg}_{\text{aire}}}$$

Luego:

$$Q_{P5} = (2093,8) (2775,2 - 2667,6) (0,0204)$$

$$Q_{P5} = 4681,4 \text{ KJ}$$

3.3.5.6 Q_{P6} = Pérdidas de calor no determinadas.

Tabla 9.

Calor perdido de forma no calculada.

Perdidas (%)	Condición
1	combustibles líquidos y gaseosos
1,5	combustión solida
4	generador de vapor en mal estado

Fuente: eficiencia energética en la generación y distribución de vapor.

$$Q_{P6} = (1\%) (LVH_{\text{comb}}) \text{ Ecuación 13}$$

$$Q_{P6} = (0,01) (84710)$$

$$Q_{P6} = 847,1 \text{ KJ}$$

3.3.6 Créditos.

Es la energía que no proviene directamente del combustible y de alguna manera aportan calor al fluido de trabajo, son ganancia de energía (castillo guzman & trujillo hernandez , 2016).

3.3.6.1 $Q_{A1} = \text{Aire seco de entrada en el generador.}$

$$Q_{A1} = (m_{\text{as}}) (h_{\text{as}}) \text{ Ecuación 14}$$

donde:

- m_{as} = masa del aire seco que entra al generador devapor correspondiente al exceso de aire.

$$m_{\text{as}} = \frac{1}{\frac{\%O_2}{m_{O_2}} + \frac{\%N_2}{m_{N_2}}}$$

$\%O_2$ = cantidad porcentual de oxígeno.

$$\%O_2 = \frac{\text{numero de moles de } O_2}{\text{numero de moles de aire}} = \frac{259,3}{1234,8} = 0,21$$

$\%N_2$ = cantidad porcentual de oxígeno.

$$\%N_2 = \frac{\text{numero de moles de } N_2}{\text{numero de moles de aire}} = \frac{975,5}{1234,8} = 0,79$$

m_{O_2} = masa molar del oxígeno.

$$m_{O_2} = 32 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

m_{N_2} = masa molar del nitrógeno.

$$m_{N_2} = 28 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

Ahora:

$$m_{as} = \frac{1}{\frac{0,21}{32} + \frac{0,79}{28}} = 28,75 \text{ kg}_{as}$$

- h_{as} = entalpia del aire seco a la temperatura de entrada del generador.

$$h_{as} @ 31^\circ\text{C} = 304,4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (Apéndice H)}$$

Luego se reemplaza los datos obtenidos anteriormente en la ecuación 14.

$$Q_{A1} = (28,75) (304,4)$$

$$Q_{A1} = 8751,5 \text{ KJ}$$

3.3.7 Calculo de la eficiencia en los generadores de vapor.

$$n_{termica} = \frac{LVH_{comb} + (Q_A) - (\sum Q_P)}{LVH_{comb}} \text{ Ecuación 15}$$

Dónde:

- $\sum Q_P$ = Sumatoria del calor perdido
- Q_A = Calor añadido
- LVH_{comb} = Poder calorífico inferior.

De acuerdo a Golato, Franck, Colombes, Aso, Correa & Paz (2008) se toma el poder calorífico inferior, y no el superior, debido a que en las calderas el agua escapa por la chimenea en estado gaseoso, sin entregar su calor de condensación.

Teniendo en cuenta lo anterior se tiene que la eficiencia térmica para caldera pirotubular de 200 BHP térmica es igual:

$$n_{\text{termica}} = \frac{[(84710)+(8751,5)-(6015,1+1133,4+10159,7+1270,65+4681,4+847,1)]}{(84710)}$$

$$n_{\text{termica}} = 0,81$$

El cálculo anterior muestra que la eficiencia térmica con la cual trabaja la caldera de 200BHP es del 81%

De igual manera se realizó cada uno de los cálculos necesarios para obtener la eficiencia térmica de la caldera de 100BHP, cada uno de los datos se muestra en la Tabla 10.

Tabla 10.

Eficiencia térmica de los generadores de vapor

Variables	Caldera		
	200 BHP	100 BHP	
Calor perdido	Qp1	6015,1	6412,8
	Qp2	1133,4	1239,1
	Qp3	10159,7	10162,5
	Qp4	1270,65	1694,2
	Qp5	4681,4	4169,88
	Qp6	847,1	847,1
Créditos	QA1	8751,5	8271,6
Poder calorífico inferior	LVH	84710	84710
Eficiencia	n	0,81	0,8

Fuente: Autor del proyecto.

3.4 Eficiencia media de generación

Luego de obtener la eficiencia en cada generador de vapor se calcula la eficiencia media de generación del sistema de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$n_g = \frac{n_1 + n_2}{n} \quad \text{Ecuación 16}$$

Dónde:

- n_g = Eficiencia de generación
- n_1 = Eficiencia de la caldera de 200 BHP
- n_2 = Eficiencia de la caldera de 100 BHP
- n = Cantidad de generadores de vapor

Remplazando en la ecuación 16 se tiene:

$$n_g = \frac{0,81 + 0,80}{2}$$

$$n_g = 0,80$$

La eficiencia térmica de generación de vapor en las calderas es del 80%. En otras palabras el 80% del poder calorífico del combustible es aprovechado en la generación de vapor.

3.4.1 Consumo de vapor de los equipos.

Posteriormente al cálculo de la eficiencia térmica de generación de vapor se procederá a determinar el gasto de vapor en cada uno de los equipos que requieren de este flujo para su

funcionamiento. A continuación la Tabla 11 muestra los datos requeridos para el cálculo de consumo de vapor e cada uno de los procesos.

Tabla 11.

Datos requeridos para cálculo de consumo de vapor

Proceso	V (l/hr)	Densidad α (kg/l)	CP (KJ/kg °C)	T1 (°C)	T2 (°C)	ΔT (°C)	Eficiencia térmica	h _{vap}	h _{cond}	Δh
Esterilizador reda	15000	1,03	3,894	142	116	26	0,8	2757	531,7	2225,3
Pasteurizador reda	10000	1,03	3,894	82	70	12	0,8	2738	293,1	2444,9
Pasteurizador yogurt	4000	1,05	3,8	70	44,4	25,6	0,8	2757	293,1	2463,9
Pasteurizador tangelo	3000	1,04	4,1	81	50	31	0,8	2766	293,1	2472,9
Lavadora de cestillos	600	1	4,187	70	27	43	0,8	2757	293,1	2463,9
C.I.P	600	1	4,187	70	27	43	0,8	2766	293,1	2472,9

Fuente: ingeniero Fredy rueda jefe de mantenimiento planta FRESKALECHE Bucaramanga.

Para el cálculo del consumo de vapor se utilizara ecuación de balance de energía en un intercambiador de calor:

$$Q_p = \frac{(\dot{v}) (\alpha)(cp) (\Delta T)}{n_{termica}} = (\dot{m}) (h_{vap} - h_{cond}) \text{ Ecuación 17}$$

Dónde:

- \dot{V} = Capacidad de flujo volumétrico del equipo.
- α = Densidad.
- Cp = Calor específico del producto.
- ΔT = Diferencia de temperatura (entrada y salida del producto).

- n_{termica} = Eficiencia térmica de generación de vapor.
- \dot{m} = Flujo másico del vapor.
- h_{vap} = Entalpia del vapor.
- h_{cond} = Entalpia del condensado.

Para este cálculo se tomara como referencia los datos del pasteurizador de yogurt; por lo tanto la ecuación queda de la siguiente forma:

$$Q_p = \frac{(4000)(1,05)(3,8)(25,6)}{0,8}$$

$$Q_p = 510720 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$$

Luego:

$$\dot{m} = \frac{Q_p}{h_{\text{vap}} - h_{\text{cond}}} = \frac{Q_p}{\Delta h}$$

Se tiene que el flujo másico calculado de vapor para el pasteurizador de yogurt es el siguiente:

$$\dot{m} = \frac{510720}{2463,9}$$

$$\dot{m} = 207,28 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

De igual forma se realizó el cálculo para cada uno de los equipos que consumen vapor en la planta, en la Tabla12 describe el flujo másico calculado y el consumo de vapor de cada uno de los equipos de esta área.

Tabla 12.*Consumo total de vapor planta FRESKALECHE Bucaramanga*

Equipo	V (l/hr)	T1 (°C)	T2 (°C)	ΔT (°C)	Eficiencia térmica	h _{vap} (KJ/kg)	h _{cond} (KJ/kg)	Δh (KJ/kg)	Q _p (KJ/h)	Consumo de vapor (kg/h)	Flujo másico (kg/h)
Esterilizador REDA	15000	142	116	26	0,8	2757	531,7	2225,3	1955274,8	900	878,66
Pasteurizador REDA	10000	82	70	12	0,8	2738	293,1	2444,9	601623	400	246,07
Pasteurizador de yogurt REDA	4000	70	44,4	25,6	0,8	2757	293,1	2463,9	510720	400	207,28
Pasteurizador de tangelo TECNAR	3000	81	50	31	0,8	2766	293,1	2472,9	495690	150	200,45
Lavadora de cestillos	600	70	27	43	0,8	2757	293,1	2463,9	135030,75	100	54,80
C.I.P	600	70	27	43	0,8	2766	293,1	2472,9	135030,75	100	54,60
Consumo total de vapor										1641,87	

Fuente: ingeniero Fredy Rueda jefe de mantenimiento planta FRESKALECHE Bucaramanga.

3.4.2 Correlación de Consumo de combustible.

De acuerdo al catálogo COLMAQUINAS de la caldera de 200 BHP, describe que este equipo tiene una capacidad máxima de generación de $6900 \frac{\text{lbs}}{\text{h}}$ ($3129,78 \frac{\text{Kgs}}{\text{h}}$) y para producir esta cantidad de vapor requiere un flujo de combustible de $223 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$.

Para determinar la relación de consumo de combustible, además de conocer la capacidad de generación y el flujo de combustible requerido, también se debe conocer el consumo total de vapor de los procesos realizados en la planta (ver Tabla 12). Conforme a lo anterior, la ecuación que describe esta relación será la siguiente:

$$\text{relacion}_{\text{comb}} = \frac{223 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3129,78 \frac{\text{Kgs}}{\text{h}}} \times 1641,87 \frac{\text{Kgs}}{\text{h}} \quad \text{Ecuación 18}$$

$$\text{relacion}_{\text{comb}} = 116,98 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

La anterior relación nos indica que para producir el vapor total generado en la planta, se requiere de un flujo de $116,98 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ de gas natural.

3.4.3 Costo estimado de generación

Para la obtención del costo estimado de generación, se debe conocer el valor que le cuesta a la empresa el metro cubico (m^3) de gas natural, la Figura 9 describe el valor de esta variable.

Tarifa aplicada			
Liquidación consumo			
Tarifa \$	M ³	[6] MBTU	Valor \$
Tarifa 1 942,06	61013 m ³		57.477.907
[5] Tarifa 2 0,00	2154,67		0
Liquidación valor a bolsa económica			
Faltante para contrato (m ³)	Valor \$		
Detalle deudas pendientes			
Factura No.	Fecha emisión	Valor factura	Saldo \$
<p>FRESKA <small>Comercio Central de Bucaramanga IV S.A.</small> LECHES <small>TIPOLÓGIA FACTORAD</small> <small>R.I.T. 896.714.356.6</small> Empresa: GAS NATURAL DEL ORIENTE SA ESP Factura N: 000010978 Descripción: SERVICIO DE GAS SIN N.A.S</p>			
<p>Valor: 57.478.970 F. Emisión: 06/06/2018 F. Venc: 23/06/2018 Radicación: 17/06/2018 07:58:49 a.m. <small>001-000000018 8110077</small></p>			
<p>Deudas pendientes</p>			

Figura 10. Costo del m^3 del gas natural

Fuente: Área de servicios industriales planta FRESKALECHE Bucaramanga.

Luego de obtener este dato se calculara el valor de operación por hora de la caldera principal (caldera 200 BHP) de la planta FRESKALACHE.

- Valor $\text{m}^3 = \$942,06$

- $\text{Relacion}_{\text{comb}} = 116,98 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

$$\text{Valor hora de operación} = (116,98 \frac{\text{m}^3}{\text{h}})(942,6) \text{ Ecuación 19}$$

$$\text{Valor hora de operación} = \$110265,35$$

El cálculo anterior indica que la hora de operación de la caldera de 200 BHP le cuesta a la empresa un valor aproximado de \$110265,35 pesos.

