

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Diseño de una bomba de calor capaz de regular la temperatura en un fermentador JRL 20

Trabajo de graduación en la modalidad de trabajo profesional presentado por José Andrés Pérez Orozco para optar el grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2020

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Diseño de una bomba de calor capaz de regular la temperatura en un fermentador JRL 20

Trabajo de graduación en la modalidad de trabajo profesional presentado por José Andrés Pérez Orozco para optar el grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2020

Vo. Bo.:



(F) _____

Derick Rene Barrera Ortiz

Tribunal Examinador:



F) _____

Víctor Hugo Ayerdi Bardales

(F) _____



Andrés Rodrigo Viau Najarro

(F) _____



Derick Rene Barrera Ortiz

Fecha de aprobación: Guatemala, 10 de noviembre del 2020

ÍNDICE

LISTADO DE CUADROS	vi
LISTADO DE FIGURAS	viii
RESUMEN	xi
ABSTRACT.....	xii
I. INTRODUCCIÓN	1
II. OBJETIVOS	2
A. GENERAL DEL PROYECTO	2
B. ESPECÍFICOS DEL PROYECTO	2
III. JUSTIFICACIÓN	3
IV. MARCO TEÓRICO.....	4
A. FERMENTACIÓN	4
B. BOMBAS DE CALOR	5
1. Introducción a bombas de calor	5
2. Diagrama de Mollier y los diferentes ciclos de refrigeración.....	5
C. CRITERIOS DE DISEÑO	7
1. Compresor.....	7
a. Compresores herméticos	8
b. Compresores semi herméticos	8
c. Compresores tipo espiral.....	9
2. Condensador	10
3. Evaporador.....	12
4. Mecanismo de expansión.....	13
5. Recalentamiento.....	16
6. Estándar AHRI 540.....	16
7. Válvula inversora de 4 vías.....	17
D. FLUIDOS REFRIGERANTES.....	19
1. Introducción	19
2. R134A.....	19
3. R410A.....	19

E. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR SIN CAMBIOS DE FASE	20
1. Introducción	20
2. Convección natural y forzada	20
F. TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE CAMBIOS DE FASE.....	23
1. Introducción	23
2. Convección forzada y evaporación en tuberías.....	23
3. Estudios de evaporación para R410A	24
4. Estudios de evaporación para R134A	27
5. Convección forzada y condensación en tuberías	27
G. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN CONTENEDORES ENCHAQUETADOS	30
V. METODOLOGÍA	32
A. DEFINIR REQUISITOS DE DISEÑO.....	32
B. FUNCIONAMIENTO GENERAL DEL SISTEMA	34
1. Introducción	34
2. Esquema y descripción general del diseño.	34
C. PRIMERA ITERACIÓN DE LOS CÁLCULOS.....	37
1. Introducción a los cálculos termodinámicos	37
2. Primera división: Control (C)	37
a. Análisis termodinámico en Control 1 (C1)	38
b. Análisis termodinámico en Control 2 (C2)	40
c. Análisis termodinámico en Control 3 (C3)	41
3. Segunda división: Ciclo de compresión (C.C.).....	42
4. Tercera división: Fuente de energía (F)	45
a. Análisis termodinámico en Fuente 1 (F1) escenario 1	45
b. Análisis termodinámico en Fuente 1 (F1) escenario 2.....	47
c. Análisis termodinámico en Fuente 2 (F2) escenario 1	47
d. Análisis termodinámico en Fuente 2 (F2) escenario 2 enfriamiento	49
e. Selección entre F1 y F2.....	50
5. Dimensionamiento de los intercambiadores de calor.....	51
a. Criterios de diseño para el evaporador	51

b. Análisis de transferencia de calor para el evaporador.....	53
c. Criterios de diseño para el condensador.....	54
d. Análisis de transferencia de calor para el condensador	56
e. Longitudes de los intercambiadores de calor	56
D. MODIFICACIONES A LA PRIMERA ITERACIÓN	58
1. Introducción a iteraciones posteriores.....	58
2. Control (C).....	58
a. Control 1 (C1)	58
b. Control 2 (C2).....	61
c. Control 3 (C3)	61
3. Fuente (F).....	62
4. Selección del compresor y repercusiones en los cálculos	62
5. Selección de válvula inversora de 4 vías.	63
6. Selección de la válvula de expansión.....	64
7. Selección de bomba	66
VI. RESULTADOS	69
A. SELECCIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.....	69
B. RESULTADOS DE CONTROL PREVIO A LA SELECCIÓN DEL COMPRESOR	71
1. Control 1 (C1).....	71
2. Control 2 (C2).....	73
3. Control 3 (C3).....	73
C. CICLO DE COMPRESIÓN (CC).....	75
D. Resultados de control después de seleccionar el compresor	77
1. Control 1	77
2. Control 2	79
3. Control 3	80
E. Fuente	81
1. Escenario 1.....	81
2. Escenario 2.....	82
F. DIMENSIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	83
F. VÁLVULA DE EXPANSIÓN	86

G. VÁLVULA INVERSORA	87
F. BOMBA.....	87
VI. CONCLUSIONES.....	89
VII. RECOMENDACIONES	91
VIII. BIBLIOGRAFÍA	92

LISTADO DE CUADROS

Cuadro 1. Estándar AHRI 540	17
Cuadro 2. Resumen de los resultados de la correlación de Shah para diferentes orientaciones de tuberías	29
Cuadro 3. Rango de parámetros que muestran resultados positivos con la correlación de Shah... ..	29
Cuadro 4. Constantes A2 y M recomendadas de acuerdo con la geometría del agitador	31
Cuadro 5. Requisitos del sistema	32
Cuadro 6. Selección entre F1 y F2.....	50
Cuadro 7. Criterio de diseño para identificar la longitud de los intercambiadores de calor	57
Cuadro 8. Relaciones entre base y altura para contenedores	61
Cuadro 9. Características principales de la gama de compresores Copeland tipo espiral	62
Cuadro 10. Factores de corrección para la capacidad del evaporador (R134a)	64
Cuadro 11. Factores de corrección para la capacidad del evaporador (R410a)	64
Cuadro 12. Cuadros del catálogo de Parker para válvulas inversoras que utilizan R134a	65
Cuadro 13. Cuadros del catálogo de Parker para válvulas inversoras que utilizan R410a	66
Cuadro 14. Longitud equivalente de para accesorios en pies	67
Cuadro 15. Pérdidas de presión por cada 100 pies de longitud para tuberías de PVC cédula 40 ..	68
Cuadro 16. Temperaturas objetivo de la cerveza	69
Cuadro 17. Saltos térmicos para diferentes ciclos de refrigeración	69
Cuadro 18. Características termodinámicas del ciclo	70
Cuadro 19. Parámetros en Control 1 previo a la selección del compresor	71
Cuadro 20. Parámetros en Control 2 previo a la selección del compresor	73
Cuadro 21. Volúmenes para el contenedor 2 y tiempos de precalentamiento para diferentes temperaturas de condensados.....	74
Cuadro 22. Características del ciclo de refrigeración	75
Cuadro 23. Coeficientes de rendimiento.....	75
Cuadro 24. Características del compresor.....	76
Cuadro 25. Características del compresor.....	76
Cuadro 26. Coeficientes de rendimiento con R410a.....	77

Cuadro 27. Parámetros en Control 1 después de la selección del compresor	77
Cuadro 28. Parámetros en Control 2 después de la selección del compresor	79
Cuadro 29. Volúmenes para el contenedor 2 y tiempos de precalentamiento para diferentes temperaturas de condensados luego de seleccionar el compresor.	80
Cuadro 30. Volúmenes para el contenedor 1 y tiempos de precalentamiento para diferentes temperaturas de condensados.....	81
Cuadro 31. Volumen que demanda el escenario 2 para el contenedor 1	82
Cuadro 32. Longitud de los intercambiadores de calor	83
Cuadro 33. Coeficientes globales de transferencia de calor, escenario 1	83
Cuadro 34. Dimensiones de los intercambiadores de calor, escenario 1	84
Cuadro 35. Coeficientes globales de transferencia de calor, escenario 2	84
Cuadro 36. Dimensiones de los intercambiadores de calor, escenario 2	85
Cuadro 37. Diferencias en los parámetros de los intercambiadores de calor al utilizar R410, escenario 1	85
Cuadro 38. Diferencias en los parámetros de los intercambiadores de calor al utilizar R410, escenario 2	86
Cuadro 39. Selección de la válvula de expansión.....	86
Cuadro 40. Datos de la válvula inversora	87
Cuadro 41. Caudal que debe suministrar la bomba	87
Cuadro 42. Pérdidas de presión en el circuito.....	87
Cuadro 43. Presión que debe entregar la bomba.....	88
Cuadro 44. Posibles bombas de la marca Grundfos.....	88

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Temperaturas de fermentación de distintas cervezas.....	4
Figura 2. Diagrama de Mollier.....	5
Figura 3. Ciclo ideal de refrigeración por compresión	6
Figura 4. Ciclo Práctico de refrigeración por compresión	6
Figura 5. Régimen húmedo y seco.....	7
Figura 6. Compresor hermético	8
Figura 7. Compresor semi hermético.....	9
Figura 8. Espiral móvil y fijo.....	9
Figura 9. Compresor tipo espiral	10
Figura 10. Efecto refrigerante en un ciclo de refrigeración	10
Figura 11. Intercambiador de calor de doble tubo	11
Figura 12. Intercambiador de calor multitubular	12
Figura 13. Partes de una válvula de expansión termostática.....	13
Figura 14. Presiones en una válvula de expansión termostática	13
Figura 15. Implementaciones de válvulas de expansión termostáticas.....	14
Figura 16. Válvulas de expansión ecualizadas de manera interna	15
Figura 17. Válvulas de expansión ecualizadas de manera externa	15
Figura 18. Válvula inversora de 4 vías	17
Figura 19. Diagrama de funcionamiento, bobina energizada	18
Figura 20. Diagrama de funcionamiento, bobina no energizada	18
Figura 21. Regímenes de flujo típicos en tuberías lisas horizontales	23
Figura 22. Comparación de desviaciones medias entre lo predicho por las correlaciones y valores experimentales	24
Figura 23. Regímenes de transferencia de calor para condensación, de acuerdo con la correlación de Shah 2009.....	28
Figura 24. Perfil de temperaturas en un contenedor enchaquetado	30
Figura 25. Primera opción para el esquema general del diseño.....	35
Figura 26. Segunda opción para el esquema general del diseño.....	36

Figura 27. División del sistema definida como Control.	37
Figura 28. Control 1 (C1).....	38
Figura 29. Control 2 (C2).....	40
Figura 30. Control 3 (C3).....	41
Figura 31. Ciclo práctico de refrigeración.	43
Figura 32. División Fuente	45
Figura 33. Esquema de Fuente 1.....	45
Figura 34. Esquema de Fuente 2.....	47
Figura 35. Fuente 2.1	48
Figura 36. Fuente 2.2.....	49
Figura 37. Espacios concéntricos en tuberías	54
Figura 38. Partes de los cuadros de los catálogos de Parker para válvulas inversoras	65
Figura 39. Distancias para dimensionar longitud de tubería.....	67
Figura 40. Diagrama P-H del ciclo	70
Figura 41. T F-F-B a la salida del fermentador, escenario 1.....	72
Figura 42. Tasa de calor suministrada al fermentador, escenario 1	72
Figura 43. T F-F-B a la salida del fermentador, escenario 2.....	72
Figura 44. Tasa de calor extraída del fermentador, escenario 2.....	73
Figura 45. Volúmenes para contenedor 2 para diferentes temperaturas de condensados.	74
Figura 46. Tiempos de precalentamiento para el contenedor 2 utilizando un volumen de 1 m ³ . 75	75
Figura 47. T F-F-B a la salida del fermentador luego de seleccionar el compresor, escenario 1 ..	78
Figura 48. T F-F-B a la salida del fermentador luego de seleccionar el compresor, escenario 2 ..	78
Figura 49. Tasa de calor suministrada al fermentador luego de seleccionar el compresor, escenario 1	79
Figura 50. Tasa de calor extraída del fermentador luego de seleccionar el compresor, escenario 2	79
Figura 51. Volúmenes para contenedor 2 para diferentes temperaturas de condensados luego de seleccionar el compresor.....	80
Figura 52. Tiempos de precalentamiento para el contenedor 2 utilizando un volumen de 1 m ³ después de seleccionar el compresor	80
Figura 53. Volúmenes para el contenedor 1 para diferentes temperaturas de condensados	81

Figura 54. Tiempos de precalentamiento para el contenedor 2 utilizando un volumen de 1 m ³ después de seleccionar el compresor	82
Figura 55. Curvas para bombas Grundfos serie 100.....	88

RESUMEN

Se diseñó un sistema capaz de regular la temperatura en un fermentador JRL-20L ubicado en el laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala. Para esto se dimensionó una bomba de calor y un sistema de bombeo que funcione como un intermediario entre esta y el fermentador. Se estableció un rango de operación basado en las temperaturas de fermentación de diferentes tipos de cerveza. Esto permitió establecer un ciclo de refrigeración que propicie una adecuada transferencia de calor en todo el rango de operación. Las características termodinámicas del ciclo de refrigeración se determinaron utilizando el estándar AHRI 540, lo cual facilitó la selección de elementos como el compresor y el sistema de expansión. En cuanto al diseño de los intercambiadores de calor que conforman el evaporador y el condensador, se utilizaron correlaciones para la transferencia de calor en cambios de fase para tuberías horizontales. Estas posteriormente fueron de utilidad para calcular las dimensiones que propicien la carga térmica necesaria. El proceso de diseño contempló distintos refrigerantes dentro de la bomba de calor, R134a y R410a, con el fin de obtener información que permita evaluar los efectos que estos tienen en el desempeño, dimensiones y componentes. Adicionalmente, se observaron los efectos al utilizar condensados de vapor de agua como fuente de energía, y las consecuencias que esto tiene sobre el diseño y el desempeño del sistema.

ABSTRACT

A system capable of regulating the temperature for a JRL-20L fermenter located in the Unit Operations laboratory of the Universidad del Valle de Guatemala was designed. For this, a heat pump, and a pumping system capable to function as an intermediary between it and the fermenter were designed. An operating range was established based on the fermentation temperatures of different types of beer. This will establish a refrigeration cycle that encourages adequate heat transfer throughout the operating range. The thermodynamic characteristics of the refrigeration cycle were determined using the AHRI 540 standard, which facilitated the selection of elements such as the compressor and the expansion system. Regarding the design of the heat exchangers that make up the evaporator and condenser, correlations were used for heat transfer in phase changes for horizontal smooth pipes. These were later useful to calculate the dimensions that provide the necessary thermal load. The design process considered different refrigerants within the heat pump, R134a and R410a, to obtain information that allows evaluating the effects that these have on performance, dimensions, and components. In addition, the effects of using steam condensates as an energy source were observed, and the consequences this has on the design and performance of the system.

I. INTRODUCCIÓN

En este trabajo se propuso un sistema que regulará la temperatura de un fermentador JRL-20L, en donde se cuantifica el efecto que tienen la temperatura y magnitud de los condensados de vapor de agua como fuente de energía en el diseño y rendimiento del sistema. Esta propuesta incluye el análisis teórico y la dimensión de componentes esenciales para poder implementar el sistema; entre los cuales resaltan las partes principales de una bomba de calor, contenedores para poder almacenar la energía que proviene de los condensados, y un sistema intermediario entre el fermentador y la bomba de calor.

El análisis contempla requisitos térmicos y termodinámicos que debe cumplir el sistema, cuyo proceso se guía de acuerdo con lineamientos y correlaciones brindadas por la ASHRAE. La selección del compresor se basa en un estándar AHRI 540, asegurándose obtener un ciclo termodinámico que proporcione un salto térmico apropiado entre los intercambiadores de calor, condensador y evaporador, y los medios a los cuales se les suministra y extrae energía.

Con este trabajo se busca facilitar el uso de fuentes de energía que no contengan una fuente de entalpía suficiente para ser utilizada de manera directa en procesos industriales. Por esta razón, el proceso de diseño fue documentado para que este sea utilizado como una herramienta que facilite la construcción de equipos utilizando componentes locales, lo cual permita reducir el costo inicial.

II. OBJETIVOS

A. GENERAL DEL PROYECTO

Dimensionar una bomba de calor que proporcione la carga de calor necesaria para operar un fermentador de vidrio de JGR-20 L en un rango definido de temperaturas.

B. ESPECÍFICOS DEL PROYECTO

1. Definir requisitos que debe cumplir el sistema para guiar el proceso de diseño.
2. Determinar la tasa de energía que la bomba de calor debe suministrar o extraer para operar el fermentador en un rango aceptable de temperatura.
3. Plantear una bomba de calor que cumpla con los requisitos del sistema para evaluar su desempeño teórico.
4. Identificar las diferencias al usar R410a o R134a como fluido termodinámico de la bomba de calor para evaluar sus efectos en el desempeño y diseño.
5. Variar la temperatura y cantidad de condensados de vapor de agua, como fuente de energía de la bomba de calor, para evaluar sus efectos en el desempeño y diseño.

III. JUSTIFICACIÓN

Las bombas de calor pueden ser utilizadas en procesos donde se requiera un incremento de temperatura y no se tenga una fuente de calor con la entalpía suficiente para abastecerlo de forma directa. Esto puede ser implementado en procesos como fermentación, secado de cuero, entre otros. Las posibles fuentes de energía incluyen: energía geotérmica de baja entalpía, condensados de vapor de agua provenientes de distintos procesos industriales, energía solar almacenada en techos o paredes de edificios, o incluso el mismo aire. Sin embargo, el costo inicial de uno de estos sistemas tiende a ser elevado, lo cual limita su difusión. No obstante, el departamento de Ingeniería Química de la Universidad del Valle busca promover esta tecnología en Guatemala, y así poder aprovechar fuentes de energía no utilizadas. (DiPippo, 2011)

Este trabajo busca documentar el proceso de diseño de uno de estos sistemas, el cual será usado como una herramienta que facilite la construcción utilizando componentes locales. Con esto se busca reducir el costo inicial y agilizar el proceso de difusión. Para esto, se dimensionará una bomba de calor que proporcione la carga de calor necesaria para regular la temperatura en un fermentador JRG-20L ubicado en el laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle. También se planea observar los efectos al utilizar condensados de vapor de agua provenientes de procesos industriales como fuente de energía, y las consecuencias que esto tendría sobre el diseño y el desempeño del sistema. Esto se realizará debido a que, tanto en el laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle como a nivel industrial, se tiene disponible esta fuente de energía y en muchas ocasiones no es aprovechada.

Se escogió un fermentador pues el departamento de Ingeniería Química de la UVG cuenta con un equipo que no tiene un sistema específico para regular su temperatura. Sin embargo, también se le considera un buen catalizador para la implementación de bombas de calor debido a la alta cantidad de industrias licoreras que operan en Guatemala.

IV. MARCO TEÓRICO

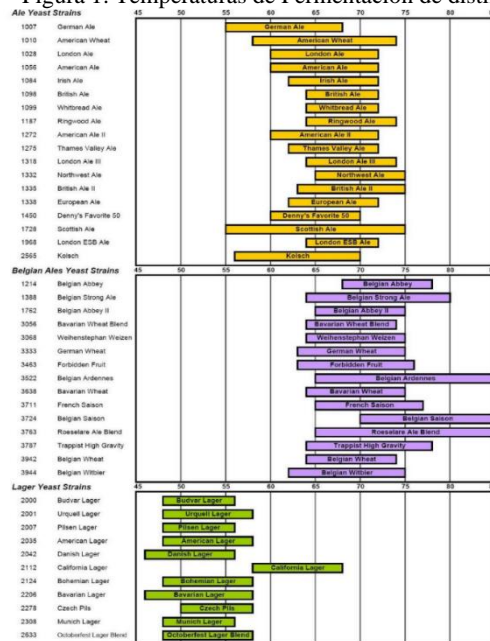
A. FERMENTACIÓN

El paso necesario para la producción de bebidas alcohólicas es la fermentación, en el caso de la cerveza esto implica la conversión de azúcares (derivados primordialmente de la malta) en etanol utilizando levadura. Esto significa que el sabor de la bebida dependerá del tipo de levadura y del sustrato utilizar, pero no dependerá solo de estas dos variables. Un factor importante para asegurar la calidad de la cerveza es la temperatura a la cual se lleva a cabo el proceso. (Bamford, 2003)

Hasta hace poco, las levaduras utilizadas para realizar la cerveza se dividían en dos grandes grupos: *Saccharomyces cerevisiae* y *Saccharomyces carlsbergensis*. Dicha separación es importante pues cada una produce un distinto tipo de cerveza y se fermenta a diferente temperatura. La primera categoría produce cerveza tipo ale y usualmente se fermenta en un rango de temperatura de 18 a 22 °C, mientras que la segunda categoría produce cerveza tipo lager y usualmente se fermenta de 6 a 14 °C. (Bamford, 2003)

A continuación, se muestra una gráfica que ilustra las diferentes temperaturas de fermentación para diferentes tipos de cerveza presentados por “Lug Wrench”, una compañía que elabora cerveza de forma artesanal. (Lug Wrench Brewing Company, 2010)

Figura 1. Temperaturas de Fermentación de distintas Cervezas.



(Lug Wrench Brewing Company, 2010)

B. BOMBAS DE CALOR

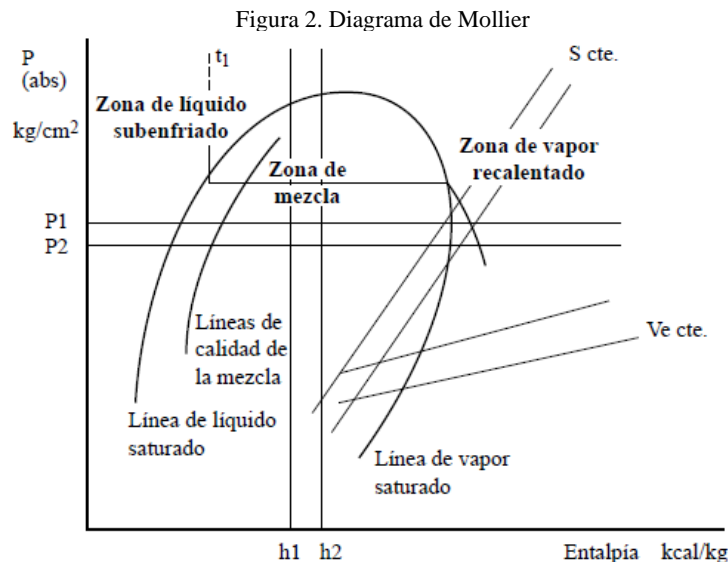
1. Introducción a bombas de calor

Existen cuatro clasificaciones generales para bombas de calor:

- Bombas de calor de aire hacia aire, estas son la clasificación más común de bombas de calor. Estas reciben este nombre pues utilizan aire como la fuente de energía y utilizan aire para distribuirlo al espacio o proceso deseado.
- Bombas de calor de agua hacia aire, estas utilizan agua como la fuente de energía y utilizan aire para distribuirlo al espacio o proceso deseado.
- Bombas de calor de agua hacia agua, estas utilizan agua (o un líquido afín) como la fuente de energía y utilizan agua (o un líquido afín) para distribuirlo al espacio o proceso deseado.
- Bombas de calor *Ground Source*, en estas un fluido refrigerante pasa a través de un circuito con el propósito de extraer energía de la tierra. (HVAC HESS, 2013)

2. Diagrama de Mollier y los diferentes ciclos de refrigeración

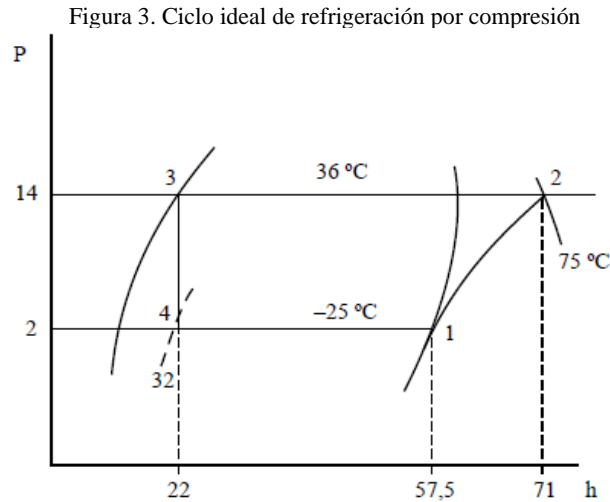
La herramienta más utilizada para poder comprender el ciclo termodinámico de una bomba de calor es el diagrama de Mollier. En el eje vertical se encuentra una escala de presiones, mientras que en el eje horizontal se encuentran entalpías. En este diagrama se encuentra graficada la línea de líquido saturado y la línea de vapor saturado. Existe un diagrama específico para cada refrigerante, sin el cual es imposible dimensionar el sistema. (Franco Lijo, 2012)



(Franco Lijo, 2012)

Una bomba de calor funciona conforme al ciclo termodinámico de compresión de vapor. En un ciclo ideal existen 4 diferentes etapas: compresión, condensación, evaporación y expansión. En la etapa de compresión (1 a 2) entra vapor saturado y es comprimido hasta vapor sobrecalentado, este vapor sobrecalentado luego libera energía a presión constante hasta llegar a líquido saturado (2 a 3). Luego, en la etapa de expansión, se reduce la presión a entalpía constante (3 a 4), y

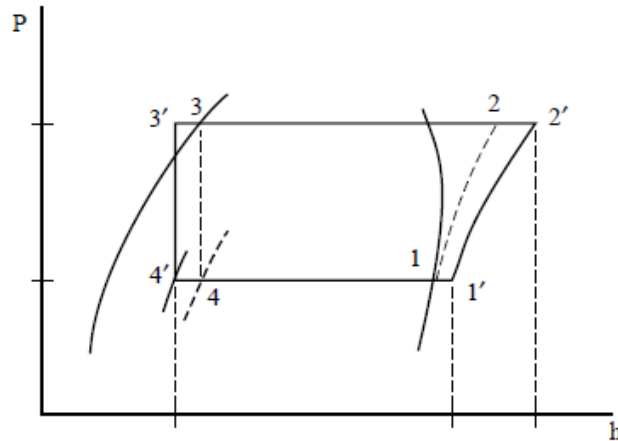
finalmente absorbe calor a presión constante hasta llegar a vapor saturado en el proceso de evaporación (4 a 1). (Franco Lijo, 2012)



(Franco Lijo, 2012)

Esta idealización es utilizada principalmente para comprender el proceso, pues no es conveniente diseñar un sistema utilizando este modelo. Para esto, usualmente se utiliza el ciclo práctico, el cual incluye un proceso de recalentamiento y subenfriamiento. El recalentamiento es obtenido cuando se calienta el vapor antes de entrar al compresor hasta obtener vapor sobrecalentado, esto puede ser observado en el punto 1'. El subenfriamiento es obtenido cuando se enfría en el líquido saturado hasta obtener líquido subenfriado a la salida del condensador, esto puede ser observado en el punto 3'. Las consecuencias de estos procesos se discutirán a detalle posteriormente. (Franco Lijo, 2012)