3.4.4 Capacidad máxima de generación (CAP).

La capacidad máxima de generación, es la disponibilidad de vapor con la que se cuenta para los procesos realizados en la planta al poner en funcionamiento las dos calderas. A continuación se detallara la capacidad máxima de generación de vapor de los generadores de 100 BHP y 200 BHP pertenecientes a la planta FRESKALECHE Bucaramanga.

$$\text{CAP}_{200\text{BHP}} = 6900 \frac{\text{lbs}}{\text{h}} \approx 3129,78 \frac{\text{kgs}}{\text{h}}$$

$$\text{CAP}_{100\text{BHP}} = 3450 \frac{\text{lbs}}{\text{h}} \approx 1564,89 \frac{\text{kgs}}{\text{h}}$$

$$\text{CAP}_{\text{max}} = \text{CAP}_{200\text{BHP}} + \text{CAP}_{100\text{BHP}} \text{ Ecuación 20}$$

$$\text{CAP}_{\text{max}} = 3129,78 + 1564,89$$

$$\text{CAP}_{\text{max}} = 4129,74 \frac{\text{kgs}}{\text{h}}$$

Luego:

$$\text{Cantidad porcentual de vapor utilizado} = \frac{\text{consumo total de vapor}}{\text{CAP}_{\text{max}}} \text{ Ecuación 21}$$

Para la evaluación de la cantidad porcentual de vapor utilizado se realizara con el valor de la capacidad máxima de generación de la caldera de 200 BHP debido a que la caldera de 100 BHP es una caldera auxiliar.

$$\text{Cantidad porcentual de vapor utilizado} = \frac{1641,87}{3129,78}$$

$$\text{Cantidad porcentual de vapor utilizado} = 0,52$$

El cálculo anterior estima que el 52% del vapor generado por la caldera es utilizado, además de esto la caldera de 200 de BHP suple la cantidad de vapor para realizar cada uno de los procesos que requieren vapor en la planta.

3.4.5 Cálculo de la Pérdida de Calor en Líneas (Tuberías)

Además de las pérdidas originadas en las calderas, también se debe tener en cuenta el calor perdido que se genera por transferencia de calor desde las líneas de distribución de vapor hacia la atmosfera.

3.4.5.1 Pedidas de calor en la tubería aislada.

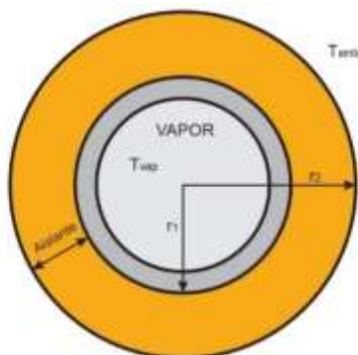


Figura 11. Vista frontal tubería de distribución de vapor.

Fuente: Autor del proyecto.

Tabla 13.*Datos de la tubería para la distribución del vapor*

Línea de vapor	Tipo de aislante	Longitud (m)	Diámetro (pulg)
C.I.P para recibo de leches	Fibra de vidrio	17,35	2
Empacadoras ultra pasteurizada	Fibra de vidrio	73,13	1
Esterilizador	Fibra de vidrio	37,35	1,5
Pasteurizador	Fibra de vidrio	30,45	2
Planta de leches	Fibra de vidrio	75,13	3
C.I.P planta de derivados	Fibra de vidrio	23,18	1
C.I.P planta de leches	Fibra de vidrio	16,38	1
Empacadora de vacío	Fibra de vidrio	62,35	1,5
Lavadora de cestillos	Fibra de vidrio	198,21	1,5
Llenadora de líquido R-S	Fibra de vidrio	33,75	1
Pasteurizador de tangelo	Fibra de vidrio	27,55	1,5
Pasteurizador de yogurt	Fibra de vidrio	21,99	1
Planta de derivados- distribuidor	Fibra de vidrio	23,82	3

Fuente: Autor del proyecto.

Para el cálculo de la pérdida de calor se emplearan las siguientes ecuaciones. La ecuación 22 hace referencia a la transferencia por unidad de área en ductos con aislamiento térmico.

(campos avella, quispe oqueña, lora figueroa, & prias caicedo , 2013)

$$q = \frac{T_{\text{vap}} - T_{\text{amb}}}{\frac{E_{\text{eq}}}{k} + \frac{1}{h}} \quad \text{Ecuación 22}$$

Dónde:

- T_{vap} = Temperatura del vapor o temperatura del fluido de trabajo.

$$T_{\text{vap}} = 178^{\circ}\text{C} = 451,5\text{K}$$

- T_{amb} = Temperatura ambiente.

$$T_{\text{amb}} = 30^{\circ}\text{C} = 303,15\text{K}$$

- Espesor equivalente (E_{eq})

$$E_{eq} = (r_2) \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \text{ Ecuacion23}$$

r_1 = Radio interno del material aislante

$$r_1 = \frac{D_{ext}}{2} \text{ Ecuacion24}$$

El diámetro exterior (D_{ext}) de las tuberías se obtiene por medio de la siguiente tabla:

Tabla 14.

Dimensiones para las tuberías de acero inoxidable cedula 40

Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Diámetro exterior Dext (mm)	Diámetro interior Dint (mm)	Espesor de pared (mm)
1	33,4	26,6	3,38
1 1/2	48,3	40,9	3,68
2	60,3	52,5	3,91
3	88,9	77,9	5,49

Fuente: Datos obtenidos de la tabla F.1 libro mecánica de fluidos Robert L Mott.

$$D_{ext} = 33,4\text{mm} = 0,0334\text{m}$$

Luego determinamos el valor de r_1 y r_2 :

$$r_1 = \frac{0,0334}{2} = 0,0167$$

r_2 = radio externo del material aislante: $r_2 = r_1 + E$ **Ecuación 25**

- E = Espesor del material aislante:

Las líneas de vapor de la planta poseen un aislamiento térmico de fibra de vidrio de 2". La fibra de vidrio al tener la más baja conductividad térmica que cualquier otro aislante de su tipo, garantiza la menor pérdida o ganancia de calor y un ahorro substancial en sistemas de ductos.

$$E = 2 \text{ pulg} = 0,0508 \text{ m}$$

$$r_2 = (0,0167) + (0,0508) = 0,0675 \text{ m}$$

Ahora se tiene que:

$$E_{eq} = (0,0675) \ln \left(\frac{0,0675}{0,0167} \right)$$

$$E_{eq} = 0,0943 \text{ m}$$

3.4.5.2 Conductividad térmica del termoaislante (k).

El valor para la conductividad térmica de la fibra de vidrio es $k = 0,04$ (serway & jewett, 2012)

3.4.5.3 Resistencia térmica.

$$R_{ter} = \frac{1}{h} \text{ Ecuación 26}$$

$$h = h_r + h_c \text{ Ecuación 27}$$

3.4.5.4 Coeficiente de transferencia de calor por radiación h_r .

$$h_r = (0,9824 \times 10^{-8}) (\epsilon) \left(\frac{T_{amb}^4 - T_s^4}{T_{amb} - T_s} \right) \text{ Ecuación 28}$$

ϵ = emisividad de la superficie aislada (acero al carbono inoxidable).

$$\epsilon = 0,7 \text{ (Apéndice I)}$$

La temperatura de la superficie (T_s) no es conocida por lo tanto se debe suponer una temperatura que cumpla con la siguiente recomendación:

$$T_{\text{vap}} > T_s > T_{\text{amb}} \quad \text{Ecuación 29}$$

$$451,15\text{K} > 308,15\text{K} > 303,15\text{K}$$

$$T_s = 308,15\text{K}$$

Ahora:

$$T_m = \frac{T_{\text{vap}} - T_s}{2} \quad \text{Ecuación 30}$$

$$T_m = \frac{451,15 - 308,15}{2} = 379,65\text{K}$$

Calculamos h_r :

$$h_r = (0,9824 \times 10^{-8}) (0,7) \left(\frac{303,15^4 - 308,15^4}{303,15 - 308,15} \right)$$

$$h_r = 0,785 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

3.4.5.5 Coeficiente de transferencia de calor por convección h_c .

$$(2,7241)(C)(D_{\text{ais}})^{-0,2} \left[\frac{1,11}{(T_s + T_{\text{amb}} - 510,44)} \right]^{0,181} [1,8(T_s - T_{\text{amb}})]^{0,266} [1 + (7,9366 \times 10^{-4} \times V)]^{0,5} \quad \text{Ecuación 30}$$

Dónde:

D_{ais} = diámetro aislado.

$$D_{\text{ais}} = D_{\text{ext}} + 2E \quad \text{Ecuación 31}$$

$$D_{\text{ais}} = 0,0334 + 2(0,0508)$$

$$D_{\text{ais}} = 0,135\text{m}$$

C = Coeficiente de forma, 1,79 para superficies planas y 1,016 para tuberías, adimensional.

V = velocidad del aire.

$$V = 12 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 12000 \frac{\text{m}}{\text{h}}$$

Con respecto a los datos anteriores se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$h_c = (2,7241)(1,016)(0,135)^{-0,2} \left[\frac{1,11}{(308,15 + 303,15 - 510,44)} \right]^{0,181} [1,8(308,15 - 303,15)]^{0,266}$$

$$[1 + (7,9366 \times 10^{-4} \times 12000)]^{0,5}$$

$$h_c = 10,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Ahora:

$$h = h_r + h_c$$

$$h = 0,785 + 10,63$$

$$h = 11,415 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Finalmente reemplazando en la ecuación 22 los valores calculados anteriormente, se obtiene el valor de la transferencia de calor por unidad de área para la tubería aislada de 1 pulgada de la línea de distribución de vapor:

$$q = \frac{T_{\text{vap}} - T_{\text{amb}}}{\frac{E_{\text{eq}}}{k} + \frac{1}{h}}$$

$$q = \frac{451,5 - 303,15}{\frac{0,0943}{0,04} + \frac{1}{11,415}}$$

$$q = 60,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Después de haber obtenido la transferencia del calor por unidad área se verifica que la temperatura de la superficie supuesta (T_s) sea igual a la temperatura de la superficie calculada (T_{sc}); para ello se realizarán los siguientes cálculos.

$$q' = \frac{\pi(T_{\text{vap}} - T_{\text{amb}})}{\left[\frac{1}{2k} \ln\left(\frac{D_{\text{ais}}}{D_{\text{ext}}}\right) \right] + \left(\frac{1}{h D_{\text{ext}}} \right)} \quad \text{Ecuación 32}$$

$$q' = \frac{\pi(451,15 - 303,15)}{\left[\frac{1}{2(0,04)} \ln\left(\frac{0,135}{0,0334}\right) \right] + \left(\frac{1}{11,415 \times 0,135} \right)}$$

$$q' = 25,7 \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

T_{sc} = temperatura de la superficie calculada.

$$T_{sc} = T_{\text{vap}} - \frac{q'}{2\pi k} \ln\left(\frac{D_{\text{ais}}}{D_{\text{ext}}}\right)$$

$$T_{sc} = 451,15 - \frac{25,7}{2\pi(0,04)} \ln\left(\frac{0,135}{0,0334}\right)$$

$$T_{sc} = 308,3\text{K}$$

$$T_{sc} = T_s$$

$$308\text{K} = 308\text{K}$$

Si $T_s = T_{sc}$, entonces las pérdidas de calor son igual a q y la temperatura en la superficie aislada es T_{sc} . En caso contrario, hacer $T_s = T_{sc}$ y regresar al procedimiento de cálculo para tuberías. (campos avella, quispe oqueña, lora figueroa, & prias caicedo , 2013)

De igual forma se realizó el cálculo para determinar la pérdida de calor en los diferentes diámetros de las tuberías de distribución de vapor, los resultados se detallan en la Tabla 15.

Tabla 15.

Calor perdido en las líneas de distribución

Línea de vapor	Longitud (m)	Diámetro (pulg)	Diámetro aislado (m)	Área de transferencia de calor (m ²)	Transferencia de calor por unidad de área (W/m ²)	Calor neto perdido en las líneas(W)
C.I.P para recibo de leches	17,35	2	0,1619	8,82	70,87	625,40
Empacadoras ultra pasteurizada	73,13	1	0,135	31,02	60,53	1877,35
Esterilizador	37,35	1,5	0,1499	17,59	66,91	1176,87
Pasteurizador	30,45	2	0,1619	15,49	70,87	1097,60
Planta de leches	75,13	3	0,1905	44,96	77,55	3486,88
C.I.P planta de derivados	23,18	1	0,135	9,83	60,53	595,06
C.I.P planta de leches	16,38	1	0,135	6,95	60,53	420,50
Empacadora de vacío	62,35	1,5	0,1499	29,36	66,91	1964,60
Lavadora de cestillos	198,21	1,5	0,1499	93,34	66,91	6245,45
Llenadora de líquido R-S	33,75	1	0,135	14,31	60,53	866,41
Pasteurizador de tangelo	27,55	1,5	0,1499	12,97	66,91	868,08
Pasteurizador de yogurt	21,99	1	0,135	9,33	60,53	564,51
Planta de derivados-distribuidor	23,82	3	0,1905	14,26	77,55	1105,52
Calor total perdido en las líneas de distribución						20894,23

Fuente: Autor del proyecto.

3.4.6 Calor perdido en la tubería sin aislar.

Debido a la dificultad de acceso en algunas áreas donde se encuentra la tubería sin aislamiento térmico, el área de servicios industriales estima que las líneas sin este recubrimiento son de un 10% de la tubería total instalada para la distribución de vapor. Teniendo en cuenta la información anterior el calor perdido en las tuberías sin aislamiento se estima de la siguiente manera:

$$q_2 = (p_{est}) (q) \text{ Ecuación 33}$$

Dónde:

- q = Calor pedido en la tubería aislada
- p_{est} = Porcentaje estimado de la tubería sin aislada

Remplazando en la ecuación 33 se tiene que:

$$q_2 = (0,1) (20894,23)$$

$$q_2 = 2089,4 \text{ W}$$

3.4.6.1 Eficiencia de las líneas de distribución de vapor.

$$n_1 = \frac{q - q_2}{q} \text{ Ecuación 34}$$

$$n_1 = \frac{20894,23 - 2089,4}{20894,23}$$

$$n_1 = 0,9$$

De acuerdo al resultado anterior se tiene que las líneas de distribución de vapor tiene una eficiencia del 90%

3.5 Eficiencia de las trampas de vapor

3.5.1 Trampas de vapor.

A medida que el vapor va circulando por las líneas de distribución, este empieza a entregar parte de su energía a cualquier superficie de menor temperatura. Al hacer esto, cierta cantidad de vapor se condensa convirtiéndose en agua, por lo que se hace necesarios elementos que diferencien el estado gas (vapor) y el líquido (condensado). A estos elementos se les llama trampas de vapor.

La trampa de vapor es una válvula automática que cierra en presencia de vapor y abre cuando le llega condensado o aire.

3.5.1.1 Fugas en las trampas de vapor.

El cálculo de una fuga, se realiza mediante la comprobación del diámetro equivalente de fuga (aproximado), de esta manera tener una referencia que permita cuantificar la energía perdida por fugas. (campos avella, quispe oqueña, lora figueroa, & prias caicedo , 2013)

3.5.2 Eficiencia en las trampas de vapor.

La eficiencia en las trampas de vapor es obtenida por medio de catálogo del fabricante SPIRAX SARCO continuación en la Tabla 16 se detalla cada una de ellas.

Tabla 16.*Eficiencia de las trampas de vapor*

Ubicación	Tipo	Modelo	Eficiencia %
Pasteurizador de leche	Flotador termostática	FT150 1/2"	97
Esterilizador de leche	Termodinámica	TD52 1/2"	96
Línea principal leches	Termodinámica	TD52 1/2"	96
Línea retorno de condensados	Termodinámica		95
CIP envasadoras		TD52 1/2"	97
Eficiencia			96,2

Fuente: área de servicios industriales planta FRESKALECHE Bucaramanga.

3.6. Eficiencia del conjunto generador de vapor

Luego de determinar cada una de las eficiencias de los sistemas que conforman el conjunto generador de vapor se realizara el cálculo de la eficiencia total del conjunto generador de vapor de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$n_{CG} = (n_g)(n_l)(n_t) \text{ Ecuación 35}$$

Dónde:

- n_{CG} = Eficiencia del conjunto generador de vapor.
- n_g = Eficiencia de los generadores de vapor.
- n_l = Eficiencia de las líneas de distribución de vapor.
- n_t = Eficiencia de las trampas de vapor.

$$n_{CG} = (0,80) (0,9) (0,962)$$

$$n_{CG} = 0,70$$

La eficiencia del conjunto generador de vapor es del 70%, esto significa que el 30% de la energía suministrada por el combustible al sistema se pierde en las calderas y en el transporte del vapor.

Capítulo 4. Evaluación energética del sistema de refrigeración

4.1 Descripción del sistema de refrigeración

El principio de este sistema de refrigeración por compresión, se logra evaporando un gas refrigerante amoníaco (NH_3) en estado líquido a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, llamado evaporador. El refrigerante en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador (bancos de hielo), luego un compresor mecánico se encarga de elevar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor denominado condensador. Finalmente el refrigerante luego de pasar por los serpentines del condensador ya en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

4.1.1 Compresores mycom.

Estos equipos aumentan la presión y energía cinética del refrigerante (NH_3) impulsándola a fluir por todo el circuito del sistema de refrigeración. A continuación la Figura 10 ilustra uno de los compresores marca Mycom pertenecientes al sistema de refrigeración de la planta



Figura 12. Compresor mycom N6WA.

Fuente: Autor del proyecto.

Posteriormente en la Tabla 17 se describe las características de los compresores que pertenecen al sistema de refrigeración.

Tabla 17.

Características de los compresores del sistema de refrigeración

Numero	Capacidad (TR)	Modelo	Serie	Desplazamiento (CFM)	Potencia del motor (HP)	Numero de revoluciones (rpm)	voltaje (V)	
Compresor	1	53	N6WA	612291	165	50	1755	230/460
	2	36	N4WA	410334	110	30	1760	220/440
	3	53	N6WA	612291	165	50	1755	230/460
	Aux	54	N6WA	612291	165	50	1755	230/461

Fuente: Área de servicios industriales planta FRESKALECHE Bucaramanga.

4.1.2 Condensador.

El condensador evaporativo es el encargado de disipar el calor del refrigerante y enfriarlo, gastando mínimas cantidades de energía y agua. Disponen una torre de refrigeración y un condensador en una sola unidad. Una pequeña parte del agua se evapora, eliminando el calor del refrigerante y condensándolo dentro del equipo.



Figura 13. Condensador evaporativo BAC- CXVE.

Fuente: Autor del proyecto.

4.1.3 Válvula de expansión.

Las válvulas de expansión son las encargadas de regular la inyección de líquido refrigerante en los evaporadores, Esta inyección de refrigerante estará siempre regulada por un mecanismo termostático que está ubicado en la parte superior de la válvula de expansión la cual es controlada en función del recalentamiento del refrigerante (Velásquez, 2008).

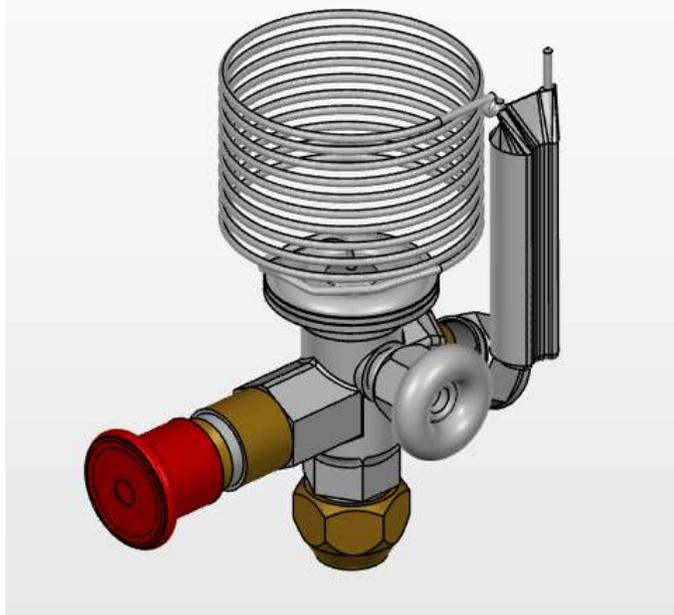


Figura 14. Válvula de expansión termostática.

Fuente: freddo; 2017.

4.1.3.1 Bancos de hielo.

Los bancos de hielo son los encargados de almacenar el agua fría a una temperatura entre los ($0^{\circ}\text{C} - 2^{\circ}\text{C}$), esta agua es necesaria para desarrollar los diversos tratamientos térmicos y el enfriamiento de cada uno de los productos de la empresa.



Figura 15. Bancos de hielo planta FRESKALECHE Bucaramanga.

Fuente: Autor del proyecto.

Los bancos de están integrados por dos evaporadores inundados en seguida la Tabla 18 describe cada uno de ellos.

Tabla 18.

Características generales de los bancos de hielo

Equipo	Capacidad
Banco de hielo 1	60 m3
Banco de hielo 2	48 m3
Evaporador inundado 1	46,5 TR
Evaporador inundando 2	46,5 TR

Fuente: Autor del proyecto.

4.1.3.2 Líneas de circulación del amoniaco y distribución de agua fría.

Para la distribución de agua fría y la circulación de amoniaco la planta cuenta con una serie de tuberías de diferentes diámetros cubiertas con un aislamiento térmico de fibra de vidrio

de 2" la cual garantiza la menor pérdida o ganancia de calor y un ahorro substancial en los sistemas de ductos y de esta forma transportar estos dos fluidos y completar el ciclo de refrigeración instalado.



Figura 16. Líneas de distribución de agua fría y circulación de amoníaco planta FRESKALECHE Bucaramanga.

Fuente: Autor del proyecto.

Además de los equipos mencionados anteriormente El sistema de refrigeración cuenta con una serie de equipos auxiliares los cuales serán detallados en la Tabla 19.

Tabla 19. *Equipos auxiliares del sistema de refrigeración*

Equipo	Parámetros	
Bomba agua fría- yogurt	Potencia	5,5 kW
	Voltaje	220/440
	Corriente	19,1/9,5 Amp
	# Revoluciones	300 rpm
Bomba P1 (esterilizador reda 15000 l/h)	Rodamiento	(1)6307 - (1) 6206
	Potencia	5,5 kW
	Rodamientos	(1) 6308 - (1) 6207
Bombas derivados	Pasteurizador 10000 l/h	T01D 28mm
	Auxiliar	PM25
Bomba principal leches		PM6
Bomba UHT		PM19
Tanque de amoniaco1	Capacidad	PM 585
Tanque de amoniaco2	Capacidad	600 l
Agitadores de agua 1	Potencia	600 l
Agitadores de agua 2	Potencia	2 HP
		3 HP

Fuente: área de servicios industriales planta FRESKALECHE Bucaramanga.

4.1.4 Equipos y procesos que requieren agua fría.

4.1.4.1 Proceso de enfriamiento del yogurt.

El yogurt luego de haber sido sometido a altas temperaturas, es enfriado por medio de un intercambiador que utiliza como fluido agua fría para extraer el calor, este producto es enfriado desde una temperatura de 25°C hasta 5°C.

4.1.4.2 Proceso de enfriamiento del jugo tangelo.

Para el enfriamiento del jugo tangelo el enfriamiento sucede de igual manera que el yogurt, utilizando agua fría por medio de un intercambiador de calor. Este producto es enfriado desde una temperatura de 30°C hasta los 12 °C.

4.1.4.3 Enfriamiento de leche pasteurizada.

La leche es enfriada por medio de un intercambiador con una capacidad de 15000 l/h desde una temperatura de 20°C hasta los 10°C.

4.1.4.4. Enfriamiento de leche ultra pasteurizada.

Esta etapa de enfriamiento ocurre de igual forma que los anteriores procesos, utilizando un intercambiador que enfría la leche por medio de agua fría desde una temperatura de 20°C hasta 10°C.

4.1.4.5 Enfriamiento de leche cruda.

Luego del transporte y acumulación en los tanques de la planta, el enfriamiento de esta leche se hace desde una temperatura de 7°C hasta 4°C.

Los valores de Las temperaturas de intercambio de calor en cada uno de los procesos mencionados anteriormente fueron suministrados por medio de los operarios del área de servicios industriales la Tabla 20 describe el valor de cada uno de estas variables.

Tabla 20.*Variables de los procesos en los intercambiadores de calor*

Proceso	Producto caliente						Agua fría				
	T1 (°C)	T2 (°C)	ΔT (°C)	CP (kJ/kg*°C)	Densidad (kg/l)	Flujo volumétrico (l/h)	T1 (°C)	T2 (°C)	ΔT (°C)	CP (kJ/kg*°C)	Densidad (kg/l)
Enfriamiento de yogurt	25	5	20	3,8	1,05	4000	1	7	6	4,187	1
Enfriamiento de jugo tangelo	30	12	18	4,1	1,04	3000	1	5	4	4,187	1
Enfriamiento de leche pasteurizada	7	4	3	3,894	1,03	10000	1	7	6	4,187	1
Enfriamiento de leche UHT	20	10	10	3,894	1,03	15000	1	8	7	4,187	1
Enfriamiento de leche cruda	7	4	3	3,894	1,03	18000	1	4	3	4,187	1

Fuente: Datos obtenidos por el área de servicios industriales FRESKALECHE Bucaramanga.

4.2 Calculo de calor transferido en el proceso de enfriamiento.

De acuerdo a los datos obtenidos en la Tabla 20 se calculara el calor transferido en el proceso de enfriamiento. Cengel 2011 establece que el calor cedido por el producto caliente es igual al ganado por el fluido frio y se determina médiante mediante el balance de energía propuesto en la ecuación 35.