Figura 4. Ciclo Práctico de refrigeración por compresión



(Franco Lijo, 2012)

Evidentemente, un ciclo real involucraría pérdidas de presión a lo largo de la línea de alta presión (condensador) y baja presión (evaporador), sin embargo, en circuitos frigoríficos estas cantidades son muy pequeñas y por esta razón es práctica común utilizar el ciclo práctico para diseñar un sistema de refrigeración. (Franco Lijo, 2012)

C. CRITERIOS DE DISEÑO

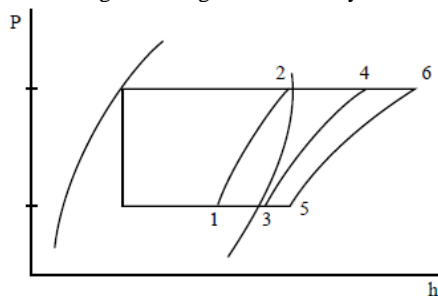
1. Compresor

El corazón del ciclo es el compresor, el cual ingresa el trabajo requerido para hacer funcionar el sistema. Este componente no trabaja siempre a la misma presión o potencia, debido a que existen distintos factores que pueden afectar de manera directa su funcionamiento. Estos incluyen obstrucciones en tuberías, apertura y cierre de equipos de expansión, entre otros. Esto puede ocasionar que el compresor opere entre un régimen húmedo y un régimen seco. (Franco Lijo, 2012)

Se dice que un compresor trabaja en un régimen húmedo cuando el refrigerante entra al compresor como una mezcla entre líquido y gas, las causas principales pueden ser mala regulación del dispositivo de expansión, o un mal funcionamiento del evaporador. Si la cantidad de líquido que entra no es muy significativa, esta se evaporará a lo largo del compresor. Pero si la cantidad de líquido que entra al compresor es significativa, esta generará un golpe líquido y podrá dañar el compresor. (Franco Lijo, 2012)

Cuando todo el líquido se evapora y entra vapor al compresor se tiene un régimen seco, lo cual incrementa el rendimiento del compresor. Usualmente para asegurar que exista un régimen seco se tiene recalentamiento en el sistema, el cual usualmente se encuentra entre los 4 y 6 grados Celsius. No obstante, esta cantidad usualmente está definida por un estándar como el AHRI 540. (Franco Lijo, 2012)

Figura 5. Régimen húmedo y seco



(Franco Lijo, 2012)

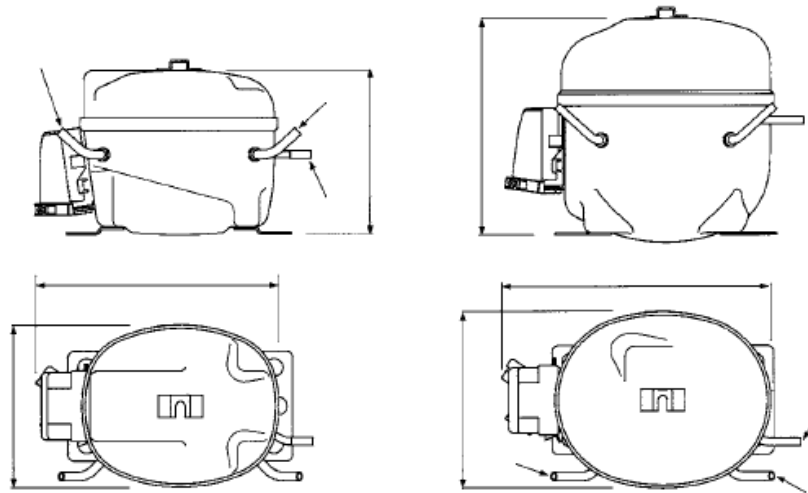
El compresor es el responsable de regular las presiones de evaporación y de condensación, las cuales son comúnmente referidas como presión de baja y presión de alta. Sin embargo, existen otros parámetros que están estrictamente ligados con el compresor y que son factores definitivos para seleccionar el equipo apropiado. Un compresor está hecho para un refrigerante específico o para un grupo específico de refrigerantes, un compresor tiene un rango de presiones y temperaturas en las que puede operar. Otros parámetros importantes incluyen la potencia que entrega el compresor, el flujo másico de refrigerante que necesita, si es de capacidad fija o variable, la eficiencia isentrópica, el voltaje, y la frecuencia.

Una correcta selección del compresor también involucra seleccionar el tipo de compresor. Para aplicaciones de refrigeración, los compresores más comunes son los compresores herméticos, los semi herméticos, y los de tipo espiral. Las características principales de cada uno se describirán a continuación.

a. Compresores herméticos

Los compresores herméticos son utilizados para sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Este tipo de compresores funciona a base de pistones accionados por un motor eléctrico. Se les conoce como herméticos debido a su construcción, pues existe una envolvente de acero que encierra el motor eléctrico y el propio compresor. En la parte exterior se pueden observar 3 tubos, dos son del mismo diámetro y el tercero tiene un diámetro menor. El tubo de menor diámetro es el de descarga, mientras que la succión puede ser cualquiera de los otros dos. El tubo que no se conecta al circuito será utilizado para ingresar la carga de refrigerante, comprobar la presión de aspiración, comprobar la temperatura de evaporación, e ingresar aceite. (Franco Lijo, 2012)

Figura 6. Compresor hermético



(Franco Lijo, 2012)

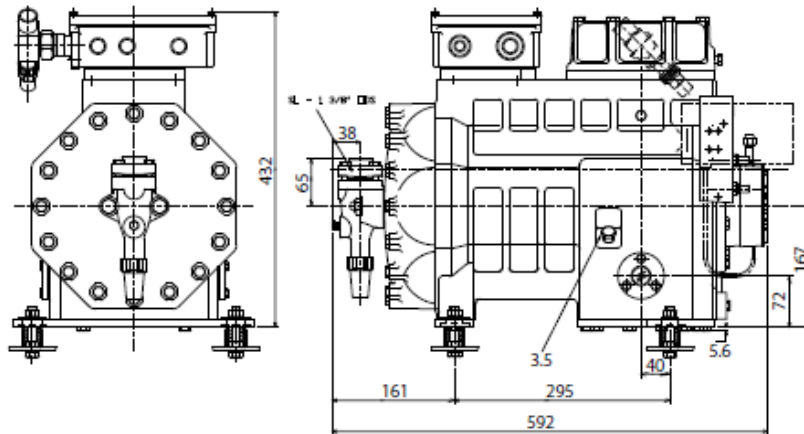
Dentro de la carcasa, el conjunto motor-compresor se encuentra suspendido por medio de resortes y amortiguadores de caucho. Con esto se desea un funcionamiento silencioso y libre de vibraciones. Adicionalmente existen cámaras silenciadores en la succión y en la descarga que contribuyen a este comportamiento. (Franco Lijo, 2012)

Estos compresores son enfriados por el mismo refrigerante, esto implica que hacer funcionar el compresor sin el caudal requerido afectaría enormemente su rendimiento y tiempo de vida. Existen ciertas protecciones que evitan que el compresor alcance temperaturas elevadas. Sin embargo, para que estas funcionen de manera correcta los fabricantes dividen este tipo de compresores en compresores de baja, media, y alta presión. Es importante tomar esto en cuenta pues este tipo de compresores no permite actividades de mantenimiento. (Franco Lijo, 2012)

b. Compresores semi herméticos

Estos compresores funcionan de la misma manera que los compresores herméticos. Sin embargo, las partes internas son accesibles por motivos de mantenimiento. Otra característica que los diferencia es que pueden ser enfriados por el mismo refrigerante o de manera externa utilizando aire o agua. (Franco Lijo, 2012)

Figura 7. Compresor semi hermético

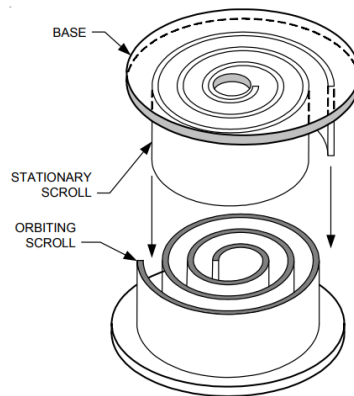


(Copeland, 2020)

c. Compresores tipo espiral

Los compresores anteriores utilizan pistones para comprimir el aire. Los compresores tipo espiral también son de desplazamiento positivo, pero el funcionamiento se basa en dos diferentes espirales, uno móvil y uno fijo. A medida que la espiral móvil gira, el volumen disminuye, comprimiendo así el gas atrapado. La ventaja principal de este tipo de compresores es que la compresión es continua, lo cual implica que siempre se tiene ingreso del fluido. Esto significa que siempre se tienen partes que contienen fluido a distintas presiones. (Carrier, 2004)

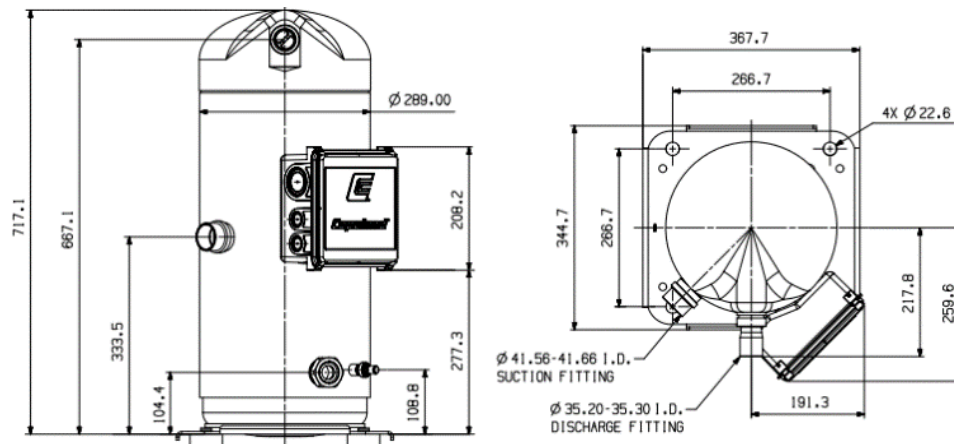
Figura 8. Espiral móvil y fijo



(Carrier, 2004)

Este tipo de compresores se ha proliferado en la industria de refrigeración y acondicionamiento de aire debido a una mayor eficiencia y confiabilidad si se los compara con compresores recíprocos. Adicionalmente, su diseño es menos propenso a generar vibraciones, lo cual contribuye a una operación silenciosa. Este tipo de compresores también posee menos partes móviles y una menor variación de torque. De manera similar a los compresores herméticos, existen compresores para baja, media, y alta presión. (Carrier, 2004)

Figura 9. Compresor tipo espiral



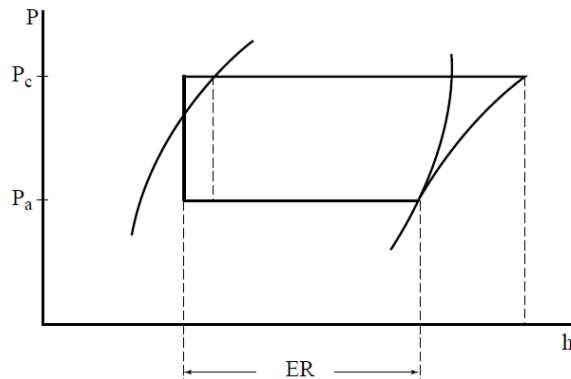
(Copeland, 2020)

2. Condensador

Este debe ser de un material conductor para poder ceder calor hacia el espacio deseado, puede ser de aluminio, cobre, o hierro. En la entrada del condensador ingresa vapor sobrecalentado proveniente del compresor, mientras que en la salida se obtiene líquido saturado. También es común obtener líquido subenfriado para mejorar el rendimiento del sistema. (Franco Lijo, 2012)

El subenfriamiento es la diferencia de temperatura por debajo de la temperatura de líquido saturado. Esta diferencia de temperatura aumenta el efecto refrigerante (ER), o la cantidad de calor que puede extraer el evaporador. Usualmente se utiliza un subenfriamiento cercano a los 5 grados Celsius. No obstante, de manera similar al sobrecalentamiento, este es un parámetro que comúnmente está regulado por un estándar como el AHRI 540. (Franco Lijo, 2012)

Figura 10. Efecto refrigerante en un ciclo de refrigeración



(Franco Lijo, 2012)

La capacidad de un condensador puede ser calculada utilizando la siguiente ecuación:

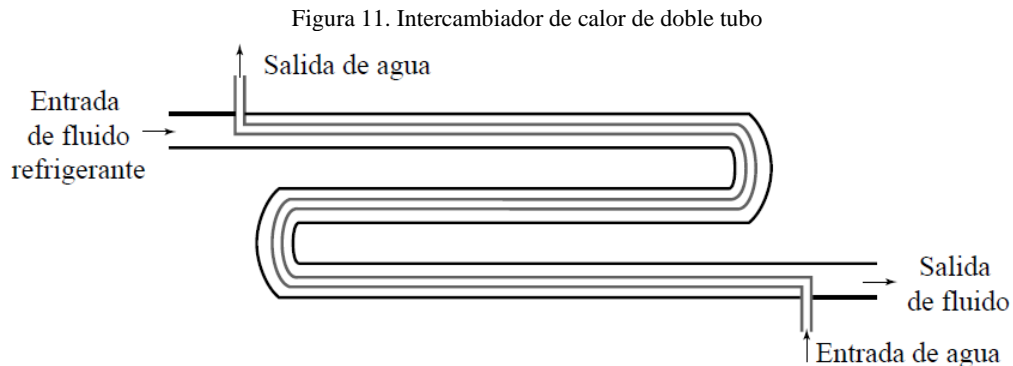
$$\dot{Q} = A * U * \Delta t \quad (1)$$

Donde:

- \dot{Q} es la cantidad de calor disipada por el condensador.
- A es el área de transmisión.
- U es el coeficiente total de transferencia de calor.
- Δt es el diferencial de temperatura entre el fluido refrigerante y el agente condensante, si se tiene un flujo en el agente condensante la diferencia de temperaturas es la media logarítmica.

Existen diferentes tipos de condensadores según el agente condensante, agua, aire, o mixtos. Los condensadores por agua se pueden ser subdivididos en condensadores de doble tubo, multitubulares, y de placas. Los condensadores por aire pueden ser subdivididos en condensadores de tubo liso y condensadores de tubo con aletas. Entre los condensadores mixtos (uso de aire y agua como agente condensante) resaltan los del tipo evaporativos. Debido a que en el sistema a implementar se utilizará agua, o una mezcla agua-glicol, como agente condensante, se profundizará en el funcionamiento de dichos condensadores. (Franco Lijo, 2012)

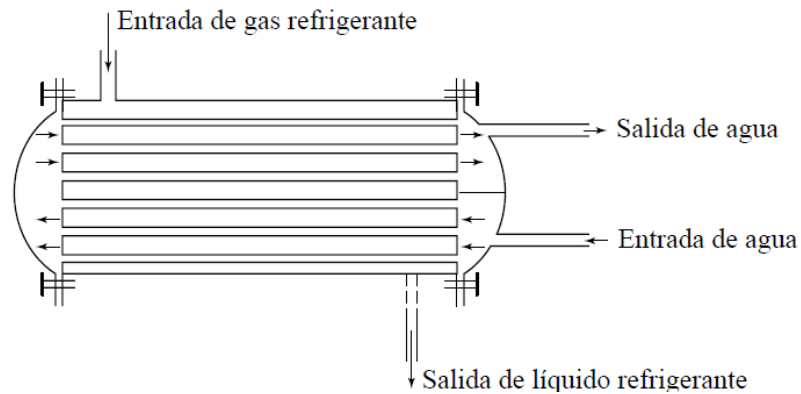
Los condensadores de doble tubo constan de dos tubos concéntricos de distintos diámetros, donde el agua se encuentra dentro del tubo de menor diámetro y el refrigerante se encuentra en el espacio anular comprendido entre los tubos concéntricos. Sin embargo, también es posible invertir la ubicación de los fluidos. Estos flujos pueden ser en direcciones contrarias (contraflujo) o paralelas, siendo la primera la más común. (Franco Lijo, 2012)



(Franco Lijo, 2012)

Los condensadores multitubulares tienen una carcasa (usualmente metálica), con la capacidad de abrirse y cerrarse por temas de mantenimiento. La carcasa tiene una entrada y una salida de agua para que esta circule dentro de la misma. En el interior de esta carcasa se tiene un serpentin por donde fluye el refrigerante, este puede estar alineado de manera vertical u horizontal. (Franco Lijo, 2012)

Figura 12. Intercambiador de calor multitubular



(Franco Lijo, 2012)

Para ambos tipos de condensadores, es común establecer una diferencia de temperatura de 10 grados Celsius entre la temperatura de condensación y la temperatura de la entrada de agua para asegurar la transferencia de calor. (Franco Lijo, 2012)

$$t_c = t_e + 10^{\circ}\text{C} \quad (2)$$

Donde:

- t_c es la temperatura de condensación ($^{\circ}\text{C}$)
- t_e es la temperatura de entrada de agua ($^{\circ}\text{C}$)

Para calcular la cantidad de agua que debe circular por el condensador se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_e * (t_s - t_e) \quad (3)$$

Donde:

- \dot{Q} es la cantidad de calor disipada por el condensador
- \dot{m} es el flujo másico de agua
- c_e es el calor específico del agua
- t_e es la temperatura de entrada del agua
- t_s es la temperatura de salida del agua

3. Evaporador

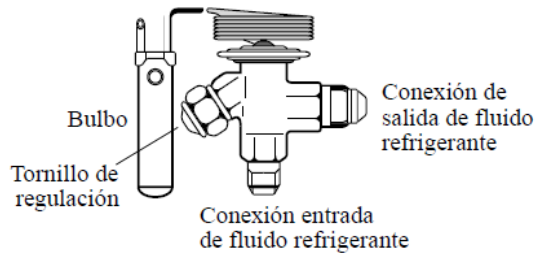
Es la parte de la bomba de calor donde se produce el efecto refrigerante, su diseño es similar al de un condensador, sin embargo, sus dimensiones son usualmente menores debido a que la cantidad de calor que absorbe un evaporador es siempre menor a la que libera un condensador. Se dice que son usualmente menores pues esto puede cambiar dependiendo de las características del ambiente donde se encuentran cada uno de estos componentes. Es posible que el condensador se encuentre en un ambiente donde experimente convección natural con aire, mientras que el evaporador experimente convección forzada con otro fluido de trabajo.

En cuanto al salto térmico que debe existir entre la temperatura de evaporación y el agente evaporativo, este depende del fluido a enfriar y el tipo de evaporador a emplear. Por motivos prácticos, se considera que si el fluido a enfriar es un líquido la diferencia de temperatura debe ser mayor o igual a 5 grados Celsius. Si el fluido a enfriar es aire, el salto térmico debe ser mayor o igual a 8 grados Celsius si se tiene convección forzada, y mayor o igual a 12 grados Celsius si se tiene convección natural. (Franco Lijo, 2012)

4. Mecanismo de expansión

Uno de los mecanismos de expansión más comunes es la válvula de expansión termostática, cuyas partes pueden ser observadas a continuación:

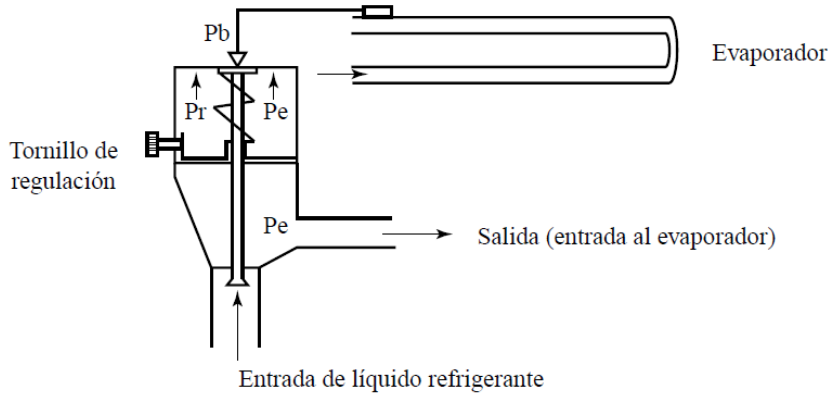
Figura 13. Partes de una válvula de expansión termostática



(Franco Lijo, 2012)

En la entrada de válvula, el fluido debe estar en estado 100% líquido a la temperatura de condensación o subenfriado si se pudiese. Lo cual hace conveniente diseñar el sistema utilizando subenfriamiento. Estas deben montarse lo más cercano posible a los evaporadores para asegurarse de un buen rendimiento. En cuanto a su funcionamiento, este es determinado por tres presiones fundamentales. Las cuales se pueden observar en la Figura 14. (Franco Lijo, 2012)

Figura 14. Presiones en una válvula de expansión termostática



(Franco Lijo, 2012)

$$P_b = P_r + P_e \quad (4)$$

Donde:

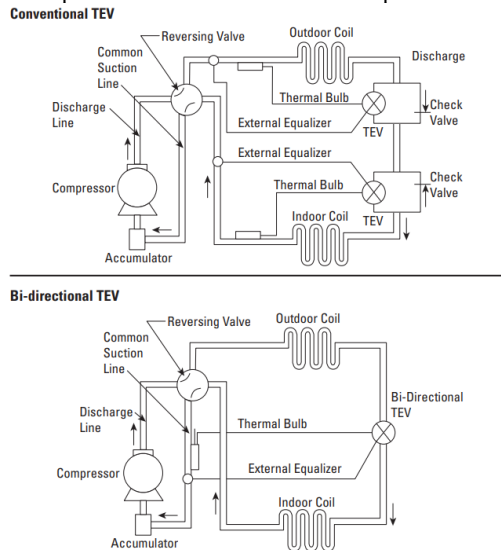
- Presión del bulbo (P_b): actúa sobre la parte superior de la membrana y tiende a abrir la válvula.

- Presión de evaporación (P_e): actúa sobre la parte inferior de la membrana y tiende a cerrarla.
- Presión de resorte (P_r): actúa sobre la parte inferior de la membrana y tiende a cerrarla.

Esto significa que existe un equilibrio entre la presión del bulbo y la suma entre la presión de evaporación y la presión de resorte. Dicho equilibrio se ve afectado directamente por la variación de la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador. Una alta temperatura del refrigerante significa una alta temperatura en el bulbo y por ende una alta presión del bulbo, esto abrirá la válvula lo cual aumentará el flujo másico de refrigerante y reducirá la temperatura hasta reestablecer el equilibrio nuevamente. (Franco Lijo, 2012)

Usualmente estas válvulas son unidireccionales, esto no presenta ningún inconveniente si se desean implementar en sistemas donde no se requiere una invertir la dirección del refrigerante. Un claro ejemplo de este tipo de aplicaciones es un refrigerador convencional. Sin embargo, para sistemas donde sí se desea invertir el flujo, sistemas de aire acondicionado por ejemplo, se tienen dos posibles formas de implementación. La primera consiste en utilizar dos válvulas unidireccionales, donde una será utilizada cuando el fluido tenga una dirección y la otra será utilizada cuando el fluido fluya en dirección contraria. Sin embargo, existen válvulas bidireccionales que permiten emplear una sola válvula para estos escenarios. En la siguiente figura se muestra dos diagramas en donde se puede visualizar las diferencias al implementar válvulas unidireccionales y válvulas bidireccionales. (Parker, 2012)

Figura 15. Implementaciones de válvulas de expansión termostáticas



(Parker, 2012)

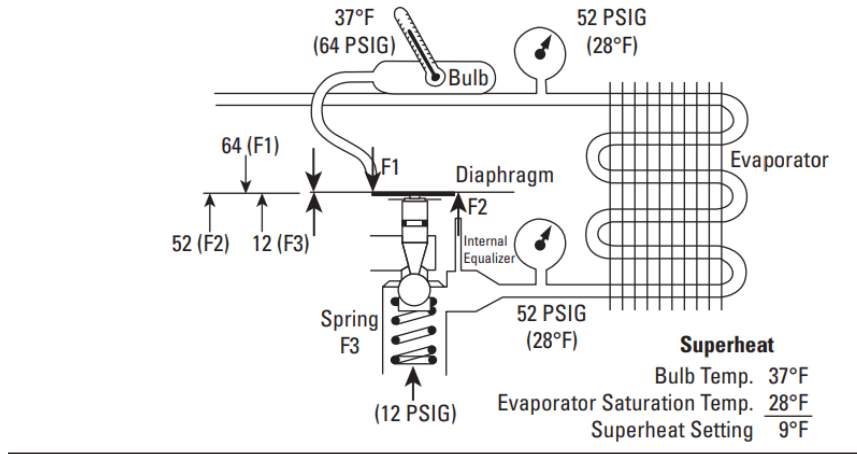
Las válvulas termostáticas de puerto balanceado son ideales para aplicaciones unidireccionales. Esto se debe a que su estructura interna permite que fluya líquido en ambas direcciones. Sin embargo, únicamente las válvulas ecualizadas de manera externa pueden ser implementadas en este tipo de aplicaciones.