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_r \text{ Ecuación 35}$$

$$\dot{m}_p (CP_p)(T_{1p} - T_{2p}) = \dot{m}_r (CP_r)(T_{2r} - T_{1r})$$

$$(\dot{V}_p)(\rho_p)(CP_p)(T_{1p} - T_{2p}) = (\dot{V}_r)(\rho_r)(CP_r)(T_{2r} - T_{1r})$$

Dónde:

- \dot{m}_p = Flujo másico del producto caliente.
- \dot{V}_p = Flujo volumétrico del producto caliente.

- ρ_p = Densidad del producto caliente.
- CP_p = Calor específico del producto caliente.
- T_{1p} = Temperatura de entrada del producto caliente.
- T_{2p} = Temperatura de salida del producto caliente.
- \dot{m}_r = Flujo másico del fluido frío.
- \dot{V}_r = Flujo volumétrico del fluido frío.
- ρ_r = Densidad del fluido frío.
- CP_r = Calor específico del fluido frío.
- T_{1r} = Temperatura de entrada del fluido frío.
- T_{2p} = Temperatura del fluido frío.

Para el cálculo de calor transferido se tomara como ejemplo los datos del enfriamiento del yogurt, los datos son tomados de la Tabla 20.

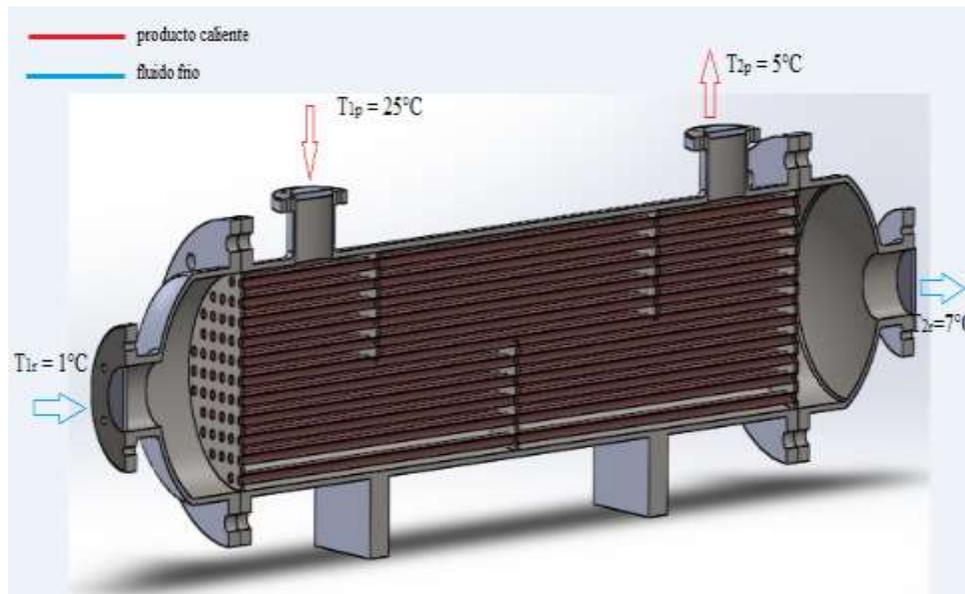


Figura 17. Ejemplo de diferencias de temperaturas en un Intercambiador de calor.

Fuente: Johan Useche 2017

- $\dot{V}_p = 4000 \frac{l}{h}$
- $\rho_p = 1,05 \frac{kg}{l}$
- $CP_p = 3,8 \frac{KJ}{kg \cdot ^\circ C}$
- $T_{1p} = 25^\circ C$
- $T_{2p} = 5^\circ C$

Remplazando los datos en la ecuación 35 se tiene que:

$$\dot{Q}_p = (4000) (1,05) (3,8) (25-5)$$

$$\dot{Q}_p = 319200 \frac{KJ}{h}$$

$$\dot{Q}_p = 88,67 \text{ kW}$$

Luego se determinara el flujo másico de agua necesario para disipar 88,67 kW de calor del producto caliente de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_r (CP_r) (T_{2r} - T_{1r})$$

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_p}{(CP_r)(T_{2r} - T_{1r})} \text{ Ecuación 36}$$

$$\dot{m}_r = \frac{88,67}{(4,187)(7-1)}$$

$$\dot{m}_r = 3,53 \frac{kg}{s}$$

Para disipar 88,67 kW de calor del producto caliente, en este caso yogurt, se necesita $3,5 \frac{kg}{s}$ de agua fría fluyendo por el intercambiador.

De igual manera se procedió para calcular cada uno de los productos calientes mencionados anteriormente. A continuación en la Tabla 21 se detalla cada uno de los valores de calor cedido por el producto caliente al fluido frío y el flujo másico necesario para disipar dicha energía.

Tabla 21.

Calor ganado y flujo másico del fluido frío

Proceso	Producto caliente				Agua fría		
	ΔT (°C)	CP (kJ/kg*°C)	Flujo másico (kg/s)	Calor extraído (kW)	ΔT (°C)	CP (kJ/kg*°C)	Flujo másico (kg/s)
Enfriamiento de yogurt	20	3,8	1,17	88,67	6	4,187	3,53
Enfriamiento de jugo tangelo	18	4,1	0,87	63,96	4	4,187	3,82
Enfriamiento de leche pasteurizada	3	3,894	2,86	33,42	6	4,187	1,33
Enfriamiento de leche UHT	10	3,894	4,29	167,12	7	4,187	5,7
Enfriamiento de leche cruda	3	3,894	5,15	60,16	3	4,187	4,79
Total				413,33			19,17

Fuente: Autor del proyecto.

Conforme a la tabla anterior se establece que en el proceso de enfriamiento de los productos elaborados en la planta, ceden 413,33 kW de calor al fluido frío y para disipar dicho calor se requiere de $69012 \frac{1}{h}$ de agua fría.

4.3 Cálculo de calor cedido en las líneas de agua fría.

Para el cálculo de calor en las líneas de agua fría se realizara por medio de la ecuación de transferencia de calor al medio, este análisis se realizará de forma similar al de las tuberías de vapor.

Tabla 22.

Dimensiones de la tubería de circulación de agua fría

Diámetro nominal (pul)	Tipo de aislante	Longitud (m)
1	Fibra de vidrio	95
1 1/2	Fibra de vidrio	140
2	Fibra de vidrio	50
3	Fibra de vidrio	10

Fuente: Autor del proyecto.

Para el cálculo del calor cedido por el agua fría a las líneas de distribución se empleara las siguientes ecuaciones:

$$q = \frac{T_{\text{agua}} - T_{\text{amb}}}{\frac{E_{\text{eq}}}{k} + \frac{1}{h}} \quad \text{Ecuación 37}$$

$$E_{\text{eq}} = (r_2) \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad \text{Ecuación 38}$$

- $r_1 = \frac{D_{\text{ext}}}{2}$
- $r_2 = r_1 + E$

$$h = h_r + h_c \quad \text{Ecuación 39}$$

- $h_r = (0,9824 \times 10^{-8}) (\epsilon) \left(\frac{T_{\text{amb}}^4 - T_s^4}{T_{\text{amb}} - T_s} \right)$
- $T_m = \frac{T_{\text{agua}} - T_s}{2}$
- $h_c = (2,7241) (C) (D_{\text{ais}})^{-0,2} \left[\frac{1,11}{(T_s + T_{\text{amb}} - 510,44)} \right]^{0,181} [1,8(T_s - T_{\text{amb}})]^{0,266} [1 + (7,9366 \times 10^{-4} \times V)]^{0,5}$

Para llevar a cabo el cálculo se tiene que los valores u permanecen constantes son los siguientes:

- $T_{\text{agua}} = 274,15$
- $T_{\text{amb}} = 303,15\text{K}$
- $V_{\text{aire}} = 12 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 12000 \frac{\text{m}}{\text{h}}$
- $\varepsilon = 0,7$ (Apéndice I)
- $k = 0,04$

Tabla 23.

Variables para el cálculo del calor cedido en las tuberías

Eeq	k	hc	hr	1/h
0,094	0,04	29,37	0,692	0,0333
0,085	0,04	28,76	0,692	0,034
0,079	0,04	28,32	0,692	0,0345
0,071	0,04	27,41	0,692	0,0356

Fuente: Autor del proyecto.

Luego de haber obtenido las variables principales, se calculara la cantidad de calor cedido a lo largo de las líneas de transporte del agua fría, a continuación los valores serán definidos en la siguiente tabla.

Tabla 24.*Calor cedido en las líneas de distribución de agua fría*

Longitud (m)	Diámetro nominal (pul)	Diámetro aislado (m)	Área de transferencia de calor (m ²)	Transferencia de calor por unidad de área (W/m ²)	Calor neto cedido a las tuberías (W)
95	1	0,135	40,291	12,17	490,34
140	2	0,150	65,929	13,43	885,43
50	2	0,162	25,431	14,43	366,97
10	3	0,191	5,985	16,02	95,88
Calor total cedido					1838,62

Fuente: Autor del proyecto.

4.4 Rendimiento.

Los sistemas de refrigeración tienen un rendimiento, denominado COP (coefficient of performance), es una expresión de la eficiencia del ciclo y se define como la relación de calor absorbido en el espacio refrigerado a la energía térmica equivalente de la energía suministrada al compresor, Este coeficiente de operación es aplicable de la misma forma tanto al ciclo ideal como al ciclo real y está definido como:

$$\text{COP}_R = \frac{Q_l}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{(h_1 - h_4)_{\text{evap}}}{(h_2 - h_1)_{\text{comp}}} \quad \text{Ecuación 40}$$

4.4.1 Determinación del COP para el sistema de refrigeración.

Para determinar el rendimiento en el sistema de refrigeración instalado en la planta la se procede a la localización de cada uno de los puntos del sistema de refrigeración para obtener los valores de las variables requeridos para el cálculo del COP.

Tabla 25.*Ubicación de las variables a medir del sistema de refrigeración*

Estado	Ubicación	Estado del refrigerante	Variable	Instrumento de medida
1	Succión del compresor	Vapor recalentado	Temperatura Presión	Controlador mypro
2	Descarga del compresor	Gas recalentado	Temperatura Presión	Controlador mypro
3	Salida del condensador	Gas recalentado	Temperatura Presión	
4	Salida de la válvula de expansión	Líquido subenfriado	Temperatura	

Fuente: Autor del proyecto.

En seguida de la ubicación de los puntos de medición de cada una de las variables se obtuvieron los siguientes datos:

4.4.1.1 Estado 1.

- $P_1 = 245,2 \text{ kpa}$
- $T_1 = 7,2^\circ\text{C}$
- $h_1 = 1459,64 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$ (Apéndice J)

4.4.1.2 Estado 2.

- $P_2 = 1010 \text{ kpa}$
- $T_2 = 98,4^\circ\text{C}$
- $h_2 = 1679,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Apéndice K)

4.4.1.3 Estado 3.

- $P_3 = P_2 = 245,2 \text{ kpa}$
- $T_3 = 30^\circ\text{C}$

- $h_3 = h_f = 341,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Apéndice J)

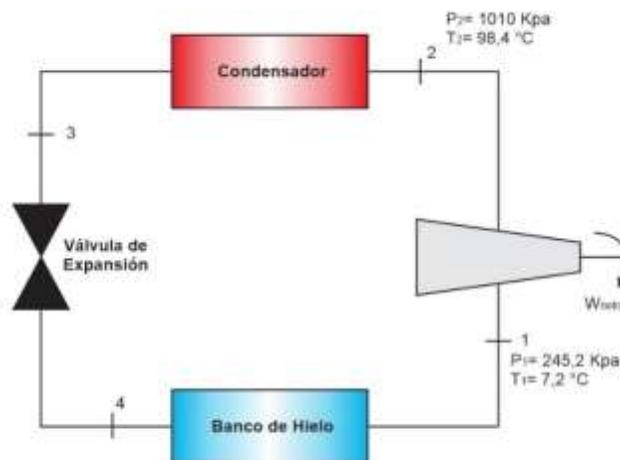


Figura 18. Ciclo de refrigeración planta FRESKALECHE Bucaramanga.
Fuente: Johan Useche; 2017.

Luego de obtenidos los datos se realiza el cálculo del coeficiente de operación replazando los alores en la ecuación x.

$$\text{COP}_R = \frac{Q_l}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{(h_1 - h_4)_{\text{evap}}}{(h_2 - h_1)_{\text{comp}}} \quad \text{Ecuación 41}$$

Dónde:

- Trabajo neto del compresor:

$$W_{\text{neto,entrada}} = (h_2 - h_1)_{\text{comp}}$$

$$W_{\text{neto,entrada}} = (1679,10 - 1469,54)$$

$$W_{\text{neto,entrada}} = 209,56 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

- **Calor disipado por el condensador.**

$$Q_h = (h_2 - h_3)$$

$$Q_h = (1679,10 - 341,80)$$

$$Q_h = 1337,30 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

- **Calor extraído del espacio refrigerado:**

$$Q_l = Q_h - W_{\text{neto,entrada}}$$

$$Q_l = 1337,30 - 209,56$$

$$Q_l = 1127,71 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Ahora teneos que:

$$\text{COP} = \frac{1127,71}{209,56}$$

$$\text{COP} = 5,38$$

Conforme al cálculo anterior se logra observar que el uso de teorías termodinámicas tales como la del coeficiente de operación (COP) facilita la evaluación del rendimiento de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor y teniendo como referencia variables como presión, temperatura y entalpia.