Para comprender la diferencia entre las válvulas ecualizadas de manera interna y externa se debe revisar el balance de presiones que rigen el funcionamiento de una válvula termostática. Una de las presiones fundamentales es la presión de evaporación, la diferencia principal entre estas válvulas es cómo se genera esta presión. En las válvulas ecualizadas de manera interna, existe un

pasaje dentro de la válvula que permite obtener una lectura de la presión del evaporador. Esta lectura de presión identifica la presión en la entrada del evaporador, esta característica permite su uso en aplicaciones donde se tiene una caída de presión mínima a la salida del evaporador. Esta característica también indica que únicamente puede usarse para flujos en una sola dirección, esto se debe a que la presión de evaporación no podría ser medida si el flujo ingresara por la dirección contraria. Esto se puede observar en el siguiente diagrama. (Parker, 2012)

Figura 16. Válvulas de expansión ecualizadas de manera interna

Internally equalized valve with 0 psi drop in evaporator

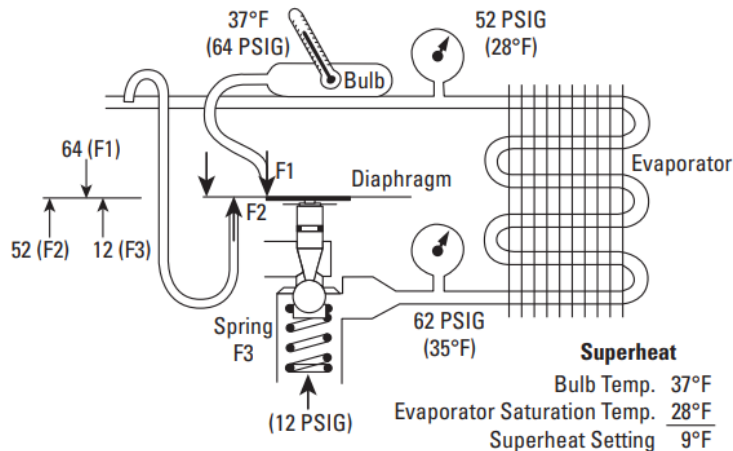


(Parker, 2012)

En una válvula ecualizada de manera externa, la presión de evaporación es obtenida mediante un conducto externo ubicado a la salida del evaporador. Esto permite medir la presión a la salida del evaporador y no a la entrada, lo cual favorece su uso en aplicaciones en donde se tengan grandes caídas de presión en el evaporador. Sin embargo, también admiten inversiones en el flujo debido a que la presión de evaporación no depende de las presiones de entrada y salida de la válvula. Esto se puede observar en el siguiente diagrama. (Parker, 2012)

Figura 17. Válvulas de expansión ecualizadas de manera externa

Externally equalized valve with 10 psi drop in evaporator



(Parker, 2012)

5. Recalentamiento

Se le llama recalentamiento a la diferencia entre la temperatura entre la entrada y salida del evaporador. En otras palabras, es la diferencia de temperatura entre la temperatura de evaporación (cambio de fase) y la temperatura del vapor sobrecalentado a la salida del evaporador. A continuación, se explicará su importancia y como se relaciona con la válvula de expansión, con el compresor, y con el evaporador. (Franco Lijo, 2012)

Para entrar en contexto, cuando el refrigerante sale de la válvula de expansión se encuentra en una mezcla de líquido y vapor saturado a la temperatura y presión de evaporación, valores determinados de la mano con el compresor seleccionado. Luego el fluido entra al evaporador y por medio de transferencia de calor, extrae energía del medio circundante hasta llegar a vapor saturado sin cambiar su temperatura. Sin embargo, previamente se mencionó que existe un riesgo para el compresor si no se llega a este punto y entra una porción líquida. Por esta razón se diseña para que el fluido entre en una fase de vapor sobrecalentado, pero sin un cambio de presión, si no se consideran pérdidas de carga en la tubería. Este recalentamiento es controlado por medio de la válvula de expansión y se calibra para que se tenga un equilibrio a esa temperatura, sin embargo, es común encontrar válvulas calibradas desde la fábrica para valores de recalentamiento estándares. Lo cual no significa que solo se puede utilizar para un valor estándar, pues usualmente tienen un tornillo de regulación que permite realizar ajustes en la calibración. (Franco Lijo, 2012)

6. Estándar AHRI 540

Previamente se definieron los conceptos generales utilizados para describir el comportamiento de una bomba de calor. Entre ellos se encuentran la temperatura de evaporación, la temperatura de condensación, el recalentamiento y el subenfriamiento. Sin embargo, anteriormente solo se brindaron parámetros generales y rangos recomendados, los cuales pueden o no cazar con un compresor existente. Por esta razón se diseñará de acuerdo con el estándar AHRI 540, en donde se establecen estas características para diferentes aplicaciones. La mayor ventaja al utilizar estos parámetros es la facilidad de buscar compresores y seleccionar refrigerantes, pues es posible filtrar compresores que puedan funcionar bajo un estándar específico y observar con qué tipo de refrigerante pueden operar. (AHRI, 2015)

Existen dos categorías principales, cada una con subcategorías. La primera categoría principal es acondicionamiento de aire, la cual puede dividirse en alta temperatura y baja temperatura. La segunda categoría principal es refrigeración, la cual puede dividirse en baja, media y alta temperatura. A continuación, se presenta un cuadro que resume las características que debe tener cada una de estas categorías. En cuanto al subenfriamiento, se observó que marcas reconocidas como Copeland o Tecumseh utilizan un valor de 8.33 grados Celsius para refrigeración de altas temperaturas y 0 grados Celsius para refrigeración de mediana temperatura. (AHRI, 2015)

Cuadro 1. Estándar AHRI 540

Table 1 (SI). Reference Rating Conditions ²					
Temperature Points	Air Conditioning and Heat Pump		Refrigeration		
	Heating	Cooling	Low ¹	Medium ¹	High
Suction Dew Point, °C	-15.0	10.0	-31.5	-6.5	7.0
Discharge Dew Point, °C	35.0	46.0	40.5	43.5	54.5
Suction Return Gas Temperature, °C or Superheat ⁴ , K	-4.0	21.0	4.5	18.5	18.5
	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0
Subcooling ³ , K	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Notes:

- 1) The manufacturer shall clearly state which superheat is published.
- 2) Refer to Figure 1 (SI) graphical representation of the Reference Rating Conditions.
- 3) Refer to Appendix C for subcooling calculation for capacity.
- 4) Refer to Appendix D for superheat correction for capacity.

(AHRI, 2015)

7. Válvula inversora de 4 vías

Figura 18. Válvula inversora de 4 vías

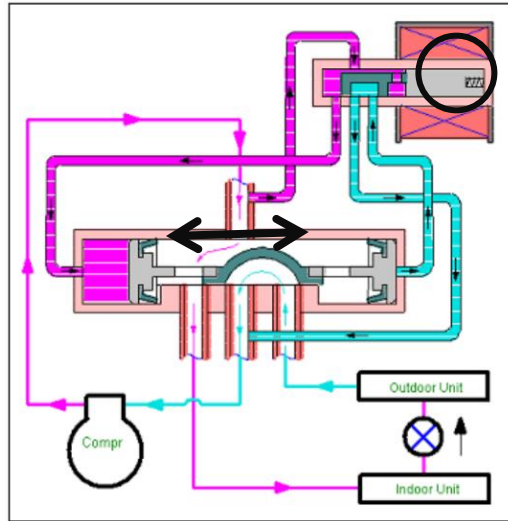


(Bachmann, 2009)

Una válvula de 4 vías tiene cuatro puertos dedicados a la conexión de tuberías. Tres de estos se encuentran de un lado y el cuarto se encuentra en lado opuesto. Usualmente los tres puertos que se encuentran adyacentes tienen un mismo diámetro y este tiende a ser mayor al diámetro del cuarto puerto. De estos tres puertos, el que se encuentra en el medio está conectado permanentemente a la línea de succión del compresor, mientras que el cuarto puerto está conectado permanentemente a la línea de descarga. Los otros dos puertos se conectan al evaporador y al condensador. (Bachmann, 2009)

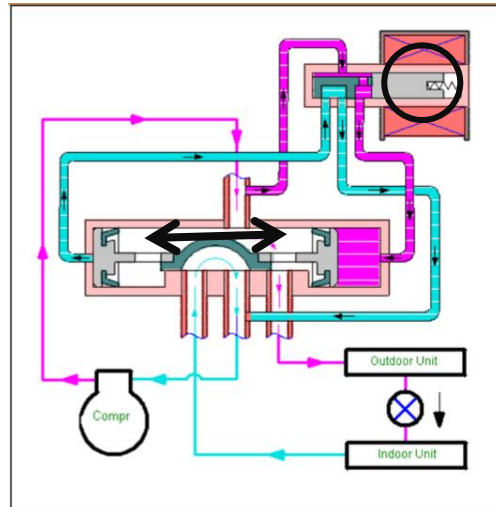
Esta válvula también tiene en su interior una válvula solenoide que cambia el flujo del refrigerante cuando esta es energizada. En las válvulas más comunes esto se logra por medio de un mecanismo deslizante, el cual conecta la línea de succión con el evaporador o el condensador. Esto puede observarse en los siguientes diagramas. (Bachmann, 2009)

Figura 19. Diagrama de funcionamiento, bobina energizada



(Bachmann, 2009)

Figura 20. Diagrama de funcionamiento, bobina no energizada



(Bachmann, 2009)

Estas válvulas son utilizadas para invertir la dirección del flujo de refrigerante en sistemas reversibles. Al hacer esto, el evaporador se convierte en el condensador y viceversa. Este procedimiento es común en centrales de aire acondicionado, donde se desea refrigerar un espacio en ciertas épocas del año y calentarlo en otras. También es utilizado como una manera eficiente de eliminar incrustaciones en el evaporador, lo cual elimina la necesidad de utilizar resistencias eléctricas. (Bachmann, 2009)

D. FLUIDOS REFRIGERANTES

1. Introducción

Un refrigerante es un fluido que posee características que propician la transmisión de calor de una manera controlada. En un sistema de refrigeración, este fluido absorbe calor a una baja presión y temperatura, y lo libera a una presión y temperatura elevada. Por esta razón, algunos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas y presiones de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor. Es deseable que un refrigerante no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea químicamente estable. También es importante que tenga alta entalpía de vaporización (lo cual minimiza el flujo másico) y que sea económico. (Cengel & Boles, 2015)

Se han usado refrigerantes en equipos diseñados especialmente para refrigeración y aire acondicionado, con el fin de regular una temperatura ideal en la que puedan encontrarse: personas, alimentos, equipos electrónicos, y otros procesos específicos. Los refrigerantes halocarbonos han dominado la industria desde 1950 debido a su alto desempeño, aun cuando pueden tener efectos ambientales negativos. Actualmente los refrigerantes son utilizados para asegurar altas eficiencias en procesos termodinámicos, adicionalmente se buscan nuevas alternativas para obtener consecuencias mínimas en el ambiente.

Actualmente los refrigerantes se encuentran en una etapa de transición debido a las preocupaciones mundiales sobre la capa de ozono. Esto ha generado un nuevo interés en antiguos refrigerantes como el CO₂, comúnmente referido como R-744, y una nueva gama de refrigerantes halocarbonos no saturados. A estos se les ha llamado HFOs o *Hydrofluoro-Olefines*. Esta introducción de nuevos refrigerantes ha creado la necesidad de establecer estándares, donde se defina claramente la pureza, composición, y características de estos como la norma AHRI 700 o la ASHRAE 34. A continuación se describen dos de los refrigerantes más comunes utilizados actualmente. (ASHRAE, 2017)

2. R134A

El R134a es un refrigerante muy común con un amplio rango de aplicaciones que incluyen refrigeración de media y alta temperatura. Se puede encontrar en procesos de refrigeración y aire acondicionado (tanto residenciales como comerciales), aire acondicionado en carros y hasta aplicaciones industriales como *chillers* centrífugos. Este fue un refrigerante creado para reemplazar al R12 y al R22, e incluso puede ser un reemplazo directo en algunos equipos antiguos si se realiza un cambio de aceite. Sin embargo, este refrigerante planea sea reemplazado en el futuro por el R1234yf. (Linde, 2020)

3. R410A

El refrigerante R410A es una mezcla del tipo HFC que también fue diseñada para reemplazar al R22. Sin embargo, una de sus principales características es que opera a presiones mucho mayores que cualquier otro tipo de refrigerante, y por ende no puede ser utilizado como un reemplazo directo en equipos antiguos que utilizaban R22. Sistemas compactos se pueden beneficiar de esta alta presión ya que utiliza componentes más pequeños, esto lo convierten en el refrigerante ideal para utilizarse en aplicaciones domésticas y de baja capacidad. Otras alternativas o reemplazos para este refrigerante pueden ser el R32, el M089, el R23, y el R508B. (Linde, 2020)

E. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR SIN CAMBIOS DE FASE

1. Introducción

Se le llama transferencia de calor a la energía transferida gracias a un diferencial de temperatura. La energía se mueve naturalmente desde una región de alta temperatura a una región de baja temperatura. Esto lo puede lograr por medio de tres formas: conducción, radiación, y convección. A continuación, se profundizará en temas de convección, gracias a su papel en el diseño de un sistema de aire acondicionado. (ASHRAE, 2017)

2. Convección natural y forzada

Los procesos que involucran convección se pueden modelar utilizando la ley de enfriamiento de Newton. La cual expresa el calor transmitido en Watts de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = hA_s(t_s - t_{inf}) \quad (5)$$

Donde:

- h es el coeficiente de convección, cuyas unidades son $\frac{W}{m^2K}$.
- A es el área superficial en metros cuadrados.
- t_s es la temperatura de la superficie y t_{inf} es la temperatura del medio que ocasiona la transferencia de calor, estas pueden estar en grados Celsius o Kelvin.

Si un flujo ocasionado por una fuente externa ayuda a la transferencia de calor, se le conoce como convección forzada. Si el flujo se ocasiona de manera natural por fuerzas boyantes debido a la diferencia de temperatura del fluido, se le conoce como convección natural o libre. Para ambos casos, existen correlaciones que describen el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor. Usualmente estas correlaciones se han obtenido de forma experimental y varían de acuerdo con el tipo de geometría o configuración. (ASHRAE, 2017)

Para el análisis de transferencia de calor usualmente se definen números adimensionales para simplificar las ecuaciones. Cuatro de ellos son el número de Nusselt (Nu), el número de Prandtl (Pr), el número de Grashof (Gr), y el número de Rayleigh (Ra). El número de Nusselt se puede definir como una razón entre la transferencia de calor por convección y por conducción. El número de Prandtl es la relación entre la viscosidad cinemática del fluido y la difusividad térmica del fluido. El número de Grashof es un parámetro que relaciona fuerzas boyantes con fuerzas viscosas. Finalmente, el número de Rayleigh se puede comprender como la multiplicación del número de Grashof y el número de Prandtl. A continuación, se encuentran ecuaciones para cada uno de estos números. (ASHRAE, 2017)

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (6)$$

Donde:

- h es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

- L_c es la longitud característica de la geometría a analizar.
- k es el coeficiente de transferencia de calor por conducción.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (7)$$

Donde:

- ν es la viscosidad cinemática del fluido.
- α es la difusividad térmica del fluido.

$$Gr = \frac{g\beta\rho^2abs(\Delta t)L_c^3}{\mu^2} \quad (8)$$

Donde:

- g es la aceleración debido a la gravedad.
- β es el coeficiente de expansión volumétrica del fluido.
- ρ es la densidad del fluido.
- Δt es el diferencial de temperatura entre la temperatura del medio y la superficie donde sucede el intercambio de calor.
- L_c es la longitud característica del fluido.
- μ es la viscosidad dinámica del fluido.

$$Ra = Gr Pr \quad (9)$$

A continuación, se presentan algunas correlaciones relevantes para el diseño de intercambiadores de calor de tubería lisa horizontal.

- Coeficiente de transferencia de calor por convección natural sobre cilindros horizontales. (ASHRAE, 2017)

$$h = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 * \frac{k}{L_c} \quad (10)$$

- Coeficiente de transferencia de calor por convección natural sobre paredes verticales. (ASHRAE, 2017)
 - Para un número de Rayleigh entre 10^{-1} y 10^9

$$h = \left\{ 0.68 + \frac{0.67 * Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \right\}^1 * \frac{k}{L_c} \quad (11)$$

- Para un número de Rayleigh entre 10^9 y 10^{12}

$$h = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 * \frac{k}{L_c} \quad (12)$$

- Las correlaciones para paredes verticales también se pueden utilizar para cilindros verticales si se cumple la siguiente condición. (ASHRAE, 2017)

$$\frac{D}{L} > \frac{35}{Gr^{1/4}} \quad (13)$$

- Coeficiente de transferencia de calor por convección natural sobre paredes horizontales. (ASHRAE, 2017)

- Si el flujo de calor es hacia arriba y el número de Rayleigh se encuentra entre 10^5 y 10^{10} .

$$h = 0.27Ra^{1/4} * \frac{k}{L_c} \quad (14)$$

- Si el flujo de calor es hacia abajo y el número de Rayleigh se encuentra entre 2.2×10^4 y 8×10^6 .

$$h = 0.54Ra^{1/4} * \frac{k}{L_c} \quad (15)$$

- Si el flujo de calor es hacia abajo y el número de Rayleigh se encuentra entre 8×10^6 y 1.5×10^9 .

$$h = 0.15Ra^{1/3} * \frac{k}{L_c} \quad (16)$$

- Coeficiente de transferencia de calor para convección forzada ocasionada por un flujo turbulento en etapa de calentamiento dentro de un ducto o tubería. Donde el subíndice D se refiere al diámetro hidráulico. (ASHRAE, 2017)

$$Nu = 0.023Re_D^{\frac{4}{5}}Pr^{0.4} \quad (17)$$

- Coeficiente de transferencia de calor para un flujo turbulento en etapa de enfriamiento (ASHRAE, 2017).

$$Nu = 0.023Re_D^{\frac{4}{5}}Pr^{0.3} \quad (18)$$

F. TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE CAMBIOS DE FASE

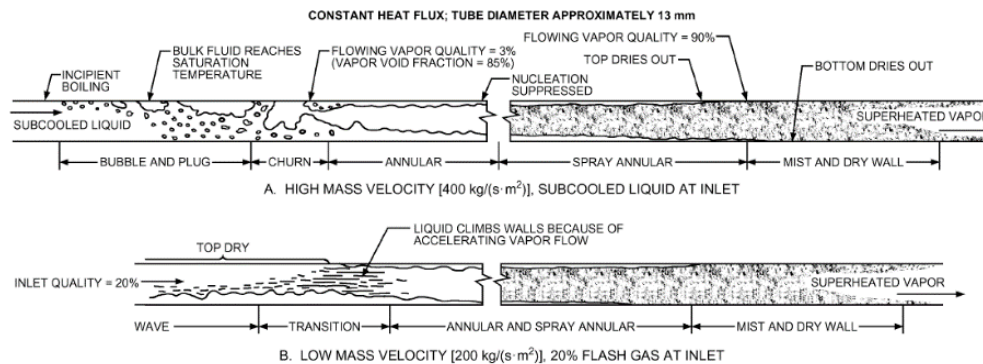
1. Introducción

Anteriormente se mencionó la teoría básica detrás de procesos de convección para transferencia de calor convencionales. Sin embargo, para el diseño de una bomba de calor y otros sistemas frigoríficos, es necesario contemplar los efectos que conlleva un cambio de fase. Esto es necesario pues en los elementos donde ocurre la transferencia de calor, el condensador y el evaporador, el refrigerante sufre un cambio de fase. La complicación de este cálculo es que el fluido no cambia de fase de manera estática, sino lo hace al atravesar una tubería a un flujo másico determinado. Por esta razón, no existe un modelo capaz de predecir con precisión la transferencia de calor en estas situaciones. Sin embargo, sí se han desarrollado correlaciones, tanto para procesos de evaporación como de condensación. (ASHRAE, 2017)

2. Convección forzada y evaporación en tuberías

Cuando una mezcla entre líquido y vapor fluye dentro de una tubería, el patrón que se desarrolla depende de la fracción de masa líquida, las propiedades del fluido en cada fase, y la tasa del flujo. En un evaporador, la fracción de masa líquida disminuye a lo largo de la longitud del circuito, resultando en cambios entre la proporción entre el líquido y vapor. Si el fluido entra como un líquido subenfriado, las primeras indicaciones de vapor son burbujas formadas adyacentes a la superficie, también conocido como evaporación nucleada. Posteriormente se pueden formar diferentes tipos de flujos, se pueden formar patrones anulares, semi anulares, o incluso un flujo con partículas de vapor de una forma pulverizada a medida que el contenido de vapor aumenta. A continuación, se muestra un diagrama de cómo evoluciona el flujo a medida que se desarrolla el cambio de fase. (ASHRAE, 2017)

Figura 21. Regímenes de flujo típicos en tuberías lisas horizontales

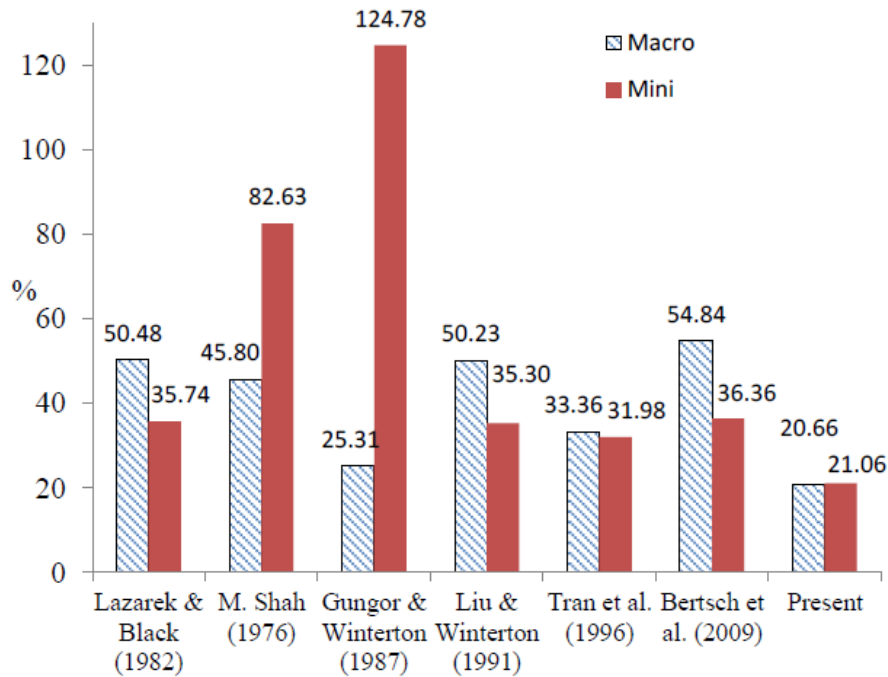


(ASHRAE, 2017)

3. Estudios de evaporación para R410A

A continuación, se presenta una comparación de diferentes correlaciones clásicas desarrolladas para refrigerantes preexistentes como el R22, y evaluar la eficacia que tienen en este refrigerante moderno. También se presenta otra correlación desarrollada en el 2014 por Chien *et al.* En este análisis se establece una separación entre micro canales (con un diámetro hidráulico menor a 3 mm) y macro canales (con un diámetro hidráulico mayor a 3mm). Como se puede observar, las correlaciones que presentan las menores variaciones para macro canales son la correlación desarrollada por Chien et al y la correlación de Gungor y Winterton. (Chien, Vu, Choi, & Oh, 2014)

Figura 22. Comparación de desviaciones medias entre lo predicho por las correlaciones y valores experimentales



(Chien, Vu, Choi, & Oh, 2014)

La correlación desarrollada por Chien et al, establece que el coeficiente total de transferencia de calor consiste principalmente en ebullición nucleada y ebullición convectiva forzada. La correlación general se define de la siguiente manera. (Chien, Vu, Choi, & Oh, 2014)

$$h_{tp} = F \cdot h_{lo} + S \cdot h_{nb} \quad (19)$$

Donde:

- h_{tp} es el coeficiente total de transferencia de calor
- $F \cdot h_{lo}$ es el término de ebullición convectiva, y específicamente F es un factor de corrección a causa del incremento de en la velocidad del flujo causadas por el incremento en la calidad del vapor.
- $S \cdot h_{nb}$ es el término de ebullición nucleada, y específicamente S es un factor de supresión a causa de la disminución en el grosor de la capa anular del flujo a medida que aumenta la calidad del vapor.

Para el término de ebullición convectiva se utilizó la correlación de Distus-Boelter, la cual se encuentra a continuación.

$$h_{lo} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D} \quad (20)$$

Como se mencionó previamente, cuando se tiene un cambio de fase, el factor de transferencia de calor es mayor debido a las mayores velocidades y menores grosores de las capas de película del líquido. Por esta razón se utiliza un factor de corrección F, el cual depende del parámetro adimensional conocido como el número de convección (Co). Número que depende de la calidad del vapor y las densidades de la fase líquida y la fase de vapor saturado del fluido. (Chien, Vu, Choi, & Oh, 2014)

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (21)$$

El coeficiente F se puede calcular utilizando la ecuación 22, la cual depende únicamente del número de convección definido en la ecuación 21.

$$F = 1.061 \exp\left(\frac{0.042}{Co}\right) \quad (22)$$

En el término de ebullición nucleada se utilizó la correlación de Cooper para predecir el coeficiente de transferencia de calor. Para simplificar la ecuación se asume que la aspereza de la superficie es de 1 micrómetro, la correlación es la siguiente:

$$h_{nb} = 55 P_R^{0.12} (-\log(P_R))^{-0.55} M^{-0.5} q_H^{0.67} \quad (23)$$

Donde:

- P_R es la presión reducida.
- M es el peso molecular.
- q_H es el flujo de calor por metro cuadrado (*heat flux*).

El factor de supresión S para el término de ebullición nucleada lo determinaron de manera experimental, y se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$S = 0.238 \frac{C_0^{0.238}}{C_f^{1.11}} \quad (24)$$

Donde:

- Co es el número de convección previamente definido.
- Cf es el número de confinamiento, el cual puede obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$C_f = \frac{1}{D} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (25)$$

La correlación de Gungor y Winterton es muy similar, la diferencia radica en los factores F y S. El factor F (también llamado E en algunas referencias) depende del número de ebullición (Bo) y del parámetro de Martinelli (X_{tt}). El número de ebullición define la tasa del flujo másico por metro cuadrado (*Mass flux*) perpendicular a la pared a causa del proceso de ebullición respecto al flujo másico por metro cuadrado total (en dirección axial). (Chien, Vu, Choi, & Oh, 2014)

$$Bo = \frac{q}{Gh_{fg}} \quad (26)$$

Donde:

- q es el calor por metro cuadrado.
- G es el flujo másico por metro cuadrado.
- h_{fg} es el calor latente de vaporización.

El parámetro de Martinelli es comúnmente utilizado para representar la fracción líquida del flujo, este se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \quad (27)$$

Donde:

- x es la calidad de vapor del fluido.
- ρ_g es la densidad del vapor y ρ_l es la densidad del líquido.
- μ_l es la viscosidad dinámica del líquido y μ_g es la viscosidad dinámica del vapor.
- El subíndice tt del parámetro es usado para indicar turbulencia tanto en el líquido como en el vapor.

El parámetro F o E (dependiendo de la referencia), se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$F = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.37\left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.86} \quad (28)$$

Mientras que el parámetro de supresión S se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 * 10^{-6} F^2 Re_{LS}^{1.17}} \quad (29)$$

Donde el parámetro F es el factor de corrección para el término de ebullición convectiva (ecuación 28), y Re_{LS} es el número de Reynolds para la porción líquida del flujo, el cual se puede calcular de la siguiente manera:

$$Re_{LS} = GD(1-x)/\mu_l \quad (30)$$

Donde:

- G es el flujo másico sobre área.
- D es el diámetro hidráulico de la tubería.
- x es la calidad del vapor, y μ_l es la viscosidad dinámica del líquido.

4. Estudios de evaporación para R134A

La correlación de Gungor y Winterton previamente mencionada también puede ser utilizada para calcular el coeficiente de transferencia de calor. Sin embargo, un estudio numérico de bombas de calor con R134a publicado en el año 2017 exhibe nuevas correlaciones, que presentan una desviación final en el COP del sistema de 1.73%. Esta correlación se obtuvo de manera experimental, y comparte muchas características con las correlaciones antes mencionadas. Al igual que estas, establece que el coeficiente total de transferencia de calor consiste principalmente en ebullición nucleada y ebullición convectiva forzada. (Róbert, Garbai, & Fürstner, 2017)

$$h_{tp} = 12.6 \frac{Co^{4.1}}{X_{tt}^{4.8}} h_{lo} + 0.43(1-x)h_{nb} \quad (31)$$

Donde:

- Co es el número de convección.
- Xtt es el parámetro de Martinelli.
- h_{lo} es el término de ebullición convectiva.
- x es la calidad del vapor.
- h_{nb} es el término de ebullición nucleada.

5. Convección forzada y condensación en tuberías

En el año 1979 Shah presentó una correlación que mostraba concordancia con la condensación de agua, refrigerantes, y compuestos orgánicos en una amplia gama de condiciones. Sin embargo, en el año 1981 el mismo Shah publicó que su correlación se limitaba a flujos bajos. Desde esa fecha numerosos estudios se han realizado, comparando su correlación con nueva información y, con pocas excepciones, se han obtenido resultados positivos. Sin embargo, en el año 2009 Mohammed Shah presentó una nueva revisión donde se enfocó en: verificar y modificar los límites de su aplicación, desarrollar modificaciones para poderse aplicar en nuevos regímenes de flujo, verificar la validez de la correlación con nuevos refrigerantes, realizar pruebas a menores y a mayores presiones, y realizar las modificaciones pertinentes. (Shah, 2009)

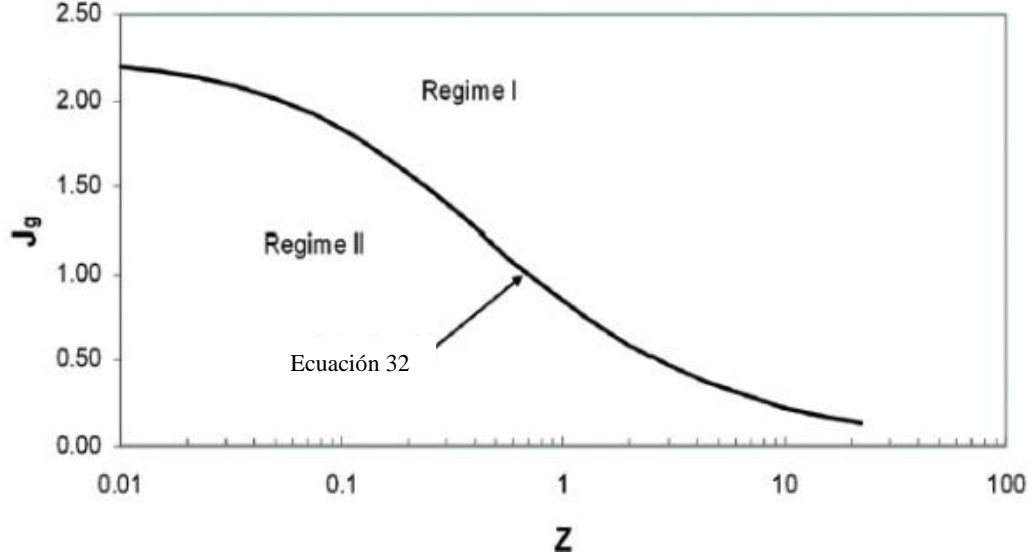
Para tuberías horizontales, encontró que existen 2 regímenes que describen el comportamiento del fluido durante el cambio de fase. La frontera que los divide es un parámetro adimensional conocido como la velocidad del vapor (J_g). El régimen I ocurre cuando:

$$J_g \geq 0.98(Z + 0.263)^{-0.62} \quad (32)$$

Donde Z es el parámetro de correlación de Shah, el cual depende de la calidad del fluido y el Número de Prandtl. Este es calculado mediante a la siguiente ecuación:

$$Z = \left(\frac{1}{x-1} \right)^{0.8} p_r^{0.4} \quad (33)$$

Figura 23. Regímenes de transferencia de calor para condensación, de acuerdo con la correlación de Shah 2009



(Shah, 2009)

La correlación utiliza las siguientes dos ecuaciones principales de transferencia de calor.

$$h_I = h_{LT} \left(\frac{\mu_l}{14\mu_g} \right)^{0.0058+0.557p_r} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{p_r^{0.38}} \right] \quad (34)$$

Donde:

- h_{LT} es el coeficiente de transferencia de calor asumiendo que todo el flujo era líquido.
- p_r es la presión reducida.
- μ_l es la viscosidad dinámica del líquido y μ_g es la viscosidad dinámica del vapor.

$$h_{NU} = 1.32 Re_{LS}^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gk_l^3}{\mu_l^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (35)$$

Donde:

- Re_{LS} es el número de Reynolds asumiendo que la fase líquida fluye sola (24).
- g es la aceleración ocasionada por la gravedad.
- k_l es el coeficiente de conductividad de la sustancia en estado líquido.

Estas dos ecuaciones se utilizan de la siguiente manera:

- En el régimen I

$$h_{TP} = h_I \quad (36)$$

- En el régimen II

$$h_{TP} = h_I + h_{Nu} \quad (37)$$

A continuación, se presenta un cuadro que resume las desviaciones de esta correlación respecto a valores experimentales. La primera fila es de utilidad para el trabajo, pues es la que presenta los resultados de tubos horizontales. (Shah, 2009)

Cuadro 2. Resumen de los resultados de la correlación de Shah para diferentes orientaciones de tuberías

Tube Orientation		Heat Transfer Regime					
		I		II		III	
		N	Deviation Percent	N	Deviation Percent	N	Deviation Percent
Horizontal	Mean	726	13.5	205	17.0	N/A	N/A
	Average		-0.4		-9.7		
Vertical	Mean	169	15.0	33	21.8	41	15.8
	Average		4.0		9.1		-4.5
Inclined	Mean	10	17.4	5	8.7	0	
	Average		-17.4		8.7		

(Shah, 2009)

También se presenta otro cuadro que establece los rangos de operación de la correlación.

Cuadro 3. Rango de parámetros que muestran resultados positivos con la correlación de Shah.

Parameter	Range
Fluids	Water, R-11, R-12, R-22, R-32, R-113, R-123, R-125, R-134a, R-142b, R-404A, R-410A, R-502, R-507, isobutane, propylene, propane, benzene, ethanol, methanol, toluene, and dowtherm 209
Tube diameter, mm	2 to 49
Tube orientations	Horizontal, vertical downwards, 15° downward
Reduced pressure	0.0008 to 0.905
G , kg/m ² -s	4 to 820
Pr_f	1 to 18
Re_{LT}	68 to 84827
Re_{GT}	9534 to 523317
x	0.01 to 0.99
Z	0.005 to 20
J_g	0.06 to 20

(Shah, 2009)

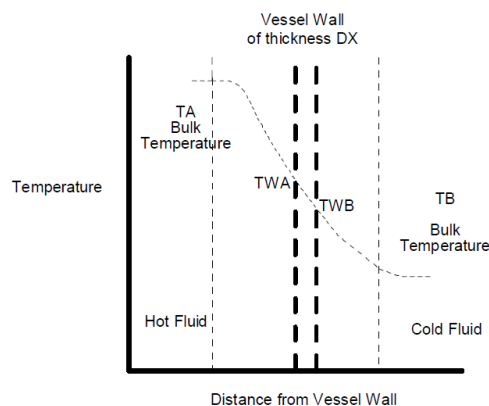
G. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN CONTENEDORES ENCHAQUETADOS

Para poder analizar la transferencia de calor en el fermentador, es necesario determinar el coeficiente global de transferencia de calor en contenedores enchaquetados. Estos contenedores están formados por dos cilindros concéntricos. El cilindro interior contiene un volumen constante de una sustancia a la cual se le desea suministrar o extraer calor a una tasa determinada. En el espacio anular fluye una sustancia que suministra o extrae el calor deseado. Para estos contenedores, el coeficiente global de transferencia de calor puede determinarse por medio de un balance de energía y correlaciones empíricas, en donde se asume una dirección radial para la transferencia de calor. (Pietranski, 2012)

En el espacio anular puede fluir vapor o líquido a diferentes temperaturas, dependiendo si se desea extraer o suministrar calor al contenedor. Esto genera un proceso de convección forzada del lado de la chaqueta, en donde se pueden utilizar las correlaciones antes mencionadas de acuerdo con la situación. Si fluye líquido subenfriado o vapor sobrecalentado, se pueden utilizar las correlaciones para un flujo sin cambio de fase (ecuaciones 17 y 18). Si se tiene un cambio de fase, se deben usar las correlaciones para un proceso de evaporación o condensación.

Para poder determinar el coeficiente de transferencia de calor en el interior del contenedor, se debe utilizar una correlación para líquidos agitados. Esta correlación depende del número de Reynolds para este tipo de fluidos, el número de Prandtl, y constantes recomendadas que dependen de la geometría del agitador. Adicionalmente, se debe identificar un factor de corrección que surge gracias a las diferentes temperaturas y sus viscosidades. (Pietranski, 2012)

Figura 24. Perfil de temperaturas en un contenedor enchaquetado



(Pietranski, 2012)

En la Figura 24 se puede observar el perfil de temperaturas en un contenedor enchaquetado. En esta imagen se pueden identificar 4 diferentes temperaturas:

- TA: temperatura promedio que puede caracterizar el fluido caliente
- TWA: temperatura superficial de la pared divisora donde se encuentra el fluido caliente
- TB: temperatura promedio que puede caracterizar el fluido frío
- TWB: temperatura superficial de la pared divisora donde se encuentra el fluido frío

Usualmente, la temperatura del fluido en el espacio concéntrico es muy similar a la temperatura superficial de la pared divisora debido al poco grosor del espacio anular. Por esta razón, es práctica común igualarlas. Pero este no es el caso para el fluido dentro del contenedor. (Pietranski, 2012)

Número de Reynolds para Fluidos Agitados. (Pietranski, 2012)

$$Re_{Ag} = L_{Ag} N \frac{\rho_B}{\mu_\beta} \quad (38)$$

Donde:

- L_{Ag} es el diámetro del agitador
- N son las revoluciones por segundo del agitador
- ρ_B es la densidad del fluido a su temperatura promedio
- μ_β es la viscosidad del fluido a su temperatura promedio

Coefficiente de transferencia de calor (Pietranski, 2012)

$$h_B = A2 * Re_{Ag}^{\frac{2}{3}} * p_r^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_B}{\mu_{WB}}\right)^M * \left(\frac{k_B}{D_v}\right) \quad (39)$$

Donde:

- $A2$ y M son constantes recomendadas que dependen de la geometría del agitador.
- Re_{Ag} es el número de Reynolds para líquidos agitados.
- Pr es número de Prandtl a la temperatura promedio del fluido.
- μ_β es la viscosidad del fluido a su temperatura promedio.
- μ_{WB} es la viscosidad del fluido a la temperatura superficial de la pared divisora.
- k_B es el coeficiente de conductividad del fluido.
- D_v es el diámetro del contenedor.

Cuadro 4. Constantes $A2$ y M recomendadas de acuerdo con la geometría del agitador

AGITATOR BLADE TYPE	A2	M	RANGE OF REYNOLD'S NUMBER
3-Blade marine Propeller	0.54	0.14	2,000 (one data point)
Paddle	0.36	0.21	300-300,000
Disk, Flat-Blade Turbine	0.54	0.14	40-300,000
Pitched-blade turbine	0.53	0.24	80-200
Anchor	0.36	0.18	300-40,000
			See Reference 6 for equipment description of each agitator blade type; pp. 19-4, 19-5.

(Pietranski, 2012)

V. METODOLOGÍA

A. DEFINIR REQUISITOS DE DISEÑO

Primero se definieron los requisitos que debe alcanzar el sistema para poder orientar el proceso de diseño. Para esto se estableció el usuario, para qué se utilizará, en qué lugar lo utilizará, y bajo qué circunstancias. Para este caso específico, se diseñó una bomba de calor capaz de regular la temperatura de un fermentador de 20L. Este será utilizado por estudiantes y profesores con acceso al laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala. Este diseño debe poder ser construido en su mayoría, o en su totalidad, con componentes disponibles en Guatemala. A continuación, se presenta una Cuadro que establece los requisitos que debe cumplir el sistema.

Cuadro 5. Requisitos del sistema

Código	Variable	Requerimiento	Comentario
R-U	Usuario	Estudiantes y profesores con acceso al laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad del Valle	Definido en conjunto con el encargado del laboratorio de Operaciones Unitarias de la UVG.
R-t1	Tiempo de uso	El sistema deberá ser capaz de funcionar de manera continua a capacidad máxima por un periodo de 2 horas.	Considerando que opera de manera continua durante dos periodos de clase de la UVG, añadiendo el tiempo de precalentamiento de 15 minutos y una holgura de 5 minutos. No obstante, es una medida conservadora pues se espera que el mayor tiempo en el que opere a capacidad máxima de manera continua sea durante el arranque, aun cuando el proceso de fermentación dure un tiempo más prolongado.
R-t2	Tiempo para llegar a la temperatura objetivo	Tiempo en que la cerveza debe alcanzar la temperatura ideal de fermentación. Este deberá ser igual o menor a 15 minutos.	Parámetro de diseño considerando una rampa de 0.6 C/min, tomando como base la rampa de temperatura obtenida por Luis Alfonso Martínez Solís en su fabricación de un prototipo de bajo costo de un sistema de refrigeración por compresión de vapor (Martínez Solís, 2017)

(Cuadro propio, 2020)

Continuación de Cuadro 5. Requisitos del sistema

Código	Variable	Requerimiento	Comentario
R-VF	Voltaje y frecuencia	Los componentes eléctricos deben funcionar a 60hz con uno de los siguientes voltajes: <ul style="list-style-type: none"> • 208/230 monofásico • 110 monofásico 	Frecuencia y voltajes disponibles en el lugar donde se instalará.
R-T1	Temperatura objetivo	Se debe contemplar el efecto que tiene utilizar diferentes temperaturas de fermentación. Las temperaturas máximas y mínimas a las que podrá operar son 85 y 55 grados Fahrenheit.	Intervalo de temperatura que permite fermentar cervezas tipo ale y lager. (Lug Wrench Brewing Company, 2010)
R-T2	Temperatura ambiental	La temperatura ambiental que se utilizará para dimensionar el sistema será de 21 grados Celsius.	Temperatura ambiente promedio de la ciudad de Guatemala (ASHRAE, 2017)
R-T3	Temperatura inicial de la cerveza	Se asumirá que la cerveza iniciará en equilibrio térmico con el ambiente (a temperatura ambiental)	Consideraciones de diseño.
R-T4	Salto térmico en los intercambiadores de calor	Se debe tener un salto térmico igual o mayor a 10 grados Celsius en los intercambiadores de calor para asegurar la transferencia de calor.	(Cengel & Boles, 2015)
R-F1	Fluido termodinámico presente en la bomba de calor	Este debe ser cualquiera de los siguientes refrigerantes: <ul style="list-style-type: none"> • R410a • R134a 	Fluidos comunes en el mercado guatemalteco que poseen estudios de transferencia de calor.
R-F2	Fluido termodinámico en sistemas de bombeo	Este debe ser cualquiera de los siguientes refrigerantes: <ul style="list-style-type: none"> • Agua • Agua-Glicol 20% 	Considerado principalmente por su bajo costo y capacidad calorífica.
R-C1	Volumen de cerveza	Este será de 20L	Capacidad del fermentador
R-E1	Estándar de refrigeración	El ciclo debe operar bajo el estándar AHRI 540	Estándares utilizados por productores americanos disponibles en el mercado guatemalteco.
R-E2	Estándar para dimensiones de tubería de cobre	ASTM B-88	Estándar utilizado para tuberías de cobre sin costura para usos generales de plomería y sistemas frigoríficos. (ASHRAE, 2017)
R-E3	Estándar para dimensiones de tubería de PVC	ASTM D-1785 Cédula 40	Especificación estándar para tubería de PVC. (ASHRAE, 2017)
R-M	Material de los intercambiadores de calor	Si es una superficie que propicie el intercambio de calor, esta será de cobre.	Material conductor y dúctil que con un alto coeficiente de transferencia de calor

(Cuadro propio, 2020)

B. FUNCIONAMIENTO GENERAL DEL SISTEMA

1. Introducción

Este sistema debe extraer o suministrar una tasa de calor definida para regular la temperatura de un fermentador de 20L. Para esto se planea implementar un sistema similar al de un aire acondicionado, el cual se basa en un ciclo de refrigeración por compresión, y tiene la capacidad de alterar la dirección del flujo de refrigerante para poder extraer o suministrar calor. En esencia, un ciclo de refrigeración incluye un compresor, un evaporador, un condensador, y dispositivo de expansión. Para poder invertir la dirección del refrigerante comúnmente se emplea una válvula de 4 vías.

Adicionalmente, se requiere un ciclo cerrado que circule un segundo fluido que funcione como un intermediario entre el fermentador y un intercambiador de la bomba de calor. Afortunadamente, el fermentador es un reactor enchaquetado, el cual permite circular un fluido por la chaqueta para propiciar la transferencia de calor. Esto podría ser omitido si se optara por utilizar el aire circundante como medio para propiciar la transferencia de calor entre la bomba de calor y el fermentador. Este es el caso para los refrigeradores caseros y sistemas de aire acondicionado. Pero esto requeriría implementar un contenedor similar al de un refrigerador para asegurar que la transferencia de calor sea exclusivamente entre el fermentador y el intercambiador de calor.

También se planea incorporar la energía proveniente de condensados de vapor de agua, generados por algún equipo del laboratorio de Operaciones Unitarias de La Universidad del Valle de Guatemala. Para esto se agregaron dos contenedores que contengan un fluido, ya sea agua o una mezcla de agua glicol. El funcionamiento y ubicación de estos se explicará a detalle más adelante.

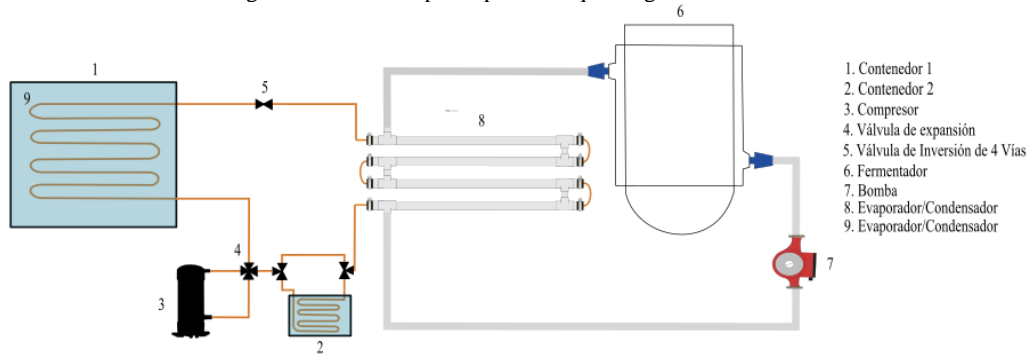
Previamente se mencionó que el sistema puede tener la capacidad de enfriar o calentar el fermentador si se le extrae o suministra energía. Se realizaron cálculos y consideraciones de acuerdo con cada escenario, y para poder distinguirlos se les identificó de la siguiente manera:

- Escenario 1: Calentar el fermentador
- Escenario 2: Enfriar el fermentador

2. Esquema y descripción general del diseño.

Previamente se mencionaron los componentes principales del sistema, entre los cuales resaltan las partes esenciales de una bomba de calor. Sin embargo, para extraer o añadir una tasa de calor necesaria para mantener el fermentador a una temperatura deseada se necesitan dispositivos adicionales. A continuación, se presenta un diagrama en donde se pueden observar el sistema propuesto. Esencialmente se propone establecer un ciclo cerrado donde un fluido termodinámico, agua o una mezcla agua-glicol, sea movilizadado mediante una bomba para propiciar la transferencia de calor entre el fermentador y la bomba de calor.

Figura 25. Primera opción para el esquema general del diseño.



(Figura propia, 2020)

En este diseño se tiene una bomba de calor, en donde circula un refrigerante (ya sea R134a o R410a). Este es movilizado mediante un compresor (numeral 3 de la Figura 25), el cual opera bajo un el estándar AHRI 540. El sentido del flujo del refrigerante es controlado mediante una válvula inversora de 4 vías (numeral 4 de la Figura 25). Si el refrigerante es dirigido hacia el intercambiador de calor ubicado en el contenedor 1, que en este caso recibe el nombre de condensador, se rechazará calor hacia el fluido presente en este contenedor. Luego el refrigerante pasará por la válvula de expansión (numeral 5 de la Figura 25), en donde se reducirá la presión del refrigerante para obtener la presión de evaporación. El refrigerante luego será movilizado hacia el intercambiador de calor de tubos concéntricos (numeral 8 de la Figura 25), que en este caso recibe el nombre de evaporador, en donde extraerá calor del fermentador de manera indirecta a través de un ciclo cerrado que moviliza un fluido adicional, agua o una mezcla agua-glicol. Luego este fluido pasa por otro intercambiador de calor ubicado en el contenedor 2 para poder obtener la temperatura ideal de succión del compresor.

Si la válvula inversora de 4 vías dirige el refrigerante en el sentido opuesto, este omitirá el contenedor 2 y será dirigido directamente al intercambiador de calor de tubos concéntricos. En este intercambiador de calor se le suministrará calor al fermentador de manera indirecta a través de un ciclo cerrado que moviliza un fluido adicional, agua o una mezcla agua-glicol, en este caso dicho intercambiador de calor tomará el nombre de condensador. Luego, este refrigerante se dirigirá hacia la válvula de expansión para obtener la presión de evaporación y posteriormente hacia el intercambiador de calor ubicado en el interior del contenedor 1. En este intercambiador de calor se extraerá energía del contenedor 1, por lo que recibirá el nombre de evaporador en este escenario. Finalmente, el refrigerante será succionado por el compresor para iniciar el ciclo nuevamente.

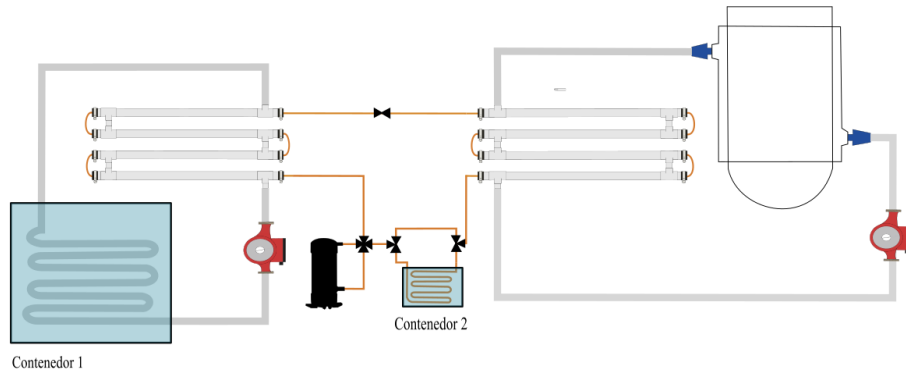
Para poder integrar los condensados de vapor de agua dentro del sistema se añadieron dos contenedores, estos están identificados en la Figura 25 como contenedor 1 y contenedor 2. Estos podrían tener agua o una mezcla agua-glicol, dependiendo de la temperatura a la que esté el intercambiador de calor. El contenedor 1 será utilizado como fuente de energía en el escenario 1 (calentamiento), esto significa que recibirá un flujo másico de condensados. En el escenario 2 (enfriamiento) este contenedor no recibirá el flujo másico de condensados pues será utilizado como un depósito hacia donde se desechará calor.

Este contenedor no sería necesario si el caudal de los condensados tuviese una magnitud suficiente para poder implementar un sistema de bombeo que interactúe de manera directa con la bomba de calor, o incluso con el fermentador en sí. Sin embargo, estos caudales tienden a ser bajos, por lo que se planea utilizar este contenedor y usarlo similar a una batería. Para esto se desea precalentar el fluido del contenedor un tiempo suficiente para obtener un diferencial de temperatura de 5 a 7 grados superior a la temperatura ambiente, con el propósito de obtener un mayor

rendimiento en la bomba de calor cuando esta esté en operación. Sin embargo, el tamaño de este contenedor debe ser suficiente para asegurar que su temperatura no disminuya hasta llegar a temperatura ambiente, o peor aún, disminuya por debajo de la temperatura ambiente cuando se opere la bomba de calor durante un tiempo específico.

No obstante, es importante recalcar que los condensados serán de utilidad en este contenedor únicamente en el escenario 1, pues calentar este contenedor en el escenario 2 reduciría el rendimiento en lugar de mejorarlo. Sin embargo, en el escenario 2 los condensados serán utilizados en el contenedor 2 para poder recalentar el refrigerante a la temperatura de succión del compresor. En este escenario, el evaporador tendrá dos partes. La primera parte será la que extrae el calor del fermentador y la segunda parte será la que recaliente el refrigerante para que pueda ser succionado por el compresor. Esto es necesario pues la temperatura de succión para sistemas de refrigeración de mediana temperatura es de 18 grados, mientras que la temperatura objetivo en este escenario es de aproximadamente 13 grados.

Figura 26. Segunda opción para el esquema general del diseño.



(Figura propia, 2020)

Para efectuar la transferencia de calor entre el contenedor 1 y la bomba de calor se tienen dos posibles soluciones. La primera propone implementar una forma directa, donde un intercambiador de calor de la propia bomba de calor se ubique dentro del contenedor 1, esta puede ser visualizada en la Figura 25. La segunda solución propone un ciclo cerrado que movilice un fluido termodinámico (agua o una mezcla de agua-glicol), que funcione como un intermediario entre la bomba de calor y el contenedor, esta puede ser visualizada en la Figura 26. Cada uno tiene sus ventajas y desventajas, sin embargo, la ventaja principal de la primera opción es su simplicidad, lo cual elimina un sistema de bombeo y las pérdidas que significaría tener un intermediario.

En el sistema completo se tienen 6 fluidos principales: el fluido termodinámico presente en la bomba de calor, el fluido termodinámico presente en el sistema de bombeo intermediario entre el fermentador y la bomba de calor, el fluido presente en el contenedor 1, el fluido presente en el contenedor 2, los condensados de vapor de agua, y la cerveza en sí. Para distinguirlos se les pudo identificar con el nombre del fluido. Sin embargo, se planeó variar tanto el fluido termodinámico presente en la bomba de calor como el fluido presente en el sistema de bombeo, con el fin de observar las principales consecuencias sobre el diseño. Por esta razón se decidió crear un código que los identifique de acuerdo con su función y ubicación dentro del sistema en lugar de la sustancia utilizada. Adicionalmente, existe un séptimo fluido si se considerara un ciclo cerrado intermediario entre el contenedor y la bomba de calor.

- Fluido presente en la bomba de calor: F-B (Fluido-Bomba)

- Fluido presente en el sistema de bombeo entre el fermentador y la bomba de calor: F-F-B (Fluido-Fermentador-Bomba)
- Fluido presente en el contenedor 1: F-C (Fluido-Contenedor)
- Fluido presente en el contenedor 2: F-R (Fluido-Recalentamiento)
- Condensados de vapor de Agua: Condensados
- Cerveza: F-OBJ (Fluido-Objetivo)
- Fluido presente en el sistema de bombeo entre el contenedor y la bomba de calor: F-C-B (Fluido-Contenedor-Bomba)

C. PRIMERA ITERACIÓN DE LOS CÁLCULOS

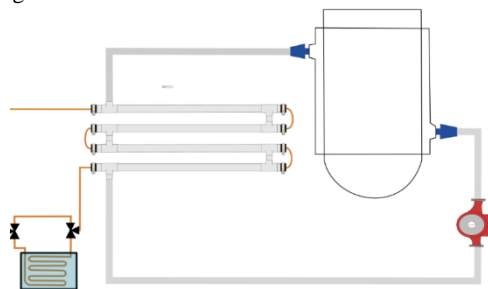
1. Introducción a los cálculos termodinámicos

A continuación, se presentarán los cálculos termodinámicos realizados para analizar los diferentes subsistemas y obtener las características necesarias para dimensionar los componentes principales. En esta primera iteración se realizaron ciertos supuestos para poder obtener dimensiones preliminares. Posteriormente se explican las modificaciones que se le realizaron a esta primera iteración para obtener los componentes y dimensiones finales.