Conclusiones

De acuerdo al cálculo de consumo de vapor de cada uno de los procesos se logró verificar que estos solo consumen el 52% del vapor generado por la caldera principal. Esto significa que la capacidad de generación de vapor instalada por la empresa satisface el gasto de vapor requerida por cada uno de los procesos.

El análisis de los generadores de vapor permitió estimar que si se recubre con aislamiento térmico las líneas de transporte de vapor en su totalidad, se optimizara la energía suministrada por el combustible desde un 70% hasta un 76 % al mismo tiempo se disminuirán tanto las pérdidas en el transporte de este fluido como el costo de operación de este sistema.

Se logró valorar, de acuerdo al análisis de gases de escape realizado a cada una de las calderas, que a medida que el exceso de aire aumenta, de igual modo la temperatura de los gases de escape va aumentando, trayendo como consecuencia un crecimiento en las pérdidas y en consecuencia una disminución de la eficiencia térmica de la caldera.

Para el sistema de refrigeración con los valores de presiones y temperaturas obtenidos se pudo estimar el calor disipado y la cantidad de agua fría que requiere cada uno de los procesos llevados a cabo en la planta, por otra parte se determinó el coeficiente de operación (COP) de este sistema.

Referencias

- i. meza, j., & José I. Huertas, J. (2009). Evaluación del rendimiento de calderas convertidas a gas. *Universidad Tecnológica de Bolívar*. Recuperado de <http://www.registrocdt.cl/>
- Quinto, P., Carvajal, I., Sánchez, F., & Abugaber, J. (2005). Evaluación de un Sistema de Refrigeración usando la Termodinámica Endorreversible. *informacion tecnologica*. Recuperado de <http://www.scielo.cl/scielo.php?script>.
- ASME. (2009). *ASME PTC 4-2008 Fired Steam Generators*. New York: American Society of Mechanical Engineers.
- ASME. (2008). Fired Steam Generators. En ASME, *Fired Steam Generators* (pág. 88). New York.
- Benites, Calderon, & Escate. (2011). Ingeniería en Energías. En *termodinamica II*. Recuperado de <http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/>
- Brizuela, E., & Romano, S. D. (2010). Análisis de combustión completa. Recuperado de <http://materias.fi.uba.ar/6730/Tomo1Unidad2.pdf>.
- Campos Avella, J. C., Quispe Oqueña, E. C., Lora Figueroa, E., & Prias Caicedo, O. (2013). Eficiencia energética en la generación y distribución del vapor. Recuperado de <http://www.si3ea.gov.co/Portals/0/Gie/Tecnologias/vapor.pdf>
- Cañizares Penton, G., Rivero Aragón, M. F., Pérez Bermúdez, R., & González Suárez, E. (2014). La gestión energética y su impacto en el sector industrial de la provincia de Villa Clara, Cuba. *RTQ*. Recuperado de http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid.

- castillo guzman, j., & trujillo hernandez, j. (2016). *modelo de cálculo de eficiencia térmica de una central de lecho fluidizado en función de la composición del carbón*. santiago de chile. Recuperado de <http://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle>.
- cengel, y. a., & boles, m. a. (2011). *termodinamica*. mexico: mcgraw-hill.
- chavez zuñiga, i. (2011). *sistemas de combustion*. Recuperado de <http://www.iscontrol.com.mx/sites/default/>
- diaz torres, y., monteagudo yanez, j. p., & bravo hidalgo, d. (2015). Análisis energético de un sistema híbrido de producción de frío. *Ingeniería Energética Vol. XXXVI*, 38-49. Recuperado de <http://scielo.sld.cu/scielo.php?script>.
- (2009). *difusion de la cultura del mantenimiento*. tijuana. Recuperado de <http://www.industrialtijuana.com/>
- FIDE. (2010). *Ahorro de energía eléctrica en sistemas de refrigeración*. guatemala. Recuperado de <http://www.cnee.gob.gt/EficienciaEnergetica/>
- golato, m., franck colombres, f., aso, g., correa, c., & paz, d. (2008). Metodología de cálculo de la eficiencia térmica de generadores de vapor. *Revista industrial y agrícola de Tucumán*. Recuperado de http://www.scielo.org.ar/scielo.php?script=sci_arttext&pid.
- gomez clerencia, j. (2011). *comparación de dos métodos para el cálculo del rendimiento de calderas*. zaragoza. Recuperado de <https://zaguan.unizar.es/record/5542?ln=es>.
- Harutiunian, m. (2009). sistema de limpieza CIP (clean in place). *la alimentacion latinoamericana*, 20. Recuperado de http://www.copiamesevilla.es/2016-Mar-01_sistema.

- martinez, i. (1992). *termodinamica basica y aplicada*. madrid: dossat.
- moran, m. j., & shapiro, h. n. (2004). *fundamentos de termodinamica tecnica* . barcelona-españa: reverté.
- onkar singh. (2010). *applied thermodynamics(third edition*. kampu india : one world.
- palacios, j., peña, p., & hidalgo, v. (2015). tecnicas en gestion energetica de sistemas de vapor. *revista politecnica*. Recuperado de <http://www.revistapolitecnica.epn.edu.ec/images/revista/volumen35/tomo3>.
- pusda montenegro, m. f., & soria duque, d. s. (2013). *auditoria energetica en el consumo de vapor en el area de esterilizacion del hospital carlos andrade marin*. quito.
- ruano dominguez, r. (2011). Sistemas de Refrigeración - Evaluación de la eficiencia. *Ingeniería Energética General*, 1.
- serway, r. a., & jewett, j. (2012). *Physics for Scientists and Engineers*. meccxico D.F: cengage learning.
- silva fino, s. a., & castillo valencia, j. l. (2006). *analisis energetico de la seccion generadora de vapor y el sistema de refrigeracion para la produccion d agua fria de la planta freskaleche s.a*. bucaramanga .
- uceda martines, j. (2012). *clderas industriales eficientes*. madrid españa: energy management agency.Recuperado de <https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/>
- Velásquez, E. (2008). refrigeracion sector de la industria. *revista mundo HAVCR*.

Apéndices

Apéndice A. Poder calorífico inferior, calor de vaporización, volumen molar, y punto de ebullición de algunos combustibles en estado ambiente.

\underline{q}_i^o (Kj/mol); \underline{z}^o (Kj/mol); \underline{v}^o (cm³/mol); T_b (K)

Sustancia	Fórmula	\underline{q}_i^o	\underline{z}^o	\underline{v}^o	T_b
Hidrógeno	H ₂ (g)	241,8	-	-	20,4
Carbono	C(s)	393,6	-	-	0
Monóxido de Carbono	CO(g)	283	-	-	81,7
Metano	CH ₄ (g)	802,2	-	-	112
Etano	C ₂ H ₆ (g)	1430	5,02	-	185
Propano	C ₃ H ₈ (g)	2043	14,8	-	231
n- Butano	C ₄ H ₁₀ (g)	2658	21,1	-	273
n-Pentano	C ₅ H ₁₂ (g)	3293	26,4	115,2	309
n-Hexano	C ₆ H ₁₄ (l)	3857	31,5	130,5	341
n-Heptano	C ₇ H ₁₆ (l)	4466	36,7	145,5	371
n-Octano	C ₈ H ₁₈ (l)	5074	41,5	162,6	399
n- Decano	C ₁₀ H ₂₂ (l)	6282	51	0	0
n-Dodecano	C ₁₂ H ₂₆ (l)	7518	61,3	222	489
Nitrometano	CH ₃ NO ₂ (l)	642	38,4	53,6	0
Benceno	C ₆ H ₆ (l)	3136	34	88,9	353
Metanol	CH ₄ O(l)	638	37,9	40,4	338
Etanol	C ₂ H ₆ O(l)	1237	42,3	58,4	351
Acetileno	C ₂ H ₂ (g)	1256	21,6	41,9	190
Gasolina	C ₇ H ₁₇ (l)	4540	38,5	154	0
Queroseno11	C _{12.3} H _{22.4} (l)	7350	44,9	186,8	0
Diesel	C _{14.4} H _{24.9} (l)	8580	74,1	233	0
Agua	H ₂ O(l)	0	44	18	373

Apéndice B. Entalpía, entropía y energía interna del dióxido de carbono (CO₂) como un gas ideal

Carbon Dioxide (CO₂)C₁O₂(g)

T/K	Enthalpy Reference Temperature = T _r = 298.15 K			Standard State Pressure = p° = 0.1 MPa			log K _f
	C _p ^o	S ^o	-[G ^o -H ^o (T _r)]/T	H ^o -H ^o (T _r)	Δ _f H ^o	Δ _f G ^o	
0	0.	0.	INFINITE	-9.364	-393.151	-393.151	INFINITE
100	29.208	179.009	243.568	-6.456	-393.208	-393.683	205.639
200	32.359	199.975	217.046	-3.414	-393.404	-394.085	102.924
298.15	37.129	213.795	213.795	0.	-393.522	-394.389	69.095
300	37.221	214.025	213.795	0.069	-393.523	-394.394	68.670
400	41.325	225.314	215.307	4.003	-393.583	-394.675	51.539
500	44.627	234.901	218.290	8.305	-393.666	-394.939	41.259
600	47.321	243.283	221.772	12.907	-393.803	-395.182	34.404
700	49.564	250.750	225.388	17.754	-393.983	-395.398	29.505
800	51.434	257.494	228.986	22.806	-394.188	-395.586	25.829
900	52.999	263.645	232.500	28.030	-394.405	-395.748	22.969
1000	54.308	269.299	235.901	33.397	-394.623	-395.886	20.679
1100	55.409	274.528	239.178	38.884	-394.838	-396.001	18.805
1200	56.342	279.390	242.329	44.473	-395.050	-396.098	17.242
1300	57.137	283.932	245.356	50.148	-395.257	-396.177	15.919
1400	57.802	288.191	248.265	55.896	-395.462	-396.240	14.784
1500	58.379	292.199	251.062	61.705	-395.668	-396.288	13.800
1600	58.886	295.983	253.753	67.569	-395.876	-396.323	12.939
1700	59.317	299.566	256.343	73.480	-396.090	-396.344	12.178
1800	59.701	302.968	258.840	79.431	-396.311	-396.353	11.502
1900	60.049	306.205	261.248	85.419	-396.542	-396.349	10.896
2000	60.350	309.293	263.574	91.439	-396.784	-396.333	10.351
2100	60.622	312.244	265.822	97.488	-397.039	-396.304	9.858
2200	60.865	315.070	267.996	103.562	-397.309	-396.262	9.408
2300	61.086	317.781	270.102	109.660	-397.596	-396.209	8.998
2400	61.287	320.385	272.144	115.779	-397.900	-396.142	8.622
2500	61.471	322.890	274.124	121.917	-398.222	-396.062	8.275
2600	61.647	325.305	276.046	128.073	-398.562	-395.969	7.955
2700	61.802	327.634	277.914	134.246	-398.921	-395.862	7.658
2800	61.952	329.885	279.730	140.433	-399.299	-395.742	7.383
2900	62.095	332.061	281.497	146.636	-399.695	-395.609	7.126
3000	62.229	334.169	283.218	152.852	-400.111	-395.461	6.886
3100	62.347	336.211	284.895	159.081	-400.545	-395.298	6.661
3200	62.452	338.192	286.529	165.321	-400.998	-395.122	6.450
3300	62.573	340.116	288.124	171.573	-401.470	-394.932	6.251
3400	62.681	341.986	289.681	177.836	-401.960	-394.726	6.064
3500	62.785	343.804	291.202	184.109	-402.467	-394.506	5.888
3600	62.884	345.574	292.687	190.393	-402.991	-394.271	5.721
3700	62.980	347.299	294.140	196.686	-403.532	-394.022	5.563
3800	63.074	348.979	295.561	202.989	-404.089	-393.756	5.413
3900	63.166	350.619	296.952	209.301	-404.662	-393.477	5.270
4000	63.254	352.219	298.314	215.622	-405.251	-393.183	5.134
4100	63.341	353.782	299.648	221.951	-405.856	-392.874	5.005
4200	63.426	355.310	300.955	228.290	-406.475	-392.550	4.882
4300	63.509	356.803	302.236	234.637	-407.110	-392.210	4.764
4400	63.588	358.264	303.493	240.991	-407.760	-391.857	4.652
4500	63.667	359.694	304.726	247.354	-408.426	-391.488	4.544
4600	63.745	361.094	305.937	253.725	-409.106	-391.105	4.441
4700	63.823	362.466	307.125	260.103	-409.802	-390.706	4.342
4800	63.893	363.810	308.292	266.489	-410.514	-390.292	4.247
4900	63.968	365.128	309.438	272.882	-411.242	-389.862	4.156
5000	64.046	366.422	310.565	279.283	-411.986	-389.419	4.068
5100	64.128	367.691	311.673	285.691	-412.746	-388.959	3.984
5200	64.220	368.937	312.762	292.109	-413.522	-388.486	3.902
5300	64.312	370.161	313.833	298.535	-414.314	-387.996	3.824
5400	64.404	371.364	314.888	304.971	-415.123	-387.493	3.748
5500	64.496	372.547	315.925	311.416	-415.949	-386.974	3.675
5600	64.588	373.709	316.947	317.870	-416.794	-386.439	3.605
5700	64.680	374.853	317.953	324.334	-417.658	-385.890	3.536
5800	64.772	375.979	318.944	330.806	-418.541	-385.324	3.470
5900	64.865	377.087	319.920	337.288	-419.445	-384.745	3.406
6000	64.957	378.178	320.882	343.779	-420.372	-384.148	3.344