Para identificar de una mejor manera las variables en los análisis termodinámicos se realizaron diferentes divisiones y subdivisiones. Para los cálculos termodinámicos cada variable tiene como subíndice: la sustancia-la subdivisión a la cual pertenece-una posición (si aplica). Todos los cálculos fueron realizados en Excel utilizando la envoltura de *Coolprop* para obtener las características de los fluidos.

2. Primera división: Control (C)

Figura 27. División del sistema definida como Control.



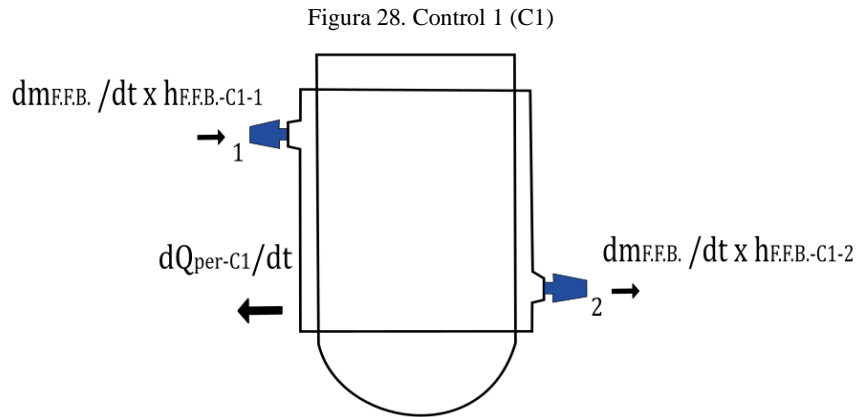
(Figura propia, 2020)

Se le identificó como control a la porción del sistema que incluye:

- El fermentador
- El sistema de bombeo
- El condensador o evaporador de la bomba de calor (dependiendo si se desea calentar o enfriar el fermentador)
- El intercambiador de calor adicional utilizado para recalentar el refrigerante (escenario 2, enfriamiento)

No obstante, este sistema no contempló cómo obtener los diferentes puntos del ciclo de refrigeración relacionados con estos componentes. Para esto se realizó una división específica denominada ciclo de compresión (C.C.). Esta división tiene tres subdivisiones denominadas Control 1, Control 2, y Control 3.

a. Análisis termodinámico en Control 1 (C1)



(Figura propia, 2020)

Para iniciar el análisis se estableció cuánto debe ser el cambio en la temperatura de la cerveza y en cuánto tiempo se debe llegar a esta temperatura, esto se determinó con la ayuda de los requisitos R-t2 y R-T1. Esto, acompañado de la masa y calor específico de la cerveza, proporcionó la tasa de calor que debe proporcionar o extraer la bomba de calor si la transferencia de calor fuese uniforme y no existieran pérdidas dentro del sistema. Posteriormente se estableció la temperatura a la que entra y sale el F-F-B (este puede ser agua o una mezcla agua-glicol al 20%), estos datos fueron necesarios para determinar su flujo másico. Para permitir un proceso iterativo, todos estos parámetros fueron definidos como variables.

En un caso ideal, el F-F-B ingresa a la temperatura de condensación o evaporación (dependiendo si se desea calentar o enfriar el fermentador) del F-B, y alcanza equilibrio térmico con el fermentador a la salida. Sin embargo, de acuerdo con el requisito R-T4, la temperatura de entrada del F-F-B debe tener una diferencia mínima de 10 grados Celsius respecto a la temperatura objetivo de la cerveza. Si esto no se respeta podrían suceder lo siguiente:

Escenario 1. (Calentamiento)

- La temperatura de entrada del F-F-B es mayor a la temperatura inicial del F-OBJ, pero menor a su temperatura objetivo. Esto ocasionaría un intercambio de calor inicial pero no se podrá alcanzar la temperatura objetivo.
- La temperatura de entrada del F-F-B es mayor a la temperatura inicial del F-OBJ y mayor pero cercana a su temperatura objetivo. Aunque definitivamente una mejora sobre lo mencionado anteriormente, puede que obtener una temperatura objetivo en el F-OBJ tome un tiempo mayor al esperado.
- La temperatura de entrada del F-F-B es menor a la temperatura inicial del F-OBJ y por consiguiente menor a su temperatura objetivo. Se le extraerá calor en lugar de suministrarle (sucederá lo que se desea en el escenario 2, enfriamiento).

Escenario 2. (Enfriamiento)

- La temperatura de entrada del F-F-B es menor a la temperatura inicial del F-OBJ, pero mayor a su temperatura objetivo. Esto ocasionaría un intercambio de calor inicial pero no se podrá alcanzar la temperatura objetivo.
- La temperatura de entrada del F-F-B es menor a la temperatura inicial del F-OBJ y menor pero cercana a su temperatura objetivo. Aunque definitivamente una mejora sobre lo mencionado anteriormente, puede que obtener una temperatura objetivo en el F-OBJ tome un tiempo mayor al esperado.
- La temperatura de entrada del F-F-B es mayor a la temperatura inicial del F-OBJ y por consiguiente mayor a su temperatura objetivo. Se le suministrará calor en lugar de extraérselo (sucederá lo que se desea en el escenario 1, calentamiento).

Como se explicó anteriormente, la temperatura a la que entra el F-F-B a la chaqueta del fermentador es un criterio de diseño. Sin embargo, la temperatura a la que sale este fluido de la chaqueta no lo es y debe ser calculada. Esto se debe a que el fermentador ya tiene dimensiones definidas. Esto quiere decir que no es posible dimensionar un fermentador para obtener un diferencial de temperatura deseado, sino encontrar la temperatura final a partir de las condiciones de operación y geometría del fermentador. Para poder calcularla se debe determinar un coeficiente global de transferencia de calor entre el F-F-B y el F-OBJ. Sin embargo, para poder hacerlo es necesario conocer la velocidad del fluido dentro de la chaqueta. Esta es un parámetro que depende de la geometría de la chaqueta, pero también del flujo másico del F-F-B, cuyo valor que se desea encontrar en esta primera iteración. Esto demanda un análisis iterativo. Para la primera iteración se asumió que saldrá a la temperatura objetivo del F-OBJ. Finalmente se estableció una variable que representa las pérdidas de calor hacia el ambiente dentro de C1, estas se consideraron como cero en la primera iteración.

Balance de masa

En este análisis están presentes dos fluidos, el F-F-B y el F-OBJ, sin embargo, únicamente el F-F-B es utilizado como un medio para ingresar y extraer energía del sistema. Esto se debe a que el F-OBJ está contenido dentro del fermentador. Adicionalmente, no existen pérdidas en el F-F-B dentro de la chaqueta, por ende, este es el mismo a la entrada y a la salida.

$$\dot{m}_{F.F.B.-C1-1} = \dot{m}_{F.F.B.-C1-2} = \dot{m}_{F.F.B.} \quad (40)$$

Balance de energía

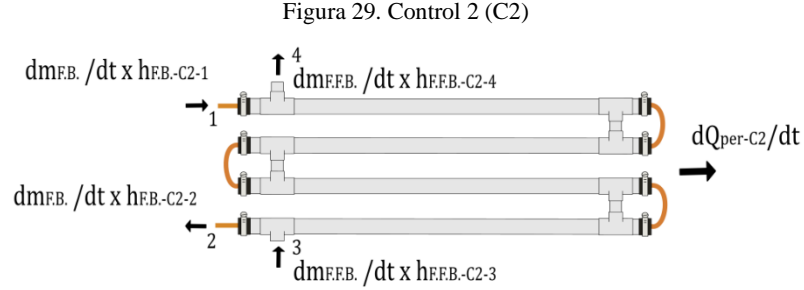
$$\Delta \dot{E} = \dot{E}_{IN} - \dot{E}_{OUT}$$

$$\frac{\Delta U_{F-OBJ}}{\Delta t} = \dot{m}_{F.F.B.} * \Delta h_{F.F.B.-C1} - \dot{Q}_{per-C1}$$

$$\dot{m}_{F.F.B.} = \frac{\Delta U_{F.OBJ} / \Delta t + \dot{Q}_{per-C1}}{\Delta h_{F.F.B.-C1}}$$

$$\dot{m}_{F.F.B.-C1} = \frac{C_{P.F.OBJ.} * m_{F.OBJ.} * \Delta T_{F.OBJ.} / \Delta t + \dot{Q}_{per-C1}}{C_{P.F.F.B.} * \Delta T_{F.F.B.-C1}} \quad (41)$$

b. Análisis termodinámico en Control 2 (C2)



(Figura propia, 2020)

En esta subdivisión se analizó el intercambio de calor entre F-B (R410a o R134a) y el F-F-B (Agua o mezcla agua-glicol al 20%). El caudal del segundo ya fue determinado en la ecuación 41, ubicada en el análisis termodinámico de C1, por esta razón, el objetivo del análisis de C2 fue determinar el flujo másico de F-B. Para esto se necesitaron las temperaturas de entrada y salida (o entalpías de entrada y de salida) de ambos flujos y las pérdidas de calor. Cada uno de estos parámetros se definió como una variable para poder interactuar con ellos de una forma iterativa.

Las entalpías de entrada y de salida del F-B están estrictamente ligadas con estándar AHRI 540 seleccionado. En el caso del F-F-B, si no existieran pérdidas térmicas, la diferencia de entalpías sería igual en magnitud, pero con signo opuesto a la usada en el análisis de C1. Esto significa que el F-F-B entra al fermentador a temperatura que salió del intercambiador de calor, y entra al intercambiador de calor a la temperatura a la que salió del fermentador. Esto será afectado principalmente por la distancia entre el fermentador y el intercambiador de calor y la bomba utilizada.

Balance de masa

El flujo másico del F-F-B utilizado en esta subdivisión C2 es el mismo al calculado en la ecuación 41.

$$\dot{m}_{F.F.B.-C2} = \dot{m}_{F.F.B.-C1} = \dot{m}_{F-F-B} \quad (42)$$

No existen pérdidas en el F-B dentro del intercambiador de calor, por ende, este es el mismo a la entrada y a la salida.

$$\dot{m}_{F.B.-C2-3} = \dot{m}_{F.B.-C2-4} = \dot{m}_{F.B.} \quad (43)$$

Balance de energía

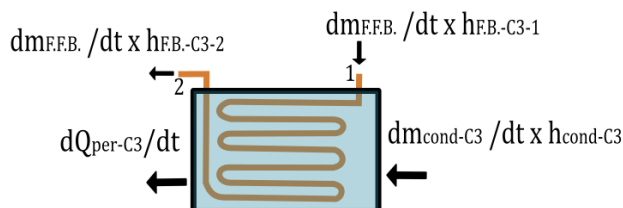
Para este caso se le analizó como un sistema en estado estacionario.

$$\dot{m}_{F.F.B.} * \Delta h_{F.F.B.-C2} + \dot{m}_{F.B.} * \Delta h_{F.B.-C2} = \dot{Q}_{per-C2}$$

$$\dot{m}_{F.B.} = \frac{\dot{Q}_{per-C2} - \dot{m}_{F.F.B.} * \Delta h_{F.F.B.-C2}}{\Delta h_{F.B.-C2}} \quad (44)$$

c. Análisis termodinámico en Control 3 (C3)

Figura 30. Control 3 (C3)



(Figura propia, 2020)

En esta subdivisión se analizó el intercambiador de calor adicional que debe ser utilizado en el escenario 2 (enfriamiento), para poder recalentar el F-F-B a la temperatura de succión del compresor. Este intercambiador de calor es necesario pues el estándar AHRI 540 establece una temperatura de succión de 18 grados Celsius, lo cual es mayor a la temperatura objetivo de 12.777 grados Celsius. De acuerdo con la segunda ley de la termodinámica es imposible extraer calor hacia una temperatura mayor, y por esta razón no se podría alcanzar la temperatura objetivo y la temperatura de succión de manera simultánea. Para solucionar esto se agregó un intercambiador de calor adicional que esté a una temperatura mayor a los 18 grados. Este intercambiador de calor pudo estar expuesto al aire circundante y a temperatura ambiente, sin embargo, se decidió utilizar los condensados debido a que no se aprovechan en este escenario como fuente de energía en el contenedor 1. Esto aumenta el diferencial de temperatura entre la superficie donde sucede el intercambio de calor y el ambiente, lo cual reduce la longitud del intercambiador de calor.

El objetivo de este análisis fue dimensionar el contenedor 2 si se conoce el flujo másico del F-B y el flujo másico de los condensados. Primero se estableció una ecuación capaz de determinar si la tasa de calor suministrada por el flujo másico de los condensados es mayor o menor que la suma de la energía extraída del sistema. En este caso, energía es extraída por medio del intercambiador de calor y las pérdidas de calor hacia el ambiente. Si la energía suministrada fuese menor, se debe dimensionar un contenedor donde se pueda precalentar el F-R y que no sufra un decremento en la temperatura mayor a 2 grados en un tiempo establecido en el requisito R-t1. Esto asegurará que la temperatura del contenedor siempre estará por encima de la temperatura ambiental. Adicionalmente se definió una ecuación en donde se calcula el tiempo necesario para precalentar el F-R una vez se determine el volumen del contenedor. Si se está suministrando más calor del que se está extrayendo, se podría utilizar cualquier volumen capaz de contener el intercambiador de calor, considerando que un mayor volumen conlleva una mayor área superficial y mayores pérdidas.

Balance de masa

En este análisis están presentes tres fluidos: F-B, F-R, y los condensados, sin embargo, únicamente el F-B y los condensados son utilizados como un medio para ingresar y extraer energía del sistema. Esto se debe a que el F-R no entra ni sale del contenedor. Adicionalmente, no existen pérdidas en el F-B dentro del intercambiador de calor y, por ende, este es el mismo a la entrada y a

la salida. También se asumió que la magnitud del flujo másico de los condensados no afectó el volumen dentro del contenedor considerando, aun cuando este únicamente entra al sistema. Esto se realizó para no tener un volumen variable.

$$\dot{m}_{F.B.-C3-1} = \dot{m}_{F.B.-C3-2} = \dot{m}_{F.B.} \quad (45)$$

Balance de energía

La siguiente ecuación permite verificar si los condensados suministran más energía de la que se está extrayendo. En esta primera iteración las pérdidas de calor hacia el ambiente se tomaron como cero.

$$\dot{m}_{cond-C3} * h_{cond-C3} + \dot{m}_{F.B.} * \Delta h_{F.B.-C3} - \dot{Q}_{per-C3} > 0? \quad (46)$$

Si es negativa, se está extrayendo más de lo que se está suministrando. Y por esa razón se debe calcular el volumen. Si fuese positiva, se estaría suministrando más calor del que se está extrayendo, lo cual significa que durante la operación del sistema la temperatura del F-R aumentará en lugar de disminuir. Esto permite utilizar cualquier volumen, considerando que entre más grande sea el volumen mayor será el tiempo de precalentamiento y mayores serán las pérdidas hacia el ambiente debido al incremento en área superficial. A continuación, se muestran los cálculos si se tuviese que calcular el volumen.

$$\frac{\Delta U}{\Delta t} = \dot{m}_{cond-C3} * h_{cond-C3} + \dot{m}_{F.B.} * \Delta h_{F.B.-C3} - \dot{Q}_{per-C3}$$

$$V_{tanque} = \frac{(\dot{m}_{cond-C3} * h_{cond-C3} + \dot{m}_{F.B.} * \Delta h_{F.B.-C3} - \dot{Q}_{per-C3}) * \Delta t}{\rho_{H2O} * C_{p-H2O} * \Delta T_{tanque}} \quad (47)$$

Tiempo para precalentar un volumen establecido.

$$\frac{\Delta U}{\Delta t} = \dot{m}_{cond-C3} * \Delta h_{cond-C3} - \dot{Q}_{per-C3}$$

$$\frac{\Delta U}{\dot{m}_{cond-C3} * \Delta h_{cond-C3} - \dot{Q}_{per-C3}} = \Delta t \quad (48)$$

Es importante mencionar que este intercambiador de calor no sería utilizado en el escenario 1, pues en este escenario se extrae calor del contenedor principal, el cual sí se encuentra a una temperatura mayor a la temperatura de succión del compresor.

3. Segunda división: Ciclo de compresión (C.C.)

Esta división analizó el ciclo termodinámico de refrigeración por compresión. Para esto se definieron 3 ciclos prácticos de refrigeración por compresión de vapor, que operan bajo los 3 estándares AHRI 540 de refrigeración (baja, media, y alta temperatura). Adicionalmente se definieron los estándares AHRI 540 para acondicionamiento de aire. Para identificar el estándar

apropiado se identificó cual proporciona un salto térmico adecuado para ambos escenarios. Esto se realizó debido a que un mismo ciclo de refrigeración debe tener la capacidad de calentar y enfriar el fermentador. Para esto, el ciclo debe cumplir ambos de los siguientes criterios:

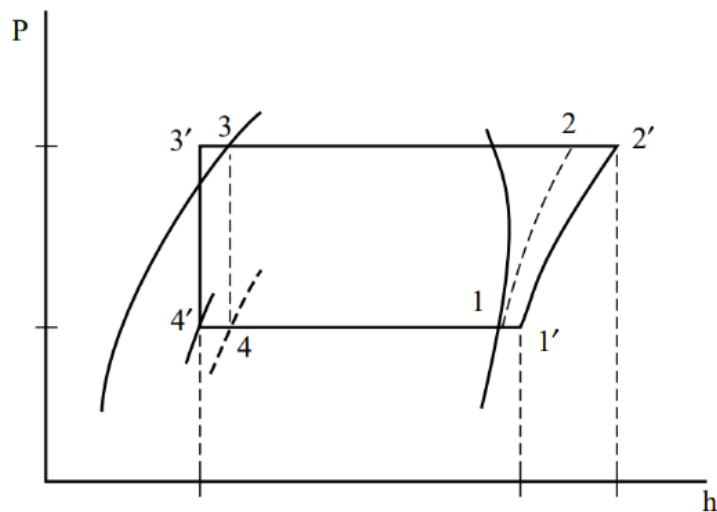
- Escenario 1: La temperatura de condensación debe ser por lo menos 10 grados Celsius superior a la temperatura objetivo de la cerveza en este escenario.
- Escenario 2: La temperatura de evaporación debe ser por lo menos 10 grados Celsius inferior a la temperatura objetivo de la cerveza en este escenario.

Una vez se identificó el ciclo adecuado se observó si algún refrigerante proporciona una mejora en el COP respecto al otro. Adicionalmente se observó la oferta de compresores para identificar si el ciclo seleccionado demanda exclusivamente uno de los dos refrigerantes. Para poder contemplar las diferencias causadas al escoger R410a o R134a, el refrigerante se definió como una variable. Lo cual permite que todas las ecuaciones y propiedades relacionadas con esta sustancia puedan ser alteradas al seleccionar cualquiera de las dos opciones. Para lograr esto se utilizó la envoltura de *Coolprop* para Excel.

Una vez determinado el estándar y el refrigerante adecuado, se graficó el ciclo de compresión dentro de un diagrama de Mollier. Para esto se estableció un ciclo ideal que opera a las temperaturas de condensación y evaporación definidas por el estándar, y luego se incorporaron los parámetros de subenfriamiento y recalentamiento para obtener el ciclo práctico. Esto define la temperatura, presión, entalpía, densidad, y entropía de todos los puntos del ciclo. Adicionalmente se consideró una eficiencia isentrópica de un 80% para el compresor para esta primera iteración.

Una vez graficado el ciclo se tiene toda la información termodinámica necesaria para determinar el coeficiente de rendimiento del ciclo ideal y del ciclo práctico. También se pueden obtener los siguientes parámetros por unidad de masa del fluido refrigerante: la capacidad del condensador, la capacidad del evaporador o efecto refrigerante, y el trabajo que entrega el compresor. Sin embargo, el flujo másico del refrigerante se calculó previamente en la ecuación 44, obtenida el análisis termodinámico de C2. A continuación, se muestra un diagrama representativo que identifica los puntos que definen el ciclo de refrigeración.

Figura 31. Ciclo práctico de refrigeración.



(Franco Lijo, 2012)

Capacidad del condensador por unidad de masa para el ciclo ideal

$$Q_c = h_2 - h_3 \quad (49)$$

Capacidad del condensador por unidad de masa para el ciclo práctico

$$Q_c = h_{2'} - h_{3'} \quad (50)$$

Capacidad del evaporador por unidad de masa para el ciclo ideal

$$Q_e = h_1 - h_4 \quad (51)$$

Capacidad del evaporador por unidad de masa para el ciclo práctico

$$Q_e = h_{1'} - h_{4'} \quad (52)$$

Trabajo del compresor por unidad de masa para el ciclo ideal

$$\tau_c = h_2 - h_1 \quad (53)$$

Trabajo del compresor por unidad de masa para el ciclo práctico

$$\tau_c = h_{2'} - h_{1'} \quad (54)$$

COP del ciclo ideal para calefacción (Escenario 1)

$$COP_{HP} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (55)$$

COP del ciclo práctico para calefacción (Escenario 1)

$$COP_{HP} = \frac{h_{2'} - h_{3'}}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (56)$$

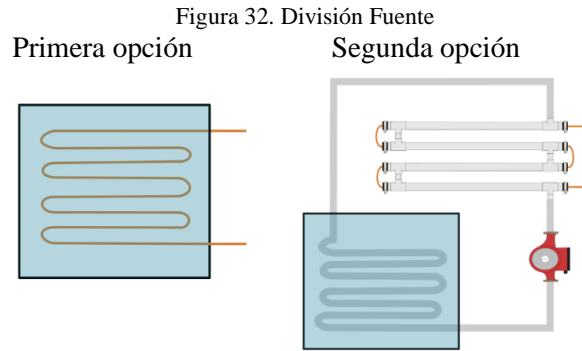
COP del ciclo ideal para refrigeración (Escenario 2)

$$COP_R = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (57)$$

COP del ciclo práctico para refrigeración (Escenario 2)

$$COP_R = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (58)$$

4. Tercera división: Fuente de energía (F)



(Figura propia, 2020)

Se le denominó Fuente a la porción del sistema que contempla la integración de los condensados de vapor de agua a el contenedor 1 y su interacción con la bomba de calor.

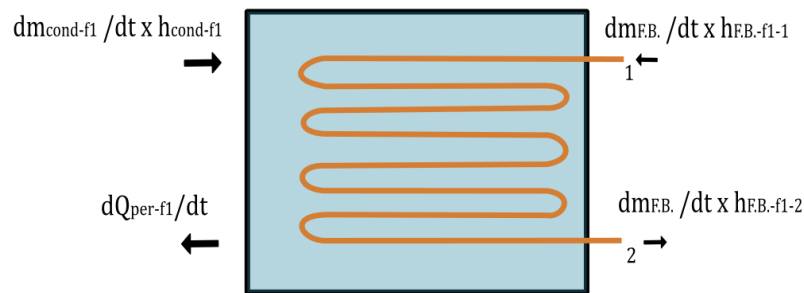
Esto incluye:

- El contenedor 1
- El evaporador o condensador de la bomba de calor (dependiendo si se desea calentar o enfriar el fermentador).
- Cualquier sistema de bombeo o intercambiador de calor adicional que funcione como un intermediario entre el contenedor y la bomba de calor (solo aplica en la segunda propuesta de diseño).

Como se mencionó en la descripción general del diseño, existen dos posibilidades para poder implementar el contenedor al diseño, a estas se les asignará el nombre de Fuente 1 y Fuente 2. La opción más simple, Fuente 1, propone implementar el intercambiador de calor de la bomba de calor de manera directa, mientras que la segunda opción, Fuente 2, propone un sistema de bombeo que actúa como un intermediario. Sin embargo, la primera opción proporciona una solución más simple, y evita las pérdidas y costos que ocasionaría el sistema de bombeo.

a. Análisis termodinámico en Fuente 1 (F1) escenario 1

Figura 33. Esquema de Fuente 1.



(Figura propia, 2020)

El objetivo de este análisis fue determinar el volumen necesario que debiese tener el contenedor para no sufrir un decremento mayor a 2 grados en un tiempo establecido en el requisito R-t1. Esto significa determinar un volumen que permita un diferencial de temperatura, en este caso negativo, en un tiempo determinado si el sistema operase a una potencia máxima durante este tiempo. Esto se debió determinar para asegurarse que el contenedor se encuentre a una temperatura superior a la temperatura ambiente. Para esto se requirió el flujo másico del F-B (obtenido en la ecuación 44), su entalpía al entrar y salir del contenedor (obtenidas al definir el ciclo de refrigeración), el flujo másico de condensados y su entalpía (se tomaron como variables), y las pérdidas de calor hacia el ambiente (se tomaron como cero en esta iteración).

Balance de masa

En este análisis están presentes tres fluidos: F-B, F-C, y los condensados, sin embargo, únicamente el F-B y los condensados son utilizados como un medio para ingresar y extraer energía del sistema. Esto se debe a que el F-C no entra ni sale del contenedor. Adicionalmente, no existen pérdidas en el F-B dentro del intercambiador de calor y, por ende, este es el mismo a la entrada y a la salida. También se asumió que la magnitud del flujo másico de los condensados no afectará el volumen dentro del contenedor, aun cuando este únicamente entra al sistema. Esto se realizó para no tener un volumen variable, y es justificado por la magnitud de los condensados analizados (0.0008 kg/s a 0.0056 kg/s).

Balance de energía

Volumen del contenedor

$$\Delta \dot{E} = \dot{E}_{IN} - \dot{E}_{OUT}$$

$$\frac{\Delta U}{\Delta t} = \dot{m}_{cond-f1} * h_{cond-f1} + \dot{m}_{F.B.-f1} * \Delta h_{F.B.-f1} - \dot{Q}_{per-f1}$$

$$\frac{\rho_{F.C.} * V_{tanque} * C_{p-F.C.} * \Delta T_{tanque}}{\Delta t} =$$

$$\dot{m}_{cond-f1} * h_{cond-f1} + \dot{m}_{F.B.-f1} * \Delta h_{F.B.-f1} - \dot{Q}_{per-f1}$$

$$V_{tanque} = \frac{(\dot{m}_{cond-f1} * h_{cond-f1} + \dot{m}_{F.B.-f1} * \Delta h_{F.B.-f1} - \dot{Q}_{per-f1}) * \Delta t}{\rho_{F.C.} * C_{p-F.C.} * \Delta T_{tanque}} \quad (59)$$

Tiempo requerido para precalentar el agua del contenedor.

$$\Delta \dot{E} = \dot{E}_{IN} - \dot{E}_{OUT}$$

$$\frac{\Delta U}{\Delta t} = \dot{m}_{cond-f1} * \Delta h_{cond-f1} - \dot{Q}_{per-f1}$$

$$\frac{\Delta U}{\dot{m}_{cond-f1} * \Delta h_{cond-f1} - \dot{Q}_{per-f1}} = \Delta t \quad (60)$$

b. Análisis termodinámico en Fuente 1 (F1) escenario 2

El análisis anterior es útil principalmente para cuando se desea calentar el fermentador. Al momento de enfriar el fermentador, usar los condensados de vapor de agua incrementaría la diferencia entre la temperatura objetivo del fermentador y el contenedor, reduciendo así el rendimiento de la bomba de calor. No obstante, sigue siendo posible calcular un volumen que no permita un incremento mayor a 2 grados en un tiempo establecido en el requisito R-t1. La ecuación 59 sigue siendo válida si se utiliza un flujo másico igual a cero para los condensados. Sin embargo, la ecuación 60 no sería de utilidad pues no se requiere precalentar el agua del contenedor previo a utilizar la bomba de calor.