PREVIOUS: September 1965 (1 atm)

CURRENT: September 1965 (1 bar)

NIST-JANAF THERMOCHEMICAL TABLES

Apéndice C. Entalpía, entropía y energía interna del monóxido de carbono (CO) como un gas ideal

Carbon Monoxide (CO)				C ₁ O ₁ (g)			
Enthalpy Reference Temperature = T _r = 298.15 K				Standard State Pressure = p° = 0.1 MPa			
T/K	J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹			kJ·mol ⁻¹			log K _f
	C _p ^o	S ^o	-[G ^o -H ^o (T _r)]/T	H ^o -H ^o (T _r)	Δ _f H ^o	Δ _f G ^o	
0	0.000	0.000	INFINITE	-8.671	-113.805	-113.805	INFINITE
100	29.104	165.850	223.539	-5.769	-112.415	-120.239	62.807
200	29.108	186.023	200.317	-2.858	-111.286	-128.526	33.568
298.15	29.142	197.653	197.653	0.000	-110.527	-137.163	24.030
300	29.142	197.833	197.653	0.054	-110.516	-137.328	23.911
400	29.342	206.238	198.798	2.976	-110.102	-146.338	19.110
500	29.794	212.831	200.968	5.931	-110.003	-155.414	16.236
600	30.443	218.319	203.415	8.942	-110.150	-164.486	14.320
700	31.171	223.066	205.890	12.023	-110.469	-173.518	12.948
800	31.899	227.277	208.305	15.177	-110.905	-182.497	11.916
900	32.577	231.074	210.628	18.401	-111.418	-191.416	11.109
1000	33.183	234.538	212.848	21.690	-111.983	-200.275	10.461
1100	33.710	237.726	214.967	25.035	-112.586	-209.075	9.928
1200	34.175	240.679	216.988	28.430	-113.217	-217.819	9.481
1300	34.572	243.431	218.917	31.868	-113.870	-226.509	9.101
1400	34.920	246.006	220.761	35.343	-114.541	-235.149	8.774
1500	35.217	248.426	222.526	38.850	-115.229	-243.740	8.488
1600	35.480	250.707	224.216	42.385	-115.933	-252.284	8.236
1700	35.710	252.865	225.839	45.945	-116.651	-260.784	8.013
1800	35.911	254.912	227.398	49.526	-117.384	-269.242	7.813
1900	36.091	256.859	228.897	53.126	-118.133	-277.658	7.633
2000	36.250	258.714	230.342	56.744	-118.896	-286.034	7.470
2100	36.392	260.486	231.736	60.376	-119.675	-294.372	7.322
2200	36.518	262.182	233.081	64.021	-120.470	-302.672	7.186
2300	36.635	263.808	234.382	67.679	-121.282	-310.936	7.062
2400	36.740	265.369	235.641	71.348	-122.109	-319.165	6.946
2500	36.836	266.871	236.860	75.027	-122.953	-327.358	6.840
2600	36.924	268.318	238.043	78.715	-123.813	-335.517	6.741
2700	37.003	269.713	239.190	82.411	-124.689	-343.643	6.648
2800	37.083	271.060	240.304	86.116	-125.582	-351.736	6.562
2900	37.150	272.362	241.387	89.827	-126.490	-359.797	6.481
3000	37.217	273.623	242.441	93.546	-127.415	-367.826	6.404
3100	37.279	274.844	243.467	97.271	-128.356	-375.824	6.333
3200	37.338	276.029	244.466	101.001	-129.312	-383.792	6.265
3300	37.392	277.178	245.440	104.738	-130.283	-391.730	6.201
3400	37.443	278.295	246.390	108.480	-131.270	-399.638	6.140
3500	37.493	279.382	247.317	112.227	-132.271	-407.517	6.082
3600	37.543	280.438	248.222	115.978	-133.288	-415.366	6.027
3700	37.589	281.468	249.107	119.735	-134.318	-423.188	5.974
3800	37.631	282.471	249.972	123.496	-135.363	-430.981	5.924
3900	37.673	283.449	250.818	127.261	-136.422	-438.746	5.876
4000	37.715	284.403	251.645	131.031	-137.495	-446.485	5.830
4100	37.756	285.335	252.456	134.804	-138.581	-454.196	5.787
4200	37.794	286.245	253.250	138.582	-139.681	-461.881	5.744
4300	37.832	287.135	254.027	142.363	-140.794	-469.539	5.704
4400	37.869	288.005	254.790	146.148	-141.921	-477.171	5.665
4500	37.903	288.856	255.537	149.937	-143.062	-484.778	5.627
4600	37.941	289.690	256.271	153.729	-144.215	-492.359	5.591
4700	37.974	290.506	256.990	157.525	-145.383	-499.915	5.556
4800	38.007	291.306	257.697	161.324	-146.563	-507.446	5.522
4900	38.041	292.090	258.391	165.126	-147.758	-514.951	5.489
5000	38.074	292.859	259.073	168.932	-148.967	-522.433	5.458
5100	38.104	293.613	259.743	172.741	-150.190	-529.890	5.427
5200	38.137	294.354	260.401	176.553	-151.427	-537.323	5.397
5300	38.171	295.080	261.049	180.368	-152.679	-544.732	5.369
5400	38.200	295.794	261.685	184.187	-153.946	-552.118	5.341
5500	38.233	296.495	262.312	188.008	-155.228	-559.480	5.313
5600	38.263	297.184	262.929	191.833	-156.527	-566.818	5.287
5700	38.296	297.862	263.535	195.661	-157.841	-574.133	5.261
5800	38.325	298.528	264.133	199.492	-159.172	-581.424	5.236
5900	38.355	299.184	264.722	203.326	-160.521	-588.694	5.212
6000	38.388	299.829	265.301	207.163	-161.887	-595.939	5.188

NIST-JANAF THERMOCHEMICAL TABLES

PREVIOUS: September 1965 (1 atm)

CURRENT: September 1965 (1 bar)

Apéndice D. Entalpía, entropía y energía interna del oxígeno (O₂) como un gas ideal.

Oxygen (O ₂)				O ₂ (ref)			
T/K	Enthalpy Reference Temperature = T _r = 298.15 K			Standard State Pressure = p° = 0.1 MPa			
	C _p ^o	S ^o	-(G ^o -H ^o (T _r))/T	H ^o -H ^o (T _r)	Δ _r H ^o	Δ _r G ^o	log K _r
0	0	0	INFINITE	-8.683	0.	0.	0.
100	29.106	173.307	231.094	-5.779	0.	0.	0.
200	29.126	193.485	207.823	-2.868	0.	0.	0.
250	29.201	199.990	205.630	-1.410	0.	0.	0.
298.15	29.376	205.147	205.147	0.	0.	0.	0.
300	29.385	205.329	205.148	0.054	0.	0.	0.
350	29.694	209.880	205.506	1.531	0.	0.	0.
400	30.106	213.871	206.308	3.025	0.	0.	0.
450	30.584	217.445	207.350	4.543	0.	0.	0.
500	31.091	220.693	208.524	6.084	0.	0.	0.
600	32.090	226.451	211.044	9.244	0.	0.	0.
700	32.981	231.466	213.611	12.499	0.	0.	0.
800	33.733	235.921	216.126	15.835	0.	0.	0.
900	34.355	239.931	218.552	19.241	0.	0.	0.
1000	34.870	243.578	220.875	22.703	0.	0.	0.
1100	35.300	246.922	223.093	26.212	0.	0.	0.
1200	35.667	250.010	225.209	29.761	0.	0.	0.
1300	35.988	252.878	227.229	33.344	0.	0.	0.
1400	36.277	255.556	229.158	36.957	0.	0.	0.
1500	36.544	258.068	231.002	40.599	0.	0.	0.
1600	36.796	260.434	232.768	44.266	0.	0.	0.
1700	37.040	262.672	234.462	47.958	0.	0.	0.
1800	37.277	264.796	236.089	51.673	0.	0.	0.
1900	37.510	266.818	237.653	55.413	0.	0.	0.
2000	37.741	268.748	239.160	59.175	0.	0.	0.
2100	37.969	270.595	240.613	62.961	0.	0.	0.
2200	38.195	272.366	242.017	66.769	0.	0.	0.
2300	38.419	274.069	243.374	70.600	0.	0.	0.
2400	38.639	275.709	244.687	74.453	0.	0.	0.
2500	38.856	277.290	245.959	78.328	0.	0.	0.
2600	39.068	278.819	247.194	82.224	0.	0.	0.
2700	39.276	280.297	248.393	86.141	0.	0.	0.
2800	39.478	281.729	249.558	90.079	0.	0.	0.
2900	39.674	283.118	250.691	94.036	0.	0.	0.
3000	39.864	284.466	251.795	98.013	0.	0.	0.
3100	40.048	285.776	252.870	102.009	0.	0.	0.
3200	40.225	287.050	253.918	106.023	0.	0.	0.
3300	40.395	288.291	254.941	110.054	0.	0.	0.
3400	40.559	289.499	255.940	114.102	0.	0.	0.
3500	40.716	290.677	256.916	118.165	0.	0.	0.
3600	40.868	291.826	257.870	122.245	0.	0.	0.
3700	41.013	292.948	258.802	126.339	0.	0.	0.
3800	41.154	294.044	259.716	130.447	0.	0.	0.
3900	41.289	295.115	260.610	134.569	0.	0.	0.
4000	41.421	296.162	261.485	138.705	0.	0.	0.
4100	41.549	297.186	262.344	142.854	0.	0.	0.
4200	41.674	298.189	263.185	147.015	0.	0.	0.
4300	41.798	299.171	264.011	151.188	0.	0.	0.
4400	41.920	300.133	264.821	155.374	0.	0.	0.
4500	42.042	301.076	265.616	159.572	0.	0.	0.
4600	42.164	302.002	266.397	163.783	0.	0.	0.
4700	42.287	302.910	267.164	168.005	0.	0.	0.
4800	42.413	303.801	267.918	172.240	0.	0.	0.
4900	42.542	304.677	268.660	176.488	0.	0.	0.
5000	42.675	305.538	269.389	180.749	0.	0.	0.
5100	42.813	306.385	270.106	185.023	0.	0.	0.
5200	42.956	307.217	270.811	189.311	0.	0.	0.
5300	43.105	308.037	271.506	193.614	0.	0.	0.
5400	43.262	308.844	272.190	197.933	0.	0.	0.
5500	43.426	309.639	272.864	202.267	0.	0.	0.
5600	43.599	310.424	273.527	206.618	0.	0.	0.
5700	43.781	311.197	274.181	210.987	0.	0.	0.
5800	43.973	311.960	274.826	215.375	0.	0.	0.
5900	44.175	312.713	275.462	219.782	0.	0.	0.
6000	44.387	313.457	276.089	224.210	0.	0.	0.

PREVIOUS: March 1977 (1 atm)

CURRENT: March 1977 (1 bar)

NIST-JANAF THERMOCHEMICAL TABLES

Apéndice E. Entalpía, entropía y energía interna del nitrógeno (N₂) como un gas ideal.

Nitrogen (N ₂)				N ₂ (ref)			
Enthalpy Reference Temperature = T _r = 298.15 K				Standard State Pressure = p° = 0.1 MPa			
T/K	J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹			kJ·mol ⁻¹			log K _r
	C _p ^o	S ^o	-(G ^o -H ^o (T _r))/T	H ^o -H ^o (T _r)	Δ _r H ^o	Δ _r G ^o	
0	0.	0.	INFINITE	-8.670	0.	0.	0.
100	29.104	159.811	217.490	-5.768	0.	0.	0.
200	29.107	179.985	194.272	-2.857	0.	0.	0.
250	29.111	186.481	192.088	-1.402	0.	0.	0.
298.15	29.124	191.609	191.609	0.	0.	0.	0.
300	29.125	191.789	191.610	0.054	0.	0.	0.
350	29.165	196.281	191.964	1.511	0.	0.	0.
400	29.249	200.181	192.753	2.971	0.	0.	0.
450	29.387	203.633	193.774	4.437	0.	0.	0.
500	29.580	206.739	194.917	5.911	0.	0.	0.
600	30.110	212.176	197.353	8.894	0.	0.	0.
700	30.754	216.866	199.813	11.937	0.	0.	0.
800	31.433	221.017	202.209	15.046	0.	0.	0.
900	32.090	224.757	204.510	18.223	0.	0.	0.
1000	32.697	228.170	206.708	21.463	0.	0.	0.
1100	33.241	231.313	208.804	24.760	0.	0.	0.
1200	33.723	234.226	210.802	28.109	0.	0.	0.
1300	34.147	236.943	212.710	31.503	0.	0.	0.
1400	34.518	239.487	214.533	34.936	0.	0.	0.
1500	34.843	241.880	216.277	38.405	0.	0.	0.
1600	35.128	244.138	217.948	41.904	0.	0.	0.
1700	35.378	246.275	219.552	45.429	0.	0.	0.
1800	35.600	248.304	221.094	48.978	0.	0.	0.
1900	35.796	250.234	222.577	52.548	0.	0.	0.
2000	35.971	252.074	224.006	56.137	0.	0.	0.
2100	36.126	253.833	225.385	59.742	0.	0.	0.
2200	36.268	255.517	226.717	63.361	0.	0.	0.
2300	36.395	257.132	228.004	66.995	0.	0.	0.
2400	36.511	258.684	229.250	70.640	0.	0.	0.
2500	36.616	260.176	230.458	74.296	0.	0.	0.
2600	36.713	261.614	231.629	77.963	0.	0.	0.
2700	36.801	263.001	232.765	81.639	0.	0.	0.
2800	36.883	264.341	233.869	85.323	0.	0.	0.
2900	36.959	265.637	234.942	89.015	0.	0.	0.
3000	37.030	266.891	235.986	92.715	0.	0.	0.
3100	37.096	268.106	237.003	96.421	0.	0.	0.
3200	37.158	269.285	237.993	100.134	0.	0.	0.
3300	37.216	270.429	238.959	103.852	0.	0.	0.
3400	37.271	271.541	239.901	107.577	0.	0.	0.
3500	37.323	272.622	240.821	111.306	0.	0.	0.
3600	37.373	273.675	241.719	115.041	0.	0.	0.
3700	37.420	274.699	242.596	118.781	0.	0.	0.
3800	37.465	275.698	243.454	122.525	0.	0.	0.
3900	37.508	276.671	244.294	126.274	0.	0.	0.
4000	37.550	277.622	245.115	130.027	0.	0.	0.
4100	37.590	278.549	245.919	133.784	0.	0.	0.
4200	37.629	279.456	246.707	137.545	0.	0.	0.
4300	37.666	280.341	247.479	141.309	0.	0.	0.
4400	37.702	281.208	248.236	145.078	0.	0.	0.
4500	37.738	282.056	248.978	148.850	0.	0.	0.
4600	37.773	282.885	249.706	152.625	0.	0.	0.
4700	37.808	283.698	250.420	156.405	0.	0.	0.
4800	37.843	284.494	251.122	160.187	0.	0.	0.
4900	37.878	285.275	251.811	163.973	0.	0.	0.
5000	37.912	286.041	252.488	167.763	0.	0.	0.
5100	37.947	286.792	253.153	171.556	0.	0.	0.
5200	37.981	287.529	253.807	175.352	0.	0.	0.
5300	38.013	288.253	254.451	179.152	0.	0.	0.
5400	38.046	288.964	255.083	182.955	0.	0.	0.
5500	38.080	289.662	255.705	186.761	0.	0.	0.
5600	38.116	290.348	256.318	190.571	0.	0.	0.
5700	38.154	291.023	256.921	194.384	0.	0.	0.
5800	38.193	291.687	257.515	198.201	0.	0.	0.
5900	38.234	292.341	258.099	202.023	0.	0.	0.
6000	38.276	292.984	258.675	205.848	0.	0.	0.

PREVIOUS: March 1977 (1 atm)

CURRENT: March 1977 (1 bar)

NIST-JANAF THERMOCHEMICAL TABLES

Apéndice F. Entalpia, entropía y energía interna del agua (H₂O).B Water (H₂O)H₂O_l(g)

1324

T/K	J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹			kJ·mol ⁻¹			log K _f
	C _p ^o	S ^o	-[G ^o -H ^o (T _o)]/T	H ^o -H ^o (T _o)	Δ _f H ^o	Δ _f G ^o	
0	0.	0.	INFINITE	-9.904	-238.921	-238.921	INFINITE
100	33.299	152.388	218.534	-6.615	-240.083	-236.584	123.579
200	33.349	175.485	191.896	-3.282	-240.900	-232.766	60.792
298.15	33.590	188.834	188.834	0.	-241.826	-228.582	40.047
300	33.596	189.042	188.835	0.062	-241.844	-228.500	39.785
400	34.262	198.788	190.159	3.452	-242.846	-223.901	29.238
500	35.226	206.534	192.685	6.925	-243.826	-219.051	22.884
600	36.325	213.052	195.550	10.501	-244.758	-214.007	18.631
700	37.495	218.739	198.465	14.192	-245.632	-208.812	15.582
800	38.721	223.825	201.322	18.002	-246.443	-203.496	13.287
900	39.987	228.459	204.084	21.938	-247.185	-198.083	11.496
1000	41.268	232.738	206.738	26.000	-247.857	-192.590	10.060
1100	42.536	236.731	209.285	30.191	-248.460	-187.033	8.881
1200	43.768	240.485	211.730	34.506	-248.997	-181.425	7.897
1300	44.945	244.035	214.080	38.942	-249.473	-175.774	7.063
1400	46.054	247.407	216.341	43.493	-249.894	-170.089	6.346
1500	47.090	250.620	218.520	48.151	-250.265	-164.376	5.724
1600	48.050	253.690	220.623	52.908	-250.592	-158.639	5.179
1700	48.935	256.630	222.655	57.758	-250.881	-152.883	4.698
1800	49.749	259.451	224.621	62.693	-251.138	-147.111	4.269
1900	50.496	262.161	226.526	67.706	-251.368	-141.325	3.885
2000	51.180	264.769	228.374	72.790	-251.575	-135.528	3.540
2100	51.823	267.282	230.167	77.941	-251.762	-129.721	3.227
2200	52.408	269.706	231.909	83.153	-251.934	-123.905	2.942
2300	52.947	272.048	233.604	88.421	-252.092	-118.082	2.682
2400	53.444	274.312	235.253	93.741	-252.239	-112.252	2.443
2500	53.904	276.503	236.860	99.108	-252.379	-106.416	2.223
2600	54.329	278.625	238.425	104.520	-252.513	-100.575	2.021
2700	54.723	280.683	239.952	109.973	-252.643	-94.729	1.833
2800	55.089	282.680	241.443	115.464	-252.771	-88.878	1.658
2900	55.430	284.619	242.899	120.990	-252.897	-83.023	1.495
3000	55.748	286.504	244.321	126.549	-253.024	-77.163	1.344
3100	56.044	288.337	245.711	132.139	-253.152	-71.298	1.201
3200	56.323	290.120	247.071	137.757	-253.282	-65.430	1.068
3300	56.583	291.858	248.402	143.403	-253.416	-59.558	0.943
3400	56.828	293.550	249.705	149.073	-253.553	-53.681	0.825
3500	57.058	295.201	250.982	154.768	-253.696	-47.801	0.713
3600	57.276	296.812	252.233	160.485	-253.844	-41.916	0.608
3700	57.480	298.384	253.459	166.222	-253.997	-36.027	0.509
3800	57.675	299.919	254.661	171.980	-254.158	-30.133	0.414
3900	57.859	301.420	255.841	177.757	-254.326	-24.236	0.325
4000	58.033	302.887	256.999	183.552	-254.501	-18.334	0.239
4100	58.199	304.322	258.136	189.363	-254.684	-12.427	0.158
4200	58.357	305.726	259.252	195.191	-254.876	-6.516	0.081
4300	58.507	307.101	260.349	201.034	-255.078	-0.600	0.007
4400	58.650	308.448	261.427	206.892	-255.288	5.320	-0.063
4500	58.787	309.767	262.486	212.764	-255.508	11.245	-0.131
4600	58.918	311.061	263.528	218.650	-255.738	17.175	-0.195
4700	59.044	312.329	264.553	224.548	-255.978	23.111	-0.257
4800	59.164	313.574	265.562	230.458	-256.229	29.052	-0.316
4900	59.275	314.795	266.554	236.380	-256.491	34.998	-0.373
5000	59.390	315.993	267.531	242.313	-256.763	40.949	-0.428
5100	59.509	317.171	268.493	248.258	-257.046	46.906	-0.480
5200	59.628	318.327	269.440	254.215	-257.338	52.869	-0.531
5300	59.746	319.464	270.373	260.184	-257.639	58.838	-0.580
5400	59.864	320.582	271.293	266.164	-257.950	64.811	-0.627
5500	59.982	321.682	272.199	272.157	-258.268	70.791	-0.672
5600	60.100	322.764	273.092	278.161	-258.595	76.777	-0.716
5700	60.218	323.828	273.973	284.177	-258.930	82.769	-0.758
5800	60.335	324.877	274.841	290.204	-259.272	88.767	-0.799
5900	60.453	325.909	275.698	296.244	-259.621	94.770	-0.839
6000	60.571	326.926	276.544	302.295	-259.977	100.780	-0.877

PREVIOUS: March 1961 (1 atm)

CURRENT: March 1979 (1 bar)

MALCOLM W. CHASE

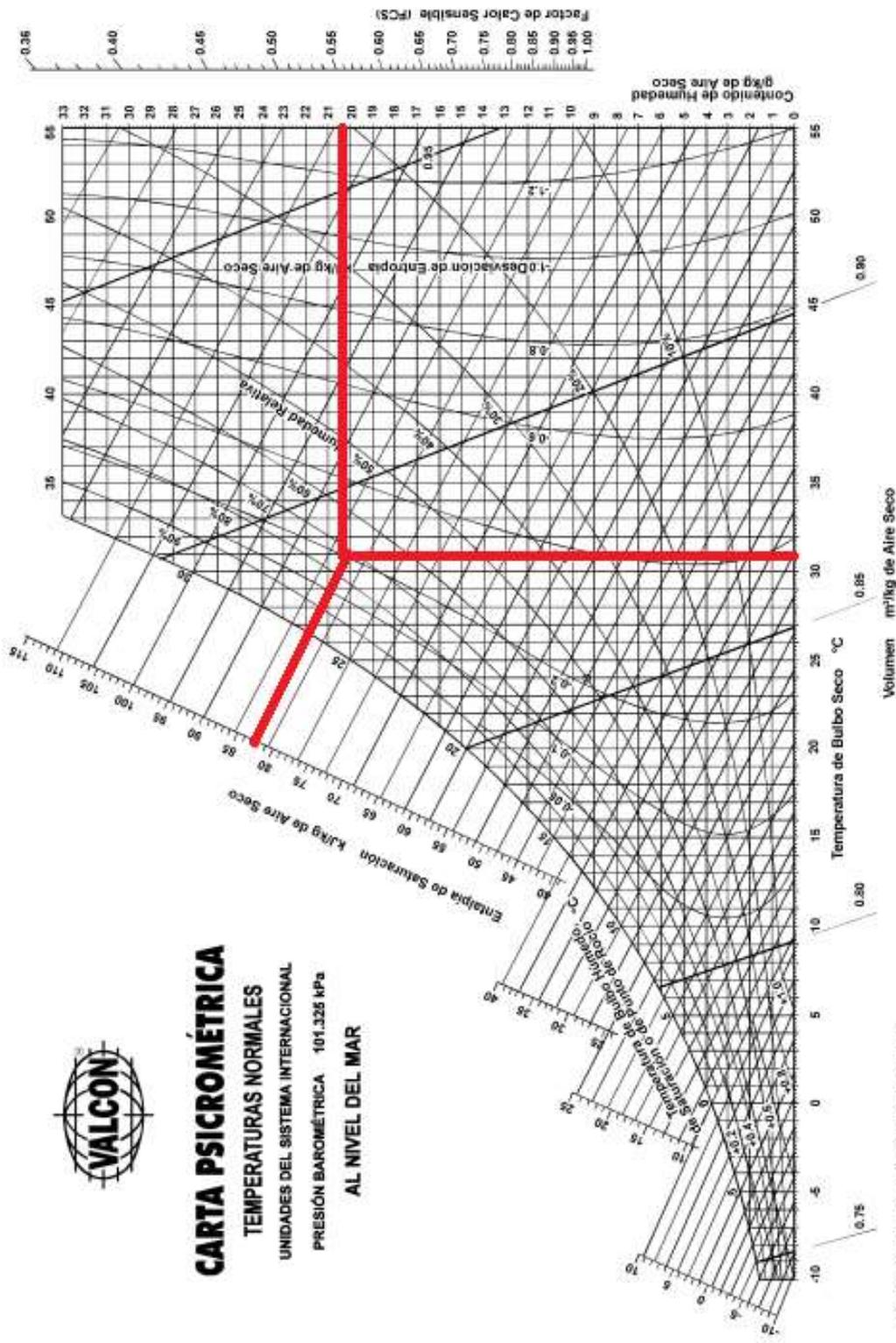
Apéndice G. Tabla cengel de propiedades termodinámicas del agua saturada.