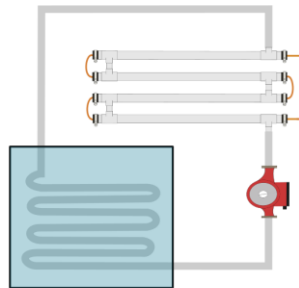
Lo que sí pudiese ser de utilidad es determinar el tiempo en que le toma aumentar 2 grados Celsius la temperatura del contenedor si se conociera el volumen. Esto permitiría calcular el tiempo utilizando el volumen obtenido en el análisis de la Fuente 1 para el Escenario 1, y contemplar que tanto varía con el tiempo definido en el requisito R-t1.

Tiempo para obtener un cambio de temperatura deseado con un volumen definido se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\Delta U}{\Delta t} = \dot{m}_{F.B.-f1} * \Delta h_{F.B.-f1} - \dot{Q}_{per-f1}$$
$$\frac{\Delta U}{\dot{m}_{F.B.-f1} * \Delta h_{F.B.-f1} - \dot{Q}_{per-f1}} = \Delta t \quad (61)$$

c. Análisis termodinámico en Fuente 2 (F2) escenario 1

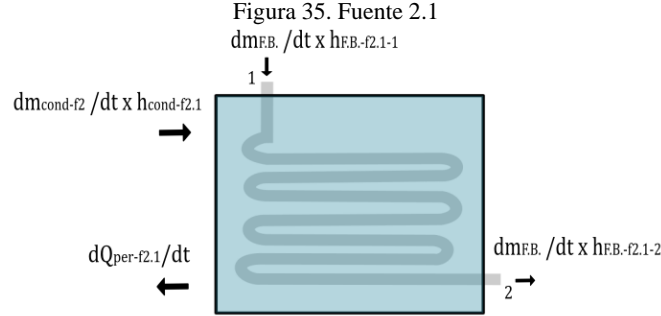
Figura 34. Esquema de Fuente 2



(Figura propia, 2020)

Al igual que en el análisis de Fuente 1, este análisis tuvo como objetivo determinar el volumen del tanque que permita un incremento no mayor a 2 grados Celsius en su temperatura si este se utiliza en el tiempo establecido por R-t1. Adicionalmente, para este caso se debió determinar el flujo másico F-C-B. De igual manera se asumió un volumen constante en el contenedor y se descartaron las pérdidas en la primera iteración. Esta división tiene 2 subdivisiones denominadas Fuente 2.1 y Fuente 2.2.

i. Análisis termodinámico en Fuente 2.1 (F2.1)



(Figura propia, 2020)

Balance de masa

En este análisis están presentes tres fluidos: F-C-B, F-C, y los condensados, sin embargo, únicamente el F-C-B y los condensados son utilizados como un medio para ingresar y extraer energía del sistema. Esto se debe a que el F-C no entra ni sale del contenedor. Adicionalmente, no existen pérdidas en el F-B dentro del intercambiador de calor y, por ende, este es el mismo a la entrada y a la salida. También se asumió que la magnitud del flujo másico de los condensados no afectará el volumen dentro del contenedor, aun cuando este únicamente entra al sistema. Esto, como se explicó en el análisis de Fuente 1, se realizó para no tener un volumen variable y es justificado debido a la magnitud de los condensados analizados (0.0008 kg/s a 0.0056 kg/s).

Balance de energía

Volumen del contenedor/tanque

$$\frac{\Delta U}{\Delta t} = \dot{m}_{cond-f2.1} * h_{cond-f2.1} + \dot{m}_{F.C.B.-f2.1} * \Delta h_{F.C.B.-f2.1} - \dot{Q}_{per-f2.1}$$

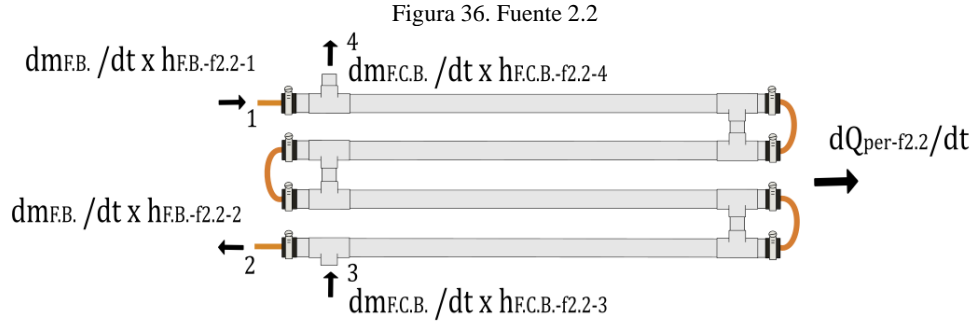
$$\frac{\rho_{F.C.} * V_{tanque} * C_{p-F.C.} * \Delta T_{tanque}}{\Delta t} =$$

$$\dot{m}_{cond-f2.1} * h_{cond-f2.1} + \dot{m}_{F.C.B.-f2.1} * \Delta h_{F.C.B.-f2.1} - \dot{Q}_{per-f2.1}$$

$$V_{tanque} = \frac{(\dot{m}_{cond-f2.1} * h_{cond-f2.1} + \dot{m}_{F.C.B.-f2.1} * \Delta h_{F.C.B.-f2.1} - \dot{Q}_{per-f2.1}) * \Delta t}{\rho_{F.C.} * C_{p-F.C.} * \Delta T_{tanque}} \quad (62)$$

La ecuación 60 puede ser utilizada para calcular el tiempo requerido para precalentar el agua del contenedor.

ii. Análisis termodinámico en Fuente 2.2



(Figura propia, 2020)

Balance de masa

No existen pérdidas de F-C-B, por ende, este se mantiene constante en el análisis de F2.1 y F2.2.

$$\dot{m}_{F.C.B.-f2.2} = \dot{m}_{F.C.B.-f2.1} \quad (63)$$

No existen pérdidas en el F-B dentro del intercambiador de calor, por ende, este es el mismo a la entrada y a la salida.

$$\dot{m}_{F.B.-f2.2-3} = \dot{m}_{F.B.-f2.2-4} \quad (64)$$

Balance de energía

$$\dot{m}_{F.C.B.-f2.2} * \Delta h_{F.C.B.-f2.2} + \dot{m}_{F.B.-f2.2} * \Delta h_{F.B.-f2.2} = \dot{Q}_{per-f2.2}$$

$$\dot{m}_{F.C.B.-f2.2} = \frac{\dot{Q}_{per-C2} - \dot{m}_{F.B.-f2.2} * \Delta h_{F.B.-f2.2}}{\Delta h_{F.C.B.-f2.2}}$$

$$\dot{m}_{F.C.B.-f2.2} = \frac{\dot{Q}_{per-C2} - \dot{m}_{F.B.-f2.2} * \Delta h_{F.B.-f2.2}}{C_{p-F.C.B.} * \Delta T_{F.C.B.-f2.2}} \quad (65)$$

d. Análisis termodinámico en Fuente 2 (F2) escenario 2 enfriamiento

Para este caso, las únicas variaciones respecto al análisis del Escenario 1 se encontraron en la subdivisión F2.1. Las mismas ecuaciones se pueden utilizar en ambos escenarios de la subdivisión F2.2.

i. Análisis termodinámico en Fuente 2.1 (F2.1)

Similar al análisis de F1 en el escenario 2, los condensados no serán utilizados como fuente de energía pues esto crearía un resultado contraproducente. Sin embargo, se desarrolló una ecuación que permite calcular un volumen que admita únicamente un incremento de 2 grados Celsius en la temperatura del contenedor si se operase a potencia máxima durante el tiempo establecido en el requisito R-t1. Adicionalmente, se desarrolló otra ecuación que permita calcular el tiempo en el que aumenta la temperatura del contenedor si se conociera el volumen. Esto permite calcular el tiempo utilizando el volumen obtenido en la ecuación 62, y contemplar que tanto varía con el tiempo definido en el requisito R-t1.

$$\frac{\Delta U}{\Delta t} = \dot{m}_{F.C.B.-f2.1} * \Delta h_{F.C.B.-f2.1} - \dot{Q}_{per-f2.1}$$

$$\frac{\Delta U}{\dot{m}_{F.C.B.-f2.1} * \Delta h_{F.C.B.-f2.1} - \dot{Q}_{per-f2.1}} = \Delta t \quad (66)$$

e. Selección entre F1 y F2

Una de las mayores ventajas de F2 es que permite una mayor separación entre el contenedor y la bomba de calor, sin embargo, agrega complejidad y costo. Adicionalmente, en el lugar donde se instalaría el sistema no existen restricciones en cuanto a la distancia que debiese existir entre la bomba de calor y el contenedor. Esto favoreció a la selección de F1 como la propuesta oficial de diseño debido a su menor costo y mayor eficiencia. A continuación, se muestra un cuadro de comparación que permitió seleccionar el diseño adecuado.

Cuadro 6. Selección entre F1 y F2

Criterio	F1	F2
Cantidad de Componentes (30%)	100%	50%
Costo (30%)	100%	50%
Lugares en donde pueden ocasionarse pérdidas de calor (20%)	100%	50%
Capacidad de extender la distancia entre el contenedor 1 y la bomba de calor (10%)	50%	100%
Disponibilidad del equipo (10%)	100%	50%
Total	95%	55%

(Cuadro propio, 2020)

Sin embargo, los cálculos termodinámicos también se realizaron para F2 con el propósito de poder compararlos con los de F1. Al observar ambos análisis, se pueden identificar posibles pérdidas de calor entre el contenedor y el sistema de bombeo presentes en F2. Esto acrecentaría el volumen requerido en el contenedor 1, lo cual a su vez aumenta el área superficial del contenedor, incrementando así las pérdidas de calor presentes en el contenedor. Sin embargo, aumentar el volumen del contenedor no solo implica mayores pérdidas de calor, sino un incremento en el tiempo de precalentamiento. Lo cual limita la disponibilidad del equipo.

Para poder cuantificar los riesgos que implicaría el sistema intermediario, se tomó un escenario en donde se tiene una cantidad definida de 0.036 kg/s de condensados a 100 grados Celsius. Luego se disminuyó en intervalos de 1 grado la diferencia entre la temperatura a la que

sale el F-C-B del contenedor 1 y entra al intercambiador de calor de la bomba de calor. En otras palabras, se identificó el riesgo que implicaría una pérdida de 1 grado Celsius en el sistema intermediario entre el contenedor 1 y la bomba de calor. Se identificó que el volumen del contenedor 1 incrementó 0.5 metros cúbicos por el primer incremento y 0.63 metros por un segundo incremento de 1 grado Celsius. Esto representa un incremento en el tiempo de precalentamiento de 2 horas por cada decremento de 1 grado Celsius, considerando la entalpía que puede proporcionar este flujo másico de condensados definido.

5. Dimensionamiento de los intercambiadores de calor

a. Criterios de diseño para el evaporador

Si lo que se desea es calentar el fermentador, el evaporador debe extraer energía del contenedor. De manera inversa, si lo que se desea es enfriar el fermentador, el evaporador debe extraer energía del fermentador. Por esta razón, se le puede llamar “evaporador” a cualquiera de los dos intercambiadores de calor presentes en la bomba de calor. Esto implica que se debió realizar el análisis para ambos escenarios para observar cuál de estos presenta las condiciones de mayor criticidad. Para determinar las dimensiones del intercambiador de calor se necesitaron los siguientes datos:

- Tasa de calor que debe suministrar el evaporador
 - Para calcular la tasa de calor que debe suministrar el evaporador se requiere el flujo másico del F-B calor (calculado en la ecuación 44), y las entalpías por unidad de masa en la entrada y en la salida del F-B en el evaporador (calculado en la ecuación 52). Estas cantidades se multiplicaron para encontrar la tasa de calor total.
- El fluido termodinámico de la bomba de calor (F-B), y desde qué otro fluido se extraerá la energía (agente evaporador).
 - Escenario 1: El F-B puede ser R410a o R134a, por lo tanto, se contemplaron correlaciones que permitan analizar cada una de las sustancias. En cuanto al fluido que se usará como agente evaporador, si se desea calentar el fermentador, el evaporador extraerá energía del contenedor, esto significa que se experimentará convección natural ocasionada por el F-C.
 - Escenario 2: La diferencia en el escenario 2 radica en el agente evaporador. Si se desea enfriar el fermentador, el evaporador extraerá energía del fermentador, sin embargo, entre la bomba de calor y el fermentador existe un ciclo cerrado por el cual circula F-F-B. El cual ocasionaría una convección forzada. Adicionalmente, en este escenario el evaporador se dividirá en dos partes para poder recalentar el F-B y ser succionado por el compresor. Esta segunda parte usará como agente evaporador el F-R como se mencionó en el análisis termodinámico de C3, el cual ocasionaría convección natural.
- Temperaturas y entalpías de entrada y salida deseadas para ambos fluidos.
 - Escenario 1: Las temperaturas y entalpías de entrada y salida del F-B fueron determinadas utilizando el estándar AHRI 540 seleccionado. Sin embargo, la temperatura de entrada y salida del fluido al cual se le extrae calor es un parámetro de diseño y depende de diversos factores. Si se desea calentar el fermentador, el diferencial de temperatura sería cuánto cambia la temperatura del F-C presente en el contenedor 1. El volumen del contenedor se dimensionó para obtener un decremento máximo en su temperatura de 2 grados en un periodo de 2 horas. Por

- esta razón, se asumió que la temperatura del contenedor se mantiene prácticamente uniforme en el tiempo que le tomaría al F-B atravesar el intercambiador de calor.
- Escenario 2: En este escenario el evaporador se dividió en dos partes, en una parte se le extrae calor del fermentador y en otra parte se recalienta el F-B para poder ser succionado por el compresor.
 - Primera parte: El F-B sufre un cambio de entalpía a temperatura constante pues únicamente sufre un cambio de fase. La diferencia en la temperatura y entalpía del F-F-B se determinó en el análisis termodinámico de C2.
 - Segunda parte: El cambio de temperatura en el F-B será el recalentamiento indicado por el estándar AHRI 540 para obtener la temperatura de succión. De manera similar al agente evaporador presente en el escenario 1, se asumió que la temperatura del F-R se mantiene uniforme en el tiempo que le tomaría al F-B atravesar el intercambiador de calor.
 - Tipo de intercambiador de calor
 - Al ser la primera iteración, no se conocen los diámetros de succión y de descarga del compresor ni los diámetros de la válvula inversora de 4 vías. Por esta razón, se utilizó un diámetro nominal de ½ pulgada para la tubería de cobre en esta primera iteración.
 - Escenario 1: En este escenario una tubería lisa horizontal por donde fluye el F-B se encuentra sumergida en el contenedor 1. Esta experimenta convección natural ocasionada por el agente evaporador (F-C).
 - Escenario 2: Como ya se mencionó, en este escenario el evaporador se dividió en dos partes.
 - Primera parte: En esta parte se encuentra un intercambiador de calor de tubos concéntricos. El F-F-B fluye a través del espacio anular, mientras que el F-B fluye en a través del tubo de menor diámetro. El tubo de mayor diámetro será construido utilizando tubería de PVC de 1½ pulgada mientras que el tubo de menor diámetro será construido utilizando tubería de cobre. Los estándares utilizados para identificar las medidas reales de las tuberías de cobre y PVC fueron establecidos en los requisitos R-E2 y R-E3.
 - Segunda parte: En este escenario una tubería lisa horizontal por donde fluye el F-B se encuentra sumergida en el contenedor 2. Esta experimenta convección natural ocasionada por el agente evaporador (F-R).
 - Coeficiente global de transferencia de calor.
 - Escenario 1: Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor fue necesario determinar los coeficientes de convección en ambos lados de la pared divisora en donde sucede el intercambio de calor. Para esto se debió calcular el coeficiente de convección forzada ocasionado por el F-B, ubicado en el interior de la tubería, y el coeficiente de convección natural ocasionado por el F-C, ubicado en el exterior de la tubería.
 - Escenario 2:
 - Parte 1: Para esta parte se calculó el coeficiente de convección forzada ocasionado por el F-B, ubicado en el interior de la tubería, y el coeficiente de convección forzada ocasionado por el F-F-B, ubicado en el espacio anular del intercambiador de calor.
 - Parte 2: Para esta parte se calculó el coeficiente de convección forzada ocasionado por el F-B, ubicado en el interior de la tubería, y el coeficiente de convección natural ocasionado por el F-R, ubicado en el exterior de la

tubería. A continuación, se presenta el procedimiento para determinar dichos coeficientes.

b. Análisis de transferencia de calor para el evaporador

Para determinar el coeficiente de convección Forzada ocasionado por el F-B durante procesos de evaporación se siguieron las siguientes correlaciones.

Para el refrigerante R134a se utilizó la correlación determinada por Robert, Garbai y Fürstner en su análisis numérico de una bomba de calor (ecuación 31). Esto se realizó debido a su variación de 1% en sus resultados finales entre el COP calculado y el COP real obtenido. (Róbert, Garbai, & Fürstner, 2017)

Sin embargo, se debió considerar lo siguiente:

- Esta correlación depende de la calidad del vapor; esto significa que el valor del coeficiente de convección es variable y por esta razón se utilizó un valor promedio. Esto aplica para todas las demás correlaciones que dependan de la calidad de vapor.
- Esta correlación también requiere el flujo de calor por unidad de área (qH), sin embargo, en esta primera iteración no se conocen las dimensiones del intercambiador de calor. Por esta razón se asumió una longitud inicial de 5 metros para poder obtener un resultado preliminar, este luego se modificó con el resultado obtenido hasta converger a un valor.

Para el refrigerante R410a se utilizó la correlación determinada por Chien et al en su estudio comparativo de las diferentes correlaciones para tuberías lisas horizontales realizado en 2014 (ecuación 19). Esta correlación presenta la menor variación respecto a valores experimentales, tanto para macro canales como para micro canales. La estructura de esta correlación es similar a la utilizada para R134a, pues propone que la transferencia de calor depende principalmente de un componente de ebullición nucleada y un componente convectivo. La diferencia radica en los factores de corrección aplicados a ambos componentes. El factor de corrección al término de ebullición convectiva se determinó utilizando la ecuación 22, mientras que el factor de supresión para el término de convección nucleada se determinó utilizando la ecuación 24. (Chien, Vu, Choi, & Oh, 2014)

Sin embargo, también se consideró la correlación de Gungor y Winterton pues esta presentó la segunda menor variación en el estudio comparativo realizado por Chien et al para macro canales. Esta correlación también tiene como base la ecuación 19, sin embargo, los factores de corrección para los términos de ebullición convectiva y nucleada se determinaron utilizando las ecuaciones 28 y 29. Esta correlación puede ser aplicada para ambos fluidos refrigerantes. Los resultados de estas tres correlaciones se compararon para escoger el valor más conservador. Esto se realizó pues no se encontraron otros estudios que utilicen y verifiquen las correlaciones anteriores, mientras que la correlación de Gungor y Winterton ha sido comprobada por diversos análisis. (Chien, Vu, Choi, & Oh, 2014)

Escenario 1 (Calentamiento)

Si se desea calentar el fermentador, la pared exterior de la tubería del evaporador experimenta convección natural ocasionada por el F-C. Para calcularla se utilizó la correlación para tuberías lisas horizontales (ecuación 10). La cual depende principalmente de los números adimensionales de Rayleigh y de Prandtl.

En este escenario, el coeficiente global de transferencia de calor se calculó utilizando el valor más conservador para convección forzada durante la evaporación ($h_{interior}$) y el coeficiente de convección natural causado por el F-C ($h_{exterior}$). Esta ecuación fue utilizada para todos los demás escenarios alterando los valores de $h_{interior}$ y $h_{exterior}$.

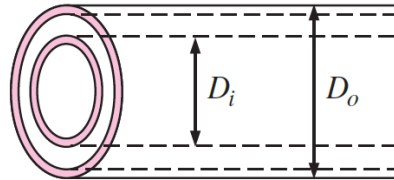
$$\frac{1}{U_{total}} \approx \frac{1}{h_{interior}} + \frac{1}{h_{exterior}} \quad (67)$$

Escenario 2 (Enfriamiento)

Para este escenario se calcularon dos coeficientes de transferencia de calor. Esto se realizó debido a que el intercambiador de calor se dividió en dos partes. En la primera parte, la pared exterior de la tubería del evaporador experimenta convección forzada ocasionada por el F-F-B mientras que en la segunda parte la pared exterior experimenta convección natural ocasionada por el F-R.

En la primera parte del intercambiador de calor se utilizó el valor más conservador de las correlaciones para procesos de evaporación como $h_{interior}$. Para $h_{exterior}$ se utilizó el coeficiente de convección forzada ocasionada por el F-F-B. Para esto se utilizó la ecuación 18, utilizando el diámetro hidráulico como longitud característica. El diámetro hidráulico para espacios anulares es el siguiente.

Figura 37. Espacios concéntricos en tuberías



(Cengel & Afshin, 2011)

$$D_{hidraulico_anular} = D_o - D_i \quad (68)$$

En la segunda parte del intercambiador de calor el F-B ya no se encuentra en un proceso de evaporación, pues este se encuentra como vapor sobrecalentado. Por esta razón no se utilizó una correlación para procesos de evaporación, sino una correlación para fluidos sin cambios de fase para obtener $h_{interior}$ (ecuación 20). Para obtener $h_{exterior}$ se utilizó la ecuación 10, la cual es utilizada para convección natural en tuberías lisas horizontales.

c. Criterios de diseño para el condensador

De manera similar al evaporador, el intercambiador de calor que recibe el nombre de “condensador” depende del propósito del sistema, aumentar o disminuir la temperatura del fermentador. Por esta razón se debe realizar el mismo análisis para ambos escenarios y verificar cual presenta las dimensiones críticas.

En cuanto a los parámetros requeridos para dimensionar el condensador, estos son los mismos a los necesarios para dimensionar el evaporador.

- Tasa de calor que debe suministrar el condensador
 - Para calcular la tasa de calor que debe suministrar el condensador se requiere el flujo másico del F-B (calculado en la ecuación 44), y las entalpías por unidad de masa en la entrada y en la salida del F-B en el condensador (calculadas en la ecuación 50). Estas cantidades se multiplicaron para encontrar la tasa de calor total.

- El fluido termodinámico de la bomba de calor, y hacia qué otro fluido le suministrará la energía (agente condensador).
 - Escenario 1: El F-B puede ser R410a o R134a, por lo tanto, se contempló el análisis para ambos. En cuanto al fluido que se usará como agente condensador, si se desea calentar el fermentador, el condensador suministrará energía al fermentador, esto significa que se experimentará convección forzada con el F-F-B.
 - Escenario 2: La diferencia en el escenario 2 radica en el agente condensador. Si se desea enfriar el fermentador, el condensador rechazará energía hacia el contenedor. Lo cual implica que experimentará convección natural causada por el F-C.

- Temperaturas de entrada y salida deseadas para ambos fluidos.
 - Escenario 1: La temperatura de entrada y salida del F-B se determinó utilizando el estándar AHRI 540 escogido. Sin embargo, la temperatura de entrada y salida del fluido al cual se le suministra calor es un parámetro de diseño y depende de diversos factores. Si se desea calentar el fermentador, el diferencial de temperatura sería cuánto cambia la temperatura del F-F-B al atravesar el intercambiador de calor. Esta se determina en el análisis termodinámico de C2.
 - Escenario 2: La diferencia en este escenario es esencialmente el agente condensador y su temperatura. Si se desea enfriar el fermentador, el fluido a analizar es el F-C, y se busca analizar cuánto cambia la temperatura del contenedor 1. Similar a lo mencionado en el análisis del evaporador, el volumen del contenedor se dimensionó para obtener un incremento máximo en su temperatura de 2 grados en un periodo de 2 horas. Por esta razón, se asumió que la temperatura del contenedor se mantiene prácticamente uniforme en el tiempo que le tomaría al F-B atravesar el intercambiador de calor.

- Tipo de intercambiador de calor
 - Como se mencionó en el análisis del evaporador, al ser la primera iteración, no se conocen los diámetros de succión y de descarga del compresor ni los diámetros de la válvula inversora de 4 vías. Por esta razón, estos se utilizó un diámetro nominal de ½ pulgada para la tubería de cobre en esta primera iteración.
 - Escenario 1: En esta parte se encuentra un intercambiador de calor de tubos concéntricos. El F-F-B fluye a través del espacio anular, mientras que el F-B fluye en a través del tubo de menor diámetro. El tubo de mayor diámetro será construido utilizando tubería de PVC de 1½ pulgada mientras que el tubo de menor diámetro será construido utilizando tubería de cobre.
 - Escenario 2: En este escenario una tubería lisa horizontal por donde fluye el F-B se encuentra sumergida en el contenedor 1. Esta experimenta convección natural ocasionada por el agente evaporador (F-C).

- Coeficiente global de transferencia de calor.
 - Escenario 1: Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor fue necesario determinar los coeficientes de convección en ambos lados de la pared divisora en donde sucede el intercambio de calor. Para esto se debió calcular el

coeficiente de convección forzada ocasionado por el F-B, ubicado en el interior de la tubería, y el coeficiente de convección forzada ocasionado por el F-F-B, ubicado en el espacio anular del intercambiador de calor.

- Escenario 2: Para este escenario se debió calcular el coeficiente de convección forzada ocasionado por el F-B, ubicado en el interior de la tubería, y el coeficiente de convección natural ocasionado por el F-C, ubicado en el exterior de la tubería. A continuación, se presenta el procedimiento para calcular dichos parámetros.

d. Análisis de transferencia de calor para el condensador

Para determinar el coeficiente de convección forzada ocasionado por el F-B se utilizó la correlación de Shah para convección forzada dentro de tuberías lisas horizontales. Sin embargo, contrario a las correlaciones que describen procesos de ebullición, esta correlación describe que existen dos regímenes durante procesos de condensación, los cuales se encuentran separados por un parámetro conocido como la velocidad adimensional del fluido. En el régimen 1 se utiliza la ecuación 36, mientras que en el régimen 2 se utiliza la ecuación 37. Para poder identificar cuándo ocurre el régimen 1 se utilizó la ecuación 32. (Shah, 2009)

Escenario 1 (Calentamiento)

Si se desea calentar el fermentador, el condensador experimenta convección forzada ocasionada por el F-F-B. Por esto se utilizó la ecuación 17 tomando en cuenta el diámetro hidráulico del espacio anular. En este caso el coeficiente global de transferencia de calor se calculó utilizando el valor obtenido para convección forzada durante la condensación ($h_{interior}$) y el coeficiente de convección forzada ocasionada por el F-F-B ($h_{exterior}$).