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Apéndice H. Carta psicrometrica.



Apéndice I. Propiedades físicas y mecánicas del acero inoxidable.

Especificaciones Acero Inoxidable 316	
Descripción	Recubrimiento para el aislante térmico.
Composición Química	Cr: 16,5% - 18,5% ; Ni: 10,5% - 13,5% ; Mo: 2,0% - 2,5% ; Fe: Saldo
Densidad	8.000 [kg/m ³]
Resistencia a la Tracción	510 [MPa]
Límite de Fluencia	206 [MPa]
Emisividad	Acero Nuevo: 0,7
	Acero Envejecido: 0,3
Rollos Lisos	Espesores: 0,4 y 0,5 mm
Planchas Lisas	Ancho: 1.000 mm liso y 840 mm en planchas onduladas.
Planchas Onduladas (Onda 2")	Acero inoxidable con y sin Barrera de Polykraft.
Usos y Aplicaciones	Piezas Prefabricadas: Cubiertas metálicas, cilindradas y rodonadas, para cubrir cañerías aisladas.
	Piezas en segmentos mitrados en forma de: codos, tees, caps, reducciones concéntricas y excéntricas, cubiertas para válvulas de mariposa, globo y compuerta.

Apéndice J. Tabla de propiedades termodinámicas del refrigerante NH₃ (líquido y vapor saturado)

R-717, NH₃, Amoníaco

T (°C)	P (kPa)	ρ_l (kg/m ³)	v_g (m ³ /kg)	h_l (kJ/kg)	h_g (kJ/kg)	s_l (kJ/kg·K)	s_g (kJ/kg·K)
-50	40.8	702.1	2.6289	-24.7	1391.2	0.094	6.440
-48	45.9	699.7	2.3565	-16.0	1394.6	0.133	6.399
-46	51.5	697.4	2.1169	-7.2	1397.9	0.172	6.358
-44	57.6	695.0	1.9057	1.5	1401.3	0.211	6.319
-42	64.3	692.6	1.7191	10.3	1404.5	0.249	6.281
-40	71.7	690.2	1.5539	19.2	1407.8	0.287	6.243
-38	79.7	687.7	1.4073	28.0	1411.0	0.324	6.206
-36	88.4	685.3	1.2769	36.9	1414.1	0.362	6.170
-34	97.9	682.8	1.1607	45.8	1417.2	0.399	6.134
-32	108.2	680.3	1.0570	54.7	1420.3	0.436	6.099
-30	119.4	677.8	0.9642	63.6	1423.3	0.473	6.065
-28	131.5	675.3	0.8810	72.6	1426.3	0.510	6.032
-26	144.6	672.8	0.8062	81.5	1429.2	0.546	5.999
-24	158.6	670.3	0.7390	90.5	1432.1	0.582	5.967
-22	173.8	667.7	0.6784	99.5	1434.9	0.618	5.935
-20	190.1	665.1	0.6237	108.6	1437.7	0.654	5.904
-18	207.6	662.6	0.5742	117.6	1440.4	0.689	5.874
-16	226.3	660.0	0.5294	126.7	1443.1	0.725	5.844
-14	246.4	657.3	0.4888	135.8	1445.7	0.760	5.814
-12	267.9	654.7	0.4518	144.9	1448.2	0.795	5.785
-10	290.8	652.1	0.4182	154.0	1450.7	0.829	5.757
-8	315.2	649.4	0.3875	163.2	1453.1	0.864	5.729
-6	341.2	646.7	0.3596	172.3	1455.5	0.898	5.701
-4	368.9	644.0	0.3340	181.5	1457.8	0.932	5.674
-2	398.3	641.3	0.3106	190.8	1460.1	0.966	5.647
0	429.6	638.6	0.2892	200.0	1462.2	1.000	5.621
2	462.6	635.8	0.2695	209.3	1464.3	1.034	5.595
4	497.7	633.1	0.2514	218.6	1466.4	1.067	5.569
6	534.8	630.3	0.2348	227.9	1468.4	1.100	5.544
8	573.9	627.5	0.2195	237.2	1470.3	1.133	5.519
10	615.3	624.6	0.2053	246.6	1472.1	1.166	5.494
12	658.9	621.8	0.1923	256.0	1473.9	1.199	5.470
14	704.9	618.9	0.1802	265.4	1475.5	1.232	5.446
16	753.3	616.0	0.1691	274.8	1477.2	1.264	5.422
18	804.2	613.1	0.1587	284.3	1478.7	1.297	5.399
20	857.8	610.2	0.1491	293.8	1480.1	1.329	5.376
22	914.0	607.2	0.1402	303.3	1481.5	1.361	5.353
24	972.9	604.3	0.1320	312.9	1482.8	1.393	5.330
26	1034.8	601.3	0.1243	322.5	1484.0	1.425	5.307
28	1099.5	598.2	0.1171	332.1	1485.1	1.456	5.285
30	1167.4	595.2	0.1104	341.8	1486.2	1.488	5.263
32	1238.3	592.1	0.1042	351.5	1487.1	1.520	5.241
34	1312.5	589.0	0.0984	361.2	1488.0	1.551	5.219
36	1390.0	585.8	0.0930	371.0	1488.7	1.582	5.198
38	1470.9	582.6	0.0879	380.8	1489.4	1.613	5.176
40	1555.3	579.4	0.0831	390.6	1489.9	1.645	5.155
42	1643.3	576.2	0.0786	400.5	1490.4	1.676	5.134
44	1735.1	572.9	0.0745	410.5	1490.7	1.707	5.113
46	1830.6	569.6	0.0705	420.5	1491.0	1.737	5.092
48	1930.0	566.3	0.0668	430.5	1491.1	1.768	5.071
50	2033.5	562.9	0.0634	440.6	1491.1	1.799	5.050
52	2141.0	559.4	0.0601	450.8	1491.0	1.830	5.029
54	2252.8	556.0	0.0570	461.0	1490.8	1.860	5.008
56	2368.9	552.4	0.0541	471.2	1490.5	1.891	4.988
58	2489.4	548.9	0.0514	481.6	1490.0	1.922	4.967
60	2614.5	545.2	0.0488	492.0	1489.4	1.952	4.946
62	2744.2	541.6	0.0464	502.4	1488.6	1.983	4.926
64	2878.7	537.8	0.0441	513.0	1487.7	2.014	4.905
66	3018.1	534.1	0.0419	523.6	1486.6	2.044	4.884
68	3162.5	530.2	0.0398	534.3	1485.4	2.075	4.863
70	3312.0	526.3	0.0379	545.0	1484.1	2.105	4.842

Apéndice K. Tabla de propiedades termodinámicas del refrigerante NH₃ (líquido y vapor no saturado)

h (kJ/kg), R-717, NH₃, Amoniaco

t _{sat} (°C)	P (kPa)	t (°C)																
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
70	3312.0	-21.8	21.9	66.2	110.9	156.2	201.8	248.1	294.8	342.5	391.2	440.8	491.8		1527.4	1563.6	1600.0	
65	2947.6	-22.1	21.6	65.9	110.7	155.9	201.6	247.9	294.8	342.4	390.9	440.6	491.9	550.5	1527.2	1563.3	1615.8	
60	2614.5	-22.4	21.3	65.6	110.4	155.7	201.4	247.7	294.6	342.3	390.8	440.6	492.7	550.7	1527.1	1563.8	1617.6	
55	2310.3	-22.7	21.1	65.4	110.2	155.4	201.2	247.5	294.5	342.2	390.8	440.6	492.8	550.7	1527.0	1563.5	1619.0	
50	2033.5	-22.9	20.8	65.2	110.0	155.2	201.0	247.4	294.3	342.1	390.7		492.7	550.2	1527.1	1603.3	1618.9	
45	1782.3	-23.2	20.5	65.0	109.8	155.1	200.9	247.3	294.2	342.0	390.7	492.7	550.7	1527.2	1602.0	1603.7	1617.6	
40	1555.3	-23.4	20.4	64.8	109.6	154.9	200.7	247.1	294.1	341.9		492.7	550.7	1527.4	1583.3	1611.6	1618.2	
35	1350.8	-23.6	20.3	64.6	109.4	154.8	200.6	247.0	294.0	341.8	1094.8	1335.8	1565.0	1592.9	1619.9	1645.2	1612.8	
30	1167.4	-23.7	20.1	64.5	109.3	154.6	200.5	246.9	293.9		1517.2	1346.5	1574.3	1601.1	1627.2	1652.8	1618.8	
25	1003.5	-23.8	20.0	64.3	109.2	154.5	200.4	246.8	293.8	1488.8	1529.0	1355.6	1580.3	1609.3	1633.6	1658.6	1613.3	
20	857.8	-24.0	19.8	64.2	109.1	154.4	200.3	246.7		1559.4	1537.0	1365.5	1589.2	1618.4	1639.1	1663.6	1618.0	
15	728.8	-24.1	19.7	64.1	109.0	154.3	200.2	246.6	1490.8	1528.3	1344.7	1370.2	1499.2	1610.7	1644.0	1669.0	1612.0	
10	615.3	-24.2	19.6	64.0	108.9	154.2	200.1		1493.7	1525.9	1321.3	1376.0	1490.3	1605.4	1649.2	1671.9	1615.2	
5	516.0	-24.3	19.5	63.9	108.8	154.2	200.1	1481.0	1507.2	1522.4	1306.9	1381.0	1494.8	1609.8	1659.4	1651.8	1671.2	1616.0
0	429.6	-24.4	19.5	63.9	108.7	154.1		1480.4	1513.5	1537.8	1361.7	1385.2	1488.5	1621.8	1654.9	1678.1	1731.2	
-5	354.9	-24.4	19.4	63.8	108.7	154.1	1469.3	1484.3	1518.7	1542.4	1365.8	1389.9	1411.9	1634.8	1657.6	1693.3	1715.9	
-10	290.8	-24.3	19.4	63.7	108.6		1478.6	1499.7	1523.2	1546.3	1369.2	1392.0	1419.6	1637.3	1659.9	1698.6	1718.6	
-15	236.2	-24.6	19.3	63.7	108.6	1456.7	1480.8	1503.9	1528.3	1549.6	1522.1	1484.5	1512.0	1639.4	1661.9	1694.4	1737.0	
-20	180.1	-24.8	19.3	63.7		1461.5	1484.7	1507.5	1530.3	1552.3	1574.5	1546.7	1618.9	1641.3	1673.3	1685.9	1748.6	
-25	151.5	-24.6	19.2	63.6	1442.4	1465.5	1488.1	1510.4	1532.3	1554.6	1576.5	1548.5	1620.3	1642.6	1674.8	1687.1	1716.0	
-30	119.4	-24.7	19.2		1445.3	1468.7	1492.8	1514.8	1536.8	1558.4	1579.2	1600.0	1621.9	1643.8	1676.0	1688.2	1710.3	
-35	93.1	-24.7	19.2	1427.0	1449.3	1471.3	1493.1	1514.7	1536.3	1557.9	1579.5	1601.2	1623.0	1644.9	1666.9	1699.0	1711.9	
-40	71.7	-24.7		1420.0	1441.6	1463.4	1484.8	1506.3	1527.7	1549.1	1570.6	1592.2	1613.9	1635.7	1657.7	1669.7	1711.6	
-45	54.5	-24.7	1410.6	1432.2	1453.8	1475.1	1496.3	1517.6	1538.8	1560.1	1581.5	1603.0	1624.6	1646.3	1668.1	1680.2	1712.6	
-50	40.8		1412.8	1434.1	1455.2	1476.4	1497.5	1518.5	1539.7	1560.9	1582.2	1603.6	1625.2	1646.9	1668.7	1680.7	1712.9	