Escenario 2 (Enfriamiento)

Si se desea enfriar el fermentador, el condensador experimenta convección natural causada por el F-C en el exterior de la tubería ($h_{exterior}$). Este valor se calculó utilizando la ecuación 10.

e. Longitudes de los intercambiadores de calor

Para calcular la longitud de los intercambiadores de calor, se utilizó el método de la media logarítmica y se despejó para la longitud. Este análisis se realizó tanto para un contraflujo como para un flujo en paralelo. Esto se realizó debido a la naturaleza reversible del ciclo, lo cual implica que en un escenario de operación se tendrá un contraflujo mientras que en otro escenario se tendrá un flujo paralelo.

$$L = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_m \pi D} \quad (69)$$

La diferencia media logarítmica (ΔT_{ml}) se calcula utilizando la ecuación 70, la cual depende principalmente de los diferenciales de temperatura ΔT_1 y ΔT_2 , los cuales varían si se tiene un flujo en paralelo o en contraflujo.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (70)$$

Para flujo en paralelo

$$\Delta T_1 = T_{caliente,ent} - T_{frio,ent} \quad (71)$$

$$\Delta T_2 = T_{caliente,sal} - T_{frio,sal} \quad (72)$$

Para flujo en direcciones opuestas (contraflujo)

$$\Delta T_1 = T_{caliente,ent} - T_{frio,sal} \quad (73)$$

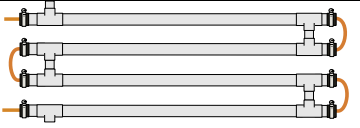

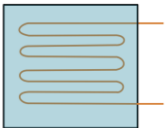
$$\Delta T_2 = T_{caliente,sal} - T_{frio,ent} \quad (74)$$

Este proceso se realizó para el evaporador y el condensador de los escenarios 1 y 2. Esto proporcionó las siguientes longitudes, tanto para flujo en paralelo o contraflujo:

- Escenario 1:
 - Longitud del evaporador
 - Longitud del condensador
- Escenario 2:
 - Longitud de la primera parte del evaporador
 - Longitud de la segunda parte del evaporador
 - Longitud del condensador

Sin embargo, como se mencionó anteriormente, un mismo intercambiador de calor recibe el nombre de evaporador o condensador dependiendo del escenario. Por esta razón se siguió el siguiente proceso de diseño para determinar la longitud adecuada del intercambiador de calor.

Cuadro 7. Criterio de diseño para identificar la longitud de los intercambiadores de calor

Intercambiador de calor Físico	Función en Escenario 1	Función en Escenario 2	Longitud de Diseño
	Condensador	Primera parte del evaporador	Valor máximo entre la longitud condensador en escenario 1 y la longitud de la primera parte del evaporador en escenario 2.
	Ninguna	Segunda parte del evaporador	Longitud de la segunda parte del evaporador en el escenario 2.
	Evaporador	Condensador	Valor máximo entre la longitud evaporador en escenario 1 y la longitud del condensador en escenario 2.

(Cuadro propio, 2020)

D. MODIFICACIONES A LA PRIMERA ITERACIÓN

1. Introducción a iteraciones posteriores

En la primera iteración se realizaron supuestos para poder determinar fácilmente ciertos parámetros, o porque no se tenía la información suficiente para poder determinarlos. Una vez se obtuvieron dimensiones preliminares, fue posible calcular las pérdidas de calor que antes se habían asumido como cero. También fue posible realizar una selección preliminar de los componentes principales como el compresor. Estos cálculos son complementos a los análisis ya realizados, lo cual implica que estos debieron realizarse nuevamente implementando los cambios que se expondrán a continuación. Este proceso se repitió hasta obtener converger a un resultado.

2. Control (C)

a. Control 1 (C1)

En la primera iteración se realizaron ciertos supuestos para facilitar los cálculos, entre ellos se despreciaron las pérdidas de calor dentro del sistema y se asumió la temperatura del F-F-B a la salida del fermentador. Para calcular estos parámetros fue necesario tener las dimensiones del fermentador, específicamente:

- La altura del fermentador (h): 0.41m
- Al ser un contenedor enchaquetado, se debe conocer el diámetro interior y el diámetro exterior.
 - Diámetro interior (D_i): 0.16m
 - Diámetro externo (D_e): 0.194m

Primero se calculó la temperatura a la que sale el F-F-B del fermentador. Para esto fue necesario obtener el coeficiente de transferencia de calor del entre el F-F-B y el F-OBJ. Estos se calcularon de la siguiente manera:

Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la chaqueta ($h_{exterior}$)

En el lado de la chaqueta fluye el F-F-B, el cual ocasiona convección forzada, pero sin cambio de fase. Para esto se utilizó la ecuación 17 para fluidos en etapa de calentamiento y la ecuación 18 para fluidos en etapa de enfriamiento. Se requieren ambas ecuaciones debido a los diferentes escenarios. En el escenario 1, se requiere calentar el F-OBJ presente en el fermentador, esta energía es extraída del F-F-B lo cual implica que este fluido debe disminuir su temperatura al atravesar la chaqueta. Lo opuesto sucede en el escenario 2. Para ambos casos se utilizó el diámetro hidráulico para el espacio anular presente en la chaqueta (ecuación 68). Sin embargo, se debió considerar lo siguiente:

- Este no es un coeficiente uniforme a lo largo del fermentador pues la temperatura a la entrada y a la salida no es la misma. El método establecido por Pietranski en su explicación de “Coeficientes Globales de Transferencia de Calor en Recipientes Agitados”, se sugiere utilizar un coeficiente utilizando la temperatura promedio (Pietranski, 2012)
- La temperatura a la salida del fermentador es el valor que se desea calcular, y por ende este también fue un cálculo iterativo.

Coefficiente de transferencia de calor dentro del contenedor ($h_{interior}$)

Dentro del contenedor se tiene un fluido agitado, cuyo coeficiente de transferencia de calor se calculó utilizando la ecuación 39. Para realizar este cálculo fue necesario definir parámetros adicionales.

- Velocidad angular del agitador (n): 45 rpm
- Forma del agitador: Turbina de álabes planos (“Flat Blade turbine”)
- Diámetro del agitador (La): 0.12m

De manera similar al coeficiente en el lado de la chaqueta, se debieron tomar algunas consideraciones.

- El incremento, o la disminución, en la temperatura de la cerveza ocasiona un coeficiente variable. Sin embargo, se utilizó una temperatura promedio entre el valor inicial y la final para el análisis. Este es el método sugerido por Pietranski en su explicación de “Coeficientes Globales de Transferencia de Calor en Recipientes Agitados”. (Pietranski, 2012)

Una vez se determinó el coeficiente de transferencia de calor exterior e interior, se calculó el coeficiente global utilizando la ecuación 67. Con este coeficiente de transferencia de calor (acompañado de la geometría del fermentador, temperatura del F-F-B a la entrada del fermentador, y flujo másico del fermentador) se realizó el siguiente procedimiento para determinar la temperatura de salida del F-F-B del fermentador:

- Primero se calculó la velocidad del líquido dentro del contenedor, esto se realizó dividiendo el flujo volumétrico del F-F-B dentro del área del espacio anular de la chaqueta.

$$v_l = \frac{\dot{m}_{F.F.B.}}{\rho_{F.F.B.} * A_c} \quad (75)$$

- Luego se calculó el tiempo que le tomaría al F-F-B atravesar el fermentador. Esto se calculó dividiendo la altura del fermentador dentro de la velocidad del líquido.

$$t = \frac{h}{v_l} \quad (76)$$

- Posteriormente se calculó la tasa de calor, utilizando:
 - La temperatura a la que entra el F-F-B al fermentador (este valor siempre será el mismo pues es un parámetro de diseño)
 - La temperatura a la que se encuentra el F-OBJ (este valor cambiará a medida que incremente o disminuya la temperatura de la cerveza)
 - Área de transferencia de calor, calculada utilizando el diámetro interior y la altura de la chaqueta.
 - Coeficiente global de transferencia de calor calculado anteriormente.

$$\dot{Q} = U * A * ABS(T_{F.F.B.-Entrada} - T_{F.OBJ}) \quad (77)$$

- La magnitud de esta tasa disminuirá a medida que aumenta el tiempo de operación del sistema, esto se debe a que la diferencia entre ambas temperaturas irá disminuyendo.
- Luego se multiplicó la tasa de calor con el tiempo que le tomaría al fluido atravesar al fermentador. Esto proporcionó el calor transferido entre el F.F.B y el F.OBJ cada vez que un volumen de control de F-F-B entra y sale del fermentador.

$$Q = \dot{Q} * t \quad (78)$$

- Dependiendo del escenario (enfriamiento o calentamiento), se realizaron las siguientes cosas:
 - Escenario 1 (Calentamiento): El calor calculado sería la energía que pierde el F-F-B al atravesar el fermentador, y a su vez la que gana el F-OBJ. Esto permite determinar las temperaturas a las que sale el F-F-B del fermentador y el incremento en la temperatura del F-OBJ.

$$T_{F.OBJ-i} + \frac{Q}{\dot{m}_{F.OBJ} C_{p F.OBJ}} = T_{F.OBJ-i+1} \quad (79)$$

$$T_{F.F.B.-entrada} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{F.F.B.} C_{p F.F.B.}} = T_{F.F.B.-salida} \quad (80)$$

- Escenario 2 (Enfriamiento): Esencialmente es el mismo procedimiento, pero de manera inversa. El calor calculado es la energía que gana el F-F-B pero que pierde el F-OBJ. Esto permite calcular la temperatura a la que sale del F-F-B del fermentador y la disminución en la temperatura del F-OBJ.

$$T_{F.OBJ-i} - \frac{Q}{\dot{m}_{F.OBJ} C_{p F.OBJ}} = T_{F.OBJ-i+1} \quad (81)$$

$$T_{F.F.B.-entrada} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{F.F.B.} C_{p F.F.B.}} = T_{F.F.B.-salida} \quad (82)$$

- En la siguiente iteración la temperatura final del F-OBJ sería la temperatura inicial. Este proceso se repitió hasta que la temperatura del F-OBJ igualó la temperatura objetivo.
- Una vez se determinó la temperatura objetivo, se calculó el promedio de temperaturas a las que el F-F-B salió del fermentador. Posteriormente se graficaron y se determinó la desviación estándar para identificar si el promedio es una medida conveniente. Adicionalmente, se identificó si existe un valor que predomina o si la gráfica muestra que se ha estabilizado la temperatura de la cerveza. Sin embargo, esto no debería suceder debido al salto térmico seleccionado.
- En este análisis también se obtuvo información sobre la variación de la tasa de calor suministrada o extraída del fermentador. Previamente se realizó un cálculo en el análisis termodinámico de C1, sin embargo, este análisis consideraba que se suministraba o extraía calor a una tasa constante. Esto es una aproximación pues la tasa de calor transferida depende del diferencial de temperatura entre el F-OBJ y el F-F-B (cuyo valor varía en el tiempo). Este valor promedio se comparó con los valores mínimos y máximos.

En cuanto a las pérdidas hacia el ambiente, estas son principalmente causadas por convección natural. Estas se fueron calculadas utilizando las ecuaciones 11 y 12, las cuales dependen del rango del número de Rayleigh. Estas son correlaciones para paredes verticales, pero también se pueden utilizar para cilindros verticales si se cumple el argumento establecido en la ecuación 13.

Debido a que las pérdidas dependen de la temperatura superficial del fermentador, estas se convierten en una cantidad que varía a lo largo de la superficie y a lo largo del tiempo. Por esta razón, se optó por asumir que el fermentador se mantiene a la temperatura de entrada del F-F-B, esto sería una medida conservadora pues brindaría el mayor diferencial de temperatura posible.

b. Control 2 (C2)

En la primera iteración se obviaron las pérdidas en el sistema. Para poder calcularlas fue necesario determinar la longitud de los intercambiadores de calor y su temperatura superficial. Estos datos fueron ingresados en la correlación para pérdidas de calor en tuberías horizontales (ecuación 10).




Para la longitud de los intercambiadores de calor se utilizó inicialmente la dimensión calculada en la primera iteración. La temperatura superficial del intercambiador de calor no es un valor constante, sin embargo, para obtener una cantidad conservadora se utilizó la temperatura del F-F-B que ofrezca la mayor diferencia respecto al ambiente. Para ambos escenarios esta será la temperatura a la salida del intercambiador de calor de tubos concéntricos. Se utilizó la temperatura del F-F-B pues este es el fluido presente en el espacio concéntrico, esto proporcionó una medida conservadora pues el PVC no es un material conductor.

c. Control 3 (C3)

Para poder calcular las pérdidas de calor hacia el ambiente se asumió que la forma del contenedor será la de un prisma cuadrangular. Sin embargo, se analizaron diferentes relaciones entre la base y altura para contemplar el efecto que tienen en las pérdidas.

Para este análisis se asumió que la superficie inferior se encuentra aislada, y por ende las pérdidas de calor son ocasionadas por convección natural en las paredes verticales del contenedor (ecuaciones 11 y 12) y la pared horizontal superior (ecuaciones 14, 15, y 16). Para determinar las pérdidas máximas se asumió que el contenedor tiene una temperatura superficial uniforme igual a la temperatura del F-R en el momento que empieza a operar el sistema.

Cuadro 8. Relaciones entre base y altura para contenedores

Vista Lateral	Descripción
	Todos los lados tienen la misma longitud (Cubo).
	Las longitudes de la base son 1.25 veces la longitud de la altura.
	Las longitudes de la base son 0.75 veces la longitud de la altura.

(Cuadro propio, 2020)

3. Fuente (F)

Para determinar las pérdidas de calor se siguió un proceso muy similar al de C3, pues en ambos casos se tienen un contenedor que experimenta pérdidas de calor por convección natural hacia el ambiente. Las únicas diferencias radican en magnitud del volumen, ya que ambos contenedores no serán del mismo tamaño, y en la temperatura superficial. Para este caso se asumió que el contenedor tiene una temperatura superficial uniforme igual a la temperatura del F-C en el momento que empieza a operar el sistema.

4. Selección del compresor y repercusiones en los cálculos

Previamente se mencionó que el compresor está estrictamente ligado con el F-B y con el estándar AHRI 540 seleccionado. Para esto se analizó el catálogo de Copeland por diversas razones, entre las cuales resaltan: amplia variedad de productos, son distribuidos en Guatemala, la marca posee un programa gratuito para facilitar la selección, y es posible conseguir la planimetría de manera gratuita desde la página web del fabricante. Adicionalmente se decidió que el compresor debería ser del tipo espiral debido los beneficios que estos brindan en términos de durabilidad y eficiencia.

El estándar AHRI 540 se puede dividir en refrigeración y acondicionamiento de aire. Los compresores Copeland del tipo espiral que se pueden clasificar dentro de estas categorías tienen las siguientes características:

Cuadro 9. Características principales de la gama de compresores Copeland tipo espiral

Tipo	Aplicación	Capacidad (hp)	Refrigerantes
Refrigeración	Alta temperatura	1.00-2.50 2.00-4.00 3.00-4.50	R-134a R-404a R-407a R-407c R-448a R-449a R-507 R-290
	Temperatura Media	0.75-1.25 1.00-2.50 2.00-4.00 3.00-4.50 4.00-8.00	R-134a R-404a R-407a R-407c R-407f R-448a R-449a R-507 R-290
	Baja Temperatura	0.75-1.25 2.00-4.00	R-134a R-404a R-407a R-407c R-407f R-448a R-449a R-507
Aire Acondicionado	Aire Acondicionado	1.50-5.00 1.00-5.00 1.50-2.00	R-407c R-410a

(Cuadro propio, 2020)

Como se puede observar, el R-134a puede ser utilizado con compresores diseñados para refrigeración, mientras que el R-410a puede ser utilizado con compresores diseñados para aire acondicionado. En el análisis de C.C. se mencionaron los criterios para poder seleccionar el estándar AHRI, y si el estándar seleccionado cae en la categoría de refrigeración se debe seleccionar R-134a. Por otro lado, si el estándar seleccionado cae en la categoría de acondicionamiento de aire, se debe seleccionar el refrigerante R-410a.

Para seleccionar la capacidad del compresor se observó el trabajo que este debe suministrar para ambos escenarios, y utilizar la cantidad máxima para guiar la selección. El primer compresor será una selección tentativa, pues anteriormente se asumió la eficiencia isentrópica del compresor. Esta normalmente no es revelada por el fabricante, pero sí revelan el COP que tendría el sistema. Con este COP se pudo determinar la eficiencia utilizando la herramienta de *Solver* de Excel.

Una vez se determinó la eficiencia, se pudo obtener un nuevo trabajo de compresor para ambos escenarios. Este se comparó con el trabajo del compresor seleccionado y se observó si la potencia suministrada todavía era adecuada. Esto se realizó para determinar si era necesario seleccionar otro compresor de mayor capacidad al seleccionado tentativamente. Una vez definida la capacidad del compresor, se debió realizar una nueva iteración de todos los cálculos con el fin de obtener un sistema que opere bajo las condiciones que dicta el compresor seleccionado.

Para poder realizar esta nueva iteración se determinó el flujo másico de F-B que proporciona la potencia del compresor seleccionado. Esta se determinó al dividir la potencia dentro del trabajo que proporciona el compresor por unidad de masa en un ciclo (ecuación 54). Anteriormente este parámetro se calculaba utilizando la ecuación 44, sin embargo, ahora que se tiene definido el flujo másico se debieron modificar los valores de entrada para obtener el resultado deseado. Para esto se utilizó la herramienta de *Solver* de Excel. El compresor también proporciona los diámetros de succión y descarga. Los cuales permiten seleccionar la válvula inversora de 4 vías.

5. Selección de válvula inversora de 4 vías.

Para seleccionar la válvula inversora de 4 vías fue necesario definir el refrigerante a utilizar, el ciclo termodinámico por utilizar, y los diámetros de succión y descarga de compresor. Para guiar el proceso de selección se utilizó el catálogo de Danfoss. Se consideró esta marca gracias a su amplia variedad de productos para el área frigorífica y la disponibilidad de cursos en línea gratuitos para capacitar al lector sobre la selección de sus productos.

Estas válvulas tienen dos rangos de temperaturas en las cuales pueden operar. Un rango de temperaturas establece las condiciones del medio en el cual se pueden encontrar, mientras que otro rango de temperaturas es específico del refrigerante que puede circular a través de la válvula. Se consideraron ambos al momento de seleccionar la válvula, sin embargo, para este caso en particular, la temperatura del refrigerante fue la de mayor importancia. Esto se debe a que esta válvula se encontrará expuesta a una temperatura ambiente de 21 grados Celsius y no dentro de un espacio refrigerado.

Similar a la selección del compresor, la selección de la válvula brindó nueva información que permite definir dimensiones que previamente se habían asumido. En este caso se definieron los diámetros de los intercambiadores de calor. Usualmente estos tienen el mismo diámetro, y tienden a ser el mismo que el diámetro de succión del compresor. Esta modificación alteró la velocidad a la que fluye el F-B, lo cual alteró el coeficiente global de transferencia de calor y la longitud de los

intercambiadores. Esto a su vez modificó la magnitud de las pérdidas de calor hacia el ambiente debido al cambio del área superficial.

6. Selección de la válvula de expansión

Existen dos formas en las que se puede implementar el sistema de expansión, sin embargo, esto depende principalmente del tipo de válvula que se escoja. Si el tipo de válvula es unidireccional, se requerirán dos unidades debido a la naturaleza del sistema. Si el tipo de válvula es bidireccional, se requerirá únicamente una unidad. Para guiar el proceso de selección se utilizó el catálogo de Parker gracias a su amplia gama de productos para el área frigorífica, la disponibilidad de información referente a la correcta selección de válvulas, y su disponibilidad dentro del mercado guatemalteco.

Para poder dimensionar el mecanismo de expansión fue necesario definir previamente los siguientes parámetros:

- El F-B (R134a o R410a)
- La temperatura y presión del evaporador
- La capacidad del evaporador
- La temperatura y presión del condensador
- Temperatura de entrada a la válvula de expansión

El proceso de selección que sugiere Parker es el siguiente:

- Primer paso: Determinar factor de corrección a la capacidad del evaporador. Este depende del refrigerante y la temperatura de entrada del F-B a la válvula.
 - Para R134a

Cuadro 10. Factores de corrección para la capacidad del evaporador (R134a)

Refrigerant	Liquid Temperature Entering TEV							
	-10°C	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C
Correction Factor								
R-134a	1.64	1.52	1.39	1.26	1.13	1.00	0.87	0.73

(Parker, 2012)

- Para R410a

Cuadro 11. Factores de corrección para la capacidad del evaporador (R410a)

Refrigerant	Liquid Temperature Entering TEV							
	-10°C	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C
Correction Factor, CF Liquid Temperature								
R-410A	1.73	1.59	1.44	1.30	1.15	1.00	0.84	0.65

(Parker, 2012)

$$C_{evap. \text{ de diseño}} = F.C.* C_{evap. \text{ de calculada}} \quad (83)$$

- Segundo paso: Determinar la reducción de presión que debe ocasionar la válvula y temperatura del evaporador.

$$R.P. = P_{condensador} - P_{evaporador} \quad (84)$$

- Tercer paso: Identificar el valor que más se aproxime a la temperatura del evaporador, luego seleccionar la reducción de presión que debe ocasionar la válvula, y luego identificar la capacidad del evaporador. Finalmente se debe identificar el tipo de válvula y la capacidad nominal asociada con la temperatura, presión, y capacidad seleccionadas. La última letra “E” presente en el tipo de válvula se refiere a si es ecualizada externamente, estas son utilizadas para dos propósitos. Son utilizadas si se tienen pérdidas considerables entre la válvula de expansión y el compresor, y además tienen la capacidad de ser utilizadas para un fluido bidireccional. A continuación, se muestra un diagrama que muestra la manera de ubicar los parámetros.

Figura 38. Partes de los cuadros de los catálogos de Parker para válvulas inversoras

Valve Type	Orifice	Nominal Capacity (Tons)	Evaporator Temperature °F							
			40°F							
			Pressure Drop (PSIG)							
C(E), S(E), EC(E)	AA	1/2	0.5	0.6	0.7	0.8	0.8	0.9	0.9	1.0
C(E), S(E), EC(E)	A	1 to 1-1/2	1.5	1.8	2.0	2.1	2.3	2.5	2.4	2.8
C(E), S(E), EC(E)	B	2 to 3	2.8	3.2	3.6	3.9	4.2	4.5	4.8	5.1
C(E), S(E), EC(E)	C	3-1/2 to 5	4.3	5.0	5.6	6.1	6.6	7.1	7.5	7.9
C(E), S(E), EC(E)	D	6	5.2	6.0	6.7	7.4	7.9	8.5	9.0	9.5

- A: Temperatura del evaporador
- B: Caída de presión deseada
- C: Tipo de válvula
- D: Capacidad del evaporador

(Parker, 2012)

Para R134a

Cuadro 12. Cuadros del catálogo de Parker para válvulas inversoras que utilizan R134a

Valve Type	Nominal Capacity (kW) or Orifice Designation	Evaporator Temperature °C																							
		5°C					-5°C					-15°C													
		Pressure Drop (BAR)																							
N	3	1.9	2.4	2.9	3.2	3.6	3.9	4.1	4.4	1.9	2.3	2.7	3.1	3.4	3.7	4.0	4.2	1.7	2.1	2.5	2.8	3.1	3.3	3.6	3.8
N	7	5.8	7.3	8.6	9.7	10.7	11.5	12.4	13.2	5.5	7.0	8.2	9.3	10.2	11.1	11.9	12.7	5.0	6.3	7.4	8.3	9.2	9.9	10.7	11.3
C(E), EC(E), SCE	AA	1.2	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	2.6	1.1	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.5	1.1	1.3	1.6	1.8	1.9	2.1	2.3	2.4
C(E), EC(E), SCE	A	3.4	4.3	5.0	5.6	6.2	6.7	7.2	7.7	3.2	4.1	4.8	5.4	6.0	6.5	6.9	7.4	2.9	3.7	4.3	4.9	5.4	5.8	6.2	6.6
C(E), EC(E), SCE	B	6.2	7.8	9.2	10.3	11.4	12.3	13.2	14.1	5.9	7.5	8.8	9.9	10.9	11.8	12.7	13.5	5.3	6.7	7.9	8.9	9.8	10.6	11.4	12.1
C(E), EC(E), SCE	C	9.6	12.2	14.3	16.1	17.8	19.3	20.7	22.0	9.2	11.7	13.7	15.5	17.0	18.5	19.8	21.1	8.3	10.5	12.3	13.9	15.3	16.6	17.8	18.9
C(E), EC(E), SCE	D	15.4	19.5	22.9	25.8	28.4	30.8	33.1	35.2	14.8	18.7	21.9	24.7	27.3	29.6	31.7	33.7	13.3	16.8	19.7	22.2	24.5	26.5	28.5	30.3
EBSE	18	16.5	20.8	24.4	27.6	30.4	33.0	35.3	37.6	13.4	17.0	19.9	22.5	24.7	26.8	28.8	30.6	11.6	14.6	17.1	19.3	21.3	23.1	24.8	26.3
EBSE	25	22.7	28.7	33.7	38.0	41.9	45.4	48.7	51.8	18.5	23.4	27.4	30.9	34.1	37.0	39.7	42.2	15.9	20.1	23.6	26.6	29.4	31.9	34.2	36.3
EBSE	32	30.2	38.2	44.7	50.5	55.6	60.3	64.7	68.8	23.5	29.7	34.9	39.3	43.3	47.0	50.4	53.6	19.1	24.1	28.3	31.9	35.2	38.2	40.9	43.5
EBSE	42	43.2	54.6	64.1	72.3	79.6	86.4	92.6	98.5	33.7	42.7	50.0	56.4	62.2	67.4	72.3	76.9	26.9	34.0	39.9	45.0	49.6	53.8	57.7	61.4
OE	32	29.1	36.8	43.2	48.7	53.7	58.2	62.4	66.4	25.4	32.2	37.7	42.6	46.9	50.9	54.6	58.0	22.3	28.3	33.1	37.4	41.2	44.7	47.9	50.9
OE	42	37.8	47.9	56.1	63.3	69.8	75.7	81.2	86.3	33.1	41.8	49.0	55.3	61.0	66.1	70.9	75.4	29.0	36.7	43.1	48.6	53.5	58.1	62.3	66.2
OE	56	50.1	63.4	74.4	83.9	92.4	100	108	114	43.8	55.4	65.0	73.3	80.8	87.6	93.9	100	38.5	48.7	57.1	64.4	70.9	76.9	82.5	87.7
OE	81	74.1	93.7	110	124	137	148	159	169	69.8	88.3	104	117	129	140	150	159	60.0	75.9	89.0	100	111	120	129	137
OE	110	103	130	153	172	190	206	221	235	97.2	123	144	163	179	194	208	222	83.4	106	124	140	154	167	179	190
OE	140	129	163	191	216	238	258	276	294	121	154	180	203	224	243	260	277	104	132	155	175	192	209	224	238

(Parker, 2012)

Para R410a

Cuadro 13. Cuadros del catálogo de Parker para válvulas inversoras que utilizan R410a

Valve Type	Nominal Capacity (kW) or Orifice Designation	Evaporator Temperature °C																	
		5°C						-5°C						-15°C					
		Pressure Drop (BAR)																	
		8	11	14	17	20	23	8	11	14	17	20	23	8	11	14	17	20	23
H(E), HC(E)	5	4.5	5.3	5.9	6.6	7.1	7.6	4.4	5.2	5.8	6.4	6.9	7.5	4.3	5.0	5.7	6.3	6.7	7.3
H(E), HC(E)	11	9.0	10.5	11.9	13.1	14.2	15.2	8.8	10.3	11.6	12.8	13.9	14.9	8.6	10.0	11.3	12.5	13.3	14.5
H(E), HC(E)	18	15.0	17.6	19.8	21.8	23.7	25.4	14.7	17.2	19.4	21.4	23.2	24.9	14.3	16.7	18.9	20.8	22.3	24.2
ECE	AA	2.1	2.5	2.8	3.0	3.3	3.5	2.0	2.4	2.7	3.0	3.2	3.5	1.8	2.2	2.4	2.7	2.9	3.1
ECE	A	6.1	7.1	8.1	8.9	9.6	10.3	6.0	7.0	7.9	8.7	9.4	10.1	5.5	6.4	7.2	8.0	8.6	9.3
ECE	B	11.1	13.1	14.7	16.2	17.6	18.9	10.9	12.8	14.4	15.9	17.2	18.5	10.0	11.7	13.2	14.5	15.8	16.9
ECE	C	17.4	20.4	23.0	25.4	27.5	29.5	17.0	19.9	22.5	24.8	26.9	28.8	15.6	18.3	20.6	22.7	24.6	26.4
ECE	D	27.8	32.6	36.8	40.6	44.0	47.2	27.2	31.9	36.0	39.7	43.0	46.2	24.9	29.2	33.0	36.3	39.4	42.3
ECE	44	36.3	42.5	48.0	52.9	57.4	61.5	35.5	41.6	46.9	51.7	56.1	60.2	32.5	38.1	43.0	47.4	51.4	55.1
ECE	53	42.1	49.5	55.7	61.4	66.5	71.4	41.2	48.3	54.4	60.0	65.1	69.8	37.7	44.2	49.9	54.9	59.6	63.9
OE	70	57.3	67.1	75.8	83.5	90.5	97.1	56.2	65.9	74.3	81.9	88.8	95.2	53.7	62.9	70.9	78.1	84.7	90.9
OE	88	68.7	80.6	90.9	100	109	117	67.4	79.0	89.2	98.2	107	114	64.3	75.4	85.1	93.8	102	109
OE	123	94.5	111	125	138	149	160	92.7	109	123	135	147	157	88.4	104	117	129	140	150
OE	176	143	168	189	209	226	243	140	165	186	205	222	238	134	157	177	195	212	227
OE	211	172	201	227	250	272	291	168	198	223	246	266	286	161	189	213	234	254	273

(Parker, 2012)

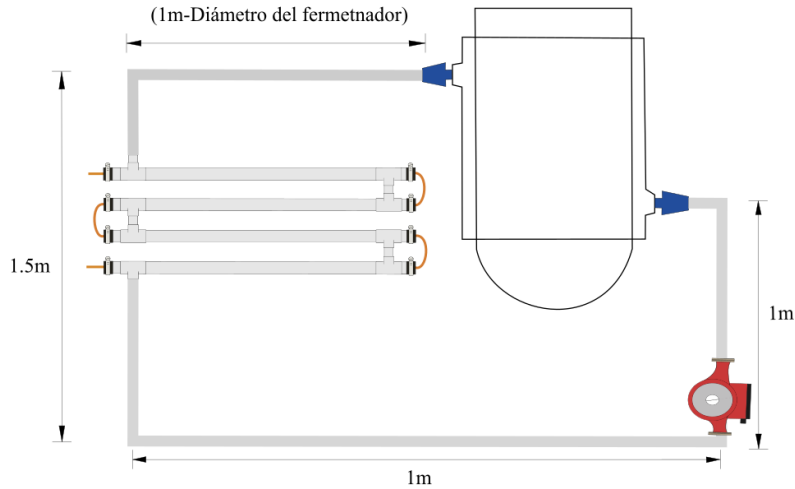
7. Selección de bomba

Para poder movilizar el F-F-B se incluyó una bomba, cuya selección requiere la determinación del caudal y la presión que debe suministrar. El procedimiento para calcular el caudal puede encontrarse en el análisis termodinámico de C2, mientras que el proceso para determinar la altura se explicará a continuación. La presión que debe suministrar la bomba dependerá de las pérdidas de presión dentro del circuito cerrado y la altura que debe elevar el fluido.

Para determinar la caída presión fue necesario identificar la longitud de tubería recta y la longitud equivalente ocasionada por los accesorios. La longitud de tubería recta es igual a la suma de la longitud del intercambiador de calor y la longitud de la tubería adicional para poder conectar los tres componentes principales (fermentador, intercambiador de calor, y bomba). La longitud del intercambiador de calor es un valor calculado, sin embargo, la longitud de la tubería requerida para conectar los demás componentes dependerá de la distancia en que se encuentren unos de otros. El diámetro utilizado para toda la tubería tiene un diámetro nominal de 1.5 pulgadas. Sin embargo, a lo largo de los tramos rectos del intercambiador de calor, el líquido fluye a través de un espacio anular, lo cual implica que el diámetro utilizado en esas partes es igual al diámetro hidráulico.

Para determinar la longitud de tubería adicional se utilizaron las siguientes dimensiones y suposiciones. La entrada de fermentador se encuentra a 1.5 metros de altura respecto al piso mientras que la salida se encuentra a 1 metro del piso, y para este caso se asumirá que la bomba estará ubicada a nivel del piso. Adicionalmente, se asumirá que la bomba no tendrá una separación horizontal respecto a la salida del fermentador, pero tendrá una separación de 1 metro respecto a la entrada del intercambiador de calor. Finalmente, considerando el diámetro del fermentador (0.194m), se calculó una longitud aproximada para el largo de tubería que equivale a 4.306 metros más la longitud del intercambiador de calor.

Figura 39. Distancias para dimensionar longitud de tubería
0.806m
(1m-Diámetro del fermetnador)



(Cuadro propio, 2020)

Dentro del sistema se tienen 4 codos y 8 accesorios tipo “T” con un diámetro nominal de 1.5 pulgadas. Estos accesorios generan una pérdida de presión que puede simplificarse si se encuentra una longitud equivalente de tubería recta que ocasionaría la misma pérdida de presión. Esta longitud se le debe sumar a la longitud de tubería recta calculada anteriormente. Para determinar esta longitud equivalente se utilizó el siguiente cuadro.

Cuadro 14. Longitud equivalente de para accesorios en pies

Plastic IPS or Copper Fitting Type	½"	¾"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"	4"	6"	8"
Coupling	1.5	2.5	3.0	3.0	4.0	6.0	7.0	8.0	11.0	18.0	24.0
Run of St. Tee	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	9.0	11.0	15.0	21.0	28.0
Tee, Side Outlet	7.0	9.0	12.0	15.0	18.0	24.0	30.0	36.0	45.0	70.0	90.0
Tee, Run Reduced ½"	3.5	4.5	6.0	8.0	9.0	11.0	14.0	17.0	24.0	34.0	45.0
Elbow, 90°	3.5	4.5	6.0	8.0	9.0	11.0	14.0	17.0	24.0	34.0	45.0
Elbow, 34°	1.5	2.0	3.0	3.5	4.0	5.0	7.0	8.0	10.0	16.0	20.0

(Hunter Industries, 2015)

Una vez se calculó la longitud total de tubería, se identificaron las pérdidas de presión utilizando el siguiente cuadro, el cual identifica las pérdidas de presión por cada 100 pies de longitud para diferentes diámetros nominales y caudales.

Cuadro 15. Pérdidas de presión por cada 100 pies de longitud para tuberías de PVC cédula 40

Nominal Size	1/2"		3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"		2"	
	Avg. ID		0.804		1.029		1.360		1.590		2.047	
	0.840		1.050		1.315		1.660		1.900		2.375	
Flow GPM	Velocity FPS	PSI LOSS	Velocity FPS	PSI LOSS	Velocity FPS	PSI LOSS	Velocity FPS	PSI LOSS	Velocity FPS	PSI LOSS	Velocity FPS	PSI LOSS
1	1.13	0.50	0.63	0.12	0.39	0.04	0.22	0.01	0.16	0.00		
2	2.25	1.82	1.26	0.44	0.77	0.13	0.44	0.03	0.32	0.02	0.19	0.00
3	3.38	3.85	1.89	0.94	1.16	0.28	0.66	0.07	0.48	0.03	0.29	0.01
4	4.50	6.55	2.52	1.60	1.54	0.48	0.88	0.12	0.65	0.06	0.39	0.02
5	5.63	9.91	3.16	2.42	1.93	0.73	1.10	0.19	0.81	0.09	0.49	0.03
6	6.75	13.89	3.79	3.40	2.31	1.02	1.32	0.26	0.97	0.12	0.58	0.04
7	7.88	18.48	4.42	4.52	2.70	1.36	1.54	0.35	1.13	0.16	0.68	0.05
8	9.01	23.66	5.05	5.79	3.08	1.74	1.76	0.45	1.29	0.21	0.78	0.06
9	10.13	29.43	5.68	7.20	3.47	2.17	1.99	0.56	1.45	0.26	0.88	0.08
10	11.26	35.77	6.31	8.75	3.85	2.63	2.21	0.68	1.61	0.32	0.97	0.09
12	13.51	50.14	7.57	12.27	4.62	3.69	2.65	0.95	1.94	0.44	1.17	0.13
14	15.76	66.71	8.84	16.32	5.39	4.91	3.09	1.26	2.26	0.59	1.36	0.17
16	18.01	85.42	10.10	20.90	6.17	6.29	3.53	1.62	2.58	0.76	1.56	0.22
18	20.26	106.24	11.36	25.99	6.94	7.82	3.97	2.01	2.90	0.94	1.75	0.28
20			12.62	31.59	7.71	9.51	4.41	2.45	3.23	1.14	1.95	0.33
22			13.89	37.69	8.48	11.35	4.85	2.92	3.55	1.37	2.14	0.40
24			15.15	44.28	9.25	13.33	5.29	3.43	3.87	1.60	2.34	0.47
26			16.41	51.36	10.02	15.46	5.74	3.98	4.20	1.86	2.53	0.54
28			17.67	58.91	10.79	17.73	6.18	4.56	4.52	2.13	2.73	0.62
30			18.94	66.94	11.56	20.15	6.62	5.19	4.84	2.42	2.92	0.71
32					12.33	22.71	7.06	5.85	5.16	2.73	3.12	0.80
34					13.10	25.41	7.50	6.54	5.49	3.06	3.31	0.89
36					13.87	28.24	7.94	7.27	5.81	3.40	3.51	0.99
38					14.64	31.22	8.38	8.04	6.13	3.76	3.70	1.10
40					15.41	34.33	8.82	8.84	6.46	4.13	3.89	1.21
42					16.18	37.58	9.26	9.67	6.78	4.52	4.09	1.32
44					16.95	40.96	9.71	10.54	7.10	4.93	4.28	1.44
46					17.73	44.47	10.15	11.45	7.42	5.35	4.48	1.57
48					18.50	48.12	10.59	12.39	7.75	5.79	4.67	1.69
50					19.27	51.90	11.03	13.36	8.07	6.25	4.87	1.83
55							12.13	15.94	8.88	7.45	5.36	2.18
60							13.24	18.72	9.68	8.75	5.84	2.56
65							14.34	21.72	10.49	10.15	6.33	2.97
70							15.44	24.91	11.30	11.65	6.82	3.41
75							16.54	28.31	12.10	13.23	7.30	3.87
80							17.65	31.90	12.91	14.91	7.79	4.36
85									13.72	16.69	8.28	4.88
90									14.52	18.55	8.76	5.43
95									15.33	20.50	9.25	6.00
100									16.14	22.55	9.74	6.59
110											10.71	7.87
120											11.68	9.24
130											12.66	10.72
140											13.63	12.30
150											14.61	13.97
160											15.58	15.75
170												
180												
190												
200												

(Hunter Industries, 2015)

VI. RESULTADOS

A. SELECCIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

Al comparar las temperaturas máximas y mínimas del fermentador con las temperaturas de evaporación y condensación de los diferentes ciclos contemplados en el estándar AHRI 540, se identificó que el estándar de refrigeración de temperatura media proporciona un salto térmico adecuado para ambos escenarios. Sin embargo, si el sistema fuese diseñado únicamente para enfriar el fermentador, el ciclo de refrigeración de baja temperatura y el ciclo de calentamiento de aire acondicionado proporcionarían un mayor salto térmico. De manera inversa, si el sistema fuese diseñado únicamente para calentar el fermentador, el ciclo de refrigeración de alta temperatura proporcionaría un mayor salto térmico. En el Cuadro 17 se identificaron con color verde los saltos térmicos superiores a 10 grados Celsius y con rojo los saltos térmicos inferiores a 10 grados Celsius.

Cuadro 16. Temperaturas objetivo de la cerveza

Temperaturas de la Cerveza			
	°F	°C	K
Temperatura máxima	85.00	29.44	302.59
Temperatura mínima	55.00	12.78	285.93

(Cuadro propio, 2020)

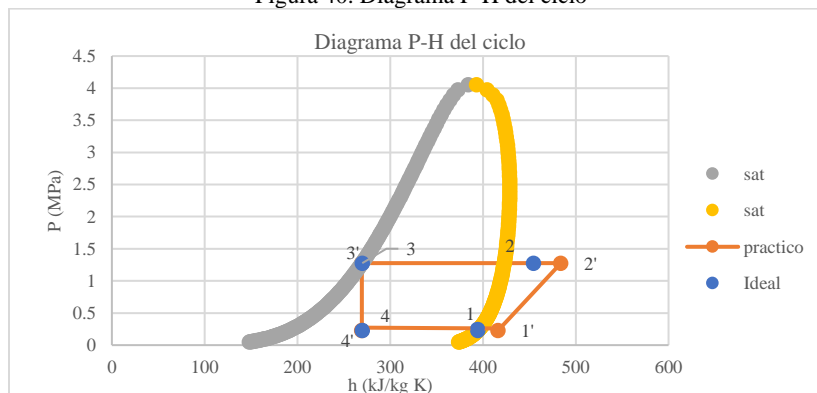
Cuadro 17. Saltos térmicos para diferentes ciclos de refrigeración

	Temperaturas en °C				
	Aire Acondicionado		Refrigeración		
	Calentamiento	Enfriamiento	Baja	Media	Alta
T. de evaporación	-15.00	10.00	-31.50	-6.67	7.00
T. de condensación	35.00	46.00	40.50	48.89	54.50
	Salto térmico respecto al fermentador				
Escenario 1	5.56	16.56	11.06	19.45	25.06
Escenario 2	27.78	2.78	44.28	19.45	5.78

(Cuadro propio, 2020)

- Estándar utilizado: AHRI 540 de refrigeración de mediana temperatura
- Debido al ciclo de refrigeración seleccionado, se seleccionó el refrigerante R134a como F-B.

Figura 40. Diagrama P-H del ciclo



(Figura propia, 2020)

Las características termodinámicas de este ciclo son las siguientes:

Cuadro 18. Características termodinámicas del ciclo

Puntos 1 y 1'				
1				
T	P	S	H	Q
°C	mPa	kJ/kg	H kJ/kg	X
-6.67	0.23	1.73	394.66	1
1'				
T	P	S	H	Q
°C	mPa	kJ/kg	H kJ/kg	X
18.33	0.23	1.81	416.29	Gas
Puntos 2 y 2'				
2				
T	P	S	H	H
°C	mPa	kJ/kg	Hs kJ/kg	H kJ/kg
76.01	1.28	1.73	430.55	454.05
2'				
T	P	S	H	H
°C	mPa	kJ/kg	Hs kJ/kg	H kJ/kg
103.29	1.28	1.81	456.91	483.49
Puntos 3 y 3'				
3				
T	P	S	H	Q
°C	mPa	kJ/kg	H kJ/kg	X
48.89	1.28	1.23	269.91	0
3'				
T	P	S	H	Q
°C	mPa	kJ/kg	H kJ/kg	X
48.59	1.28	1.23	269.44	Liquido
Puntos 4 y 4'				
4				
T	P	S	H	Q
°C	mPa	kJ/kg	H kJ/kg	X
-6.67	0.23	1.26	269.91	0.39
4'				
T	P	S	H	Q
°C	mPa	kJ/kg	H kJ/kg	X
-6.67	0.23	1.26	269.44	0.39

(Cuadro propio, 2020)

B. RESULTADOS DE CONTROL PREVIO A LA SELECCIÓN DEL COMPRESOR

Como F-F-B se seleccionó una mezcla de agua-glicol al 20%, esto disminuye la capacidad calorífica del fluido, lo cual demanda un mayor flujo másico. Sin embargo, la selección fue necesaria debido a la temperatura de evaporación del ciclo de refrigeración seleccionado. Si bien en el escenario 1 la temperatura de condensación del ciclo de refrigeración es la que está en contacto con este fluido, en el escenario 2 sucede lo contrario al invertir el ciclo. Ya que no sería práctico usar un F-B distinto para cada escenario, se seleccionó la mezcla de agua-glicol y no agua pues esta se congelaría en el escenario 2.

1. Control 1 (C1)

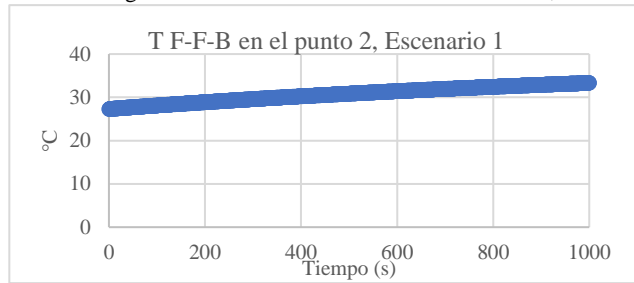
Cuadro 19. Parámetros en Control 1 previo a la selección del compresor

Parámetros ingresados			
		Escenario 1	Escenario 2
Cp cerveza	kJ/kg*K	4.18	4.18
m cerveza	Kg	20.00	20.00
delta tiempo	S	900.00	900.00
Ti cerveza	°C -K	20.10	20.10
Tf cerveza	°C -K	29.44	12.78
Cp F-F-B	kJ/kg*K	3.88	3.88
T F-F-B-C1-1	°C -K	39.00	6.00
T F-F-B-C1-2	°C -K	30.00	13.30
Q per-C1	kW	0.01	-0.01
Parámetros calculados			
DU	kJ	781.94	-612.72
dU/dt (Uniforme)	kW	0.87	-0.68
Q de diseño	kW	0.87	-0.68
flujo másico F-F-B	kg/s	0.03	0.02

(Cuadro propio, 2020)

La temperatura del F-F-B a la salida del fermentador fue determinada al realizar el análisis de transferencia de calor del contenedor enchaquetado para cada uno de los escenarios. También se determinó la tasa de calor que se le suministra o extrae del fermentador, dependiendo del escenario. Dichos resultados presentaron variaciones de hasta 50% entre los valores máximos y mínimos, lo cual demandó tomar medidas conservadoras a la hora de seleccionar el compresor.

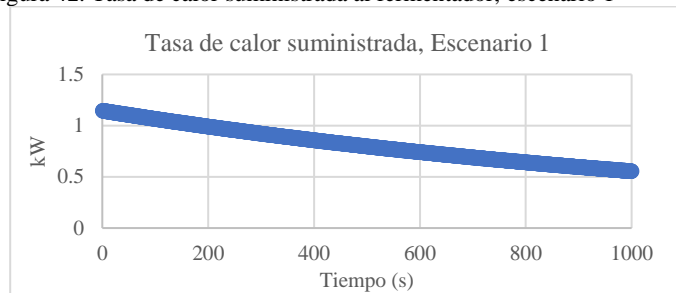
Figura 41. T F-F-B a la salida del fermentador, escenario 1



(Figura propia, 2020)

En el escenario 1, como se puede observar en la figura anterior, a los 900 segundos esta temperatura todavía no se ha estabilizado en algún valor determinado. Lo cual proporciona una desviación estándar de 1.66 grados respecto al promedio. No obstante, estos son datos preliminares pues son previos a la selección del compresor.

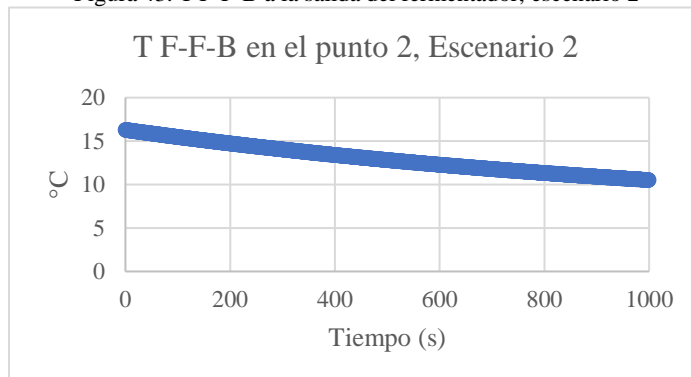
Figura 42. Tasa de calor suministrada al fermentador, escenario 1



(Figura propia, 2020)

En el escenario 1, al analizar la tasa de calor, se observó que esta disminuye de 1.146 KW a 0.579 KW, lo cual representa una disminución de un 49.5%. También se observó una desviación estándar de 0.16KW respecto al promedio, lo cual representa una variación de un 19%. Sin embargo, como se mencionó anteriormente, estos datos son previos a la selección del compresor.

Figura 43. T F-F-B a la salida del fermentador, escenario 2

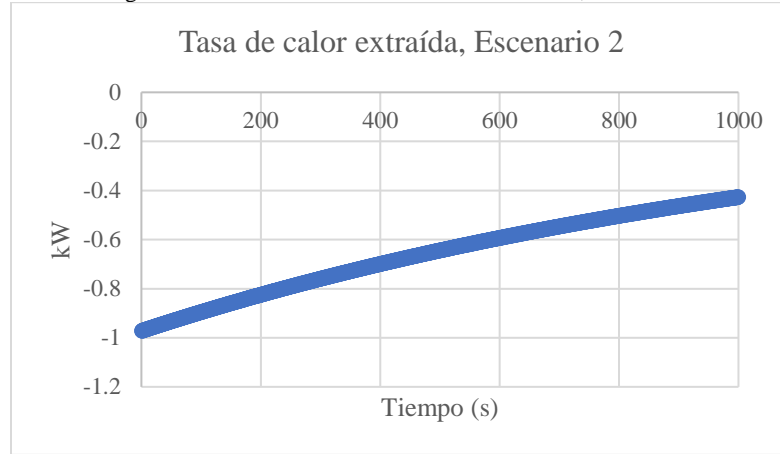


(Figura propia, 2020)

En el escenario 2, para la temperatura del F-F-B a la salida del fermentador, se obtuvo un valor promedio de 13.3 grados con una desviación estándar de 1.51 grados. También se determinó la tasa de calor que se extrae al fermentador a medida que cambia la temperatura de la cerveza y

del T F-F-B. Esta varía de -0.97 KW hasta -0.47 KW, lo cual representa una disminución de 51% en la magnitud de la tasa de calor. Esta presentó una desviación estándar de 0.15 KW, lo cual representa una desviación del 22% respecto al promedio.

Figura 44. Tasa de calor extraída del fermentador, escenario 2



(Figura propia, 2020)

2. Control 2 (C2)

Cuadro 20. Parámetros en Control 2 previo a la selección del compresor

Parámetros ingresados				
	Escenario 1		Escenario 2	
T F-F-B_C2_3	30.00	°C	13.30	°C -K
T F-F-B_C2_4	39.00	°C	6.00	°C
h F-B_C2_1	456.91	kJ/kg*K	269.44	kJ/kg*K
h F-B_C2_2	269.44	kJ/kg*K	394.66	kJ/kg*K
Qper-c2	0.05	kW	0.05	kW
Parámetros calculados				
Flujo másico F-B	0.005	kg/s	0.006	kg/s

(Cuadro propio, 2020)

3. Control 3 (C3)

Esta subdivisión únicamente aplica para el escenario 2.

Como F-R, se seleccionó una mezcla de agua-glicol al 20% debido a la temperatura de evaporación del ciclo seleccionado, -6.67 grados Celsius. Se identificó para diferentes temperaturas y flujos másicos de condensados, el volumen del contenedor 2 que permite un decremento de 1 grado Celsius. Adicionalmente se incluye el tiempo que debería precalentarse el tanque previo a utilizar el sistema. En el cuadro siguiente se puede observar que a medida que la temperatura incrementa, se requiere un menor flujo másico. Los valores negativos de volumen simplemente indican que, para ese flujo másico, se está suministrando más calor al contenedor 2 del que se está extrayendo. En este caso no se obtendrá el decremento de 1 grados Celsius, sino un incremento en la temperatura. Esto sería positivo pues incrementaría la diferencia de temperatura entre el medio

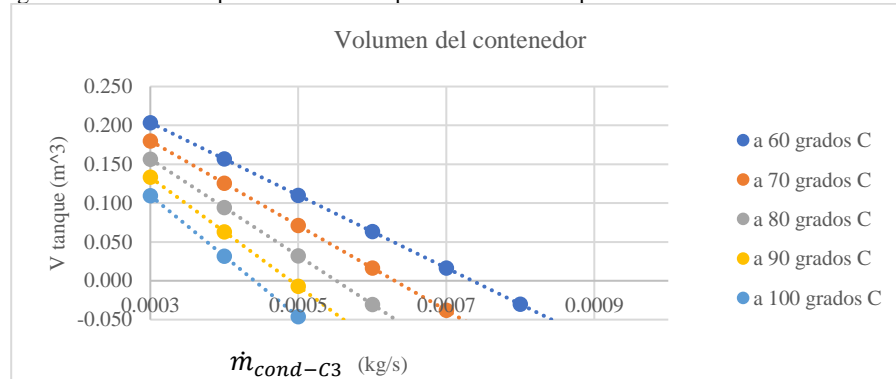
circundante y la superficie del intercambiador de calor, lo cual incrementa la tasa de transferencia de calor. Los datos del cuadro 21 también se graficaron en la figura 45 y, como se puede observar, la relación entre el volumen del contenedor 2 y el flujo másico de los condensados tiene un comportamiento lineal.

Cuadro 21. Volúmenes para el contenedor 2 y tiempos de precalentamiento para diferentes temperaturas de condensados.

$\dot{m}_{cond-f1}$ kg/s	a 60 grados C		a 70 grados C		a 80 grados C		a 90 grados C		a 100 grados C	
	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas
0.0003	0.19	47.69	0.17	27.98	0.14	18.07	0.12	12.10	0.10	8.11
0.0004	0.14	18.08	0.11	10.64	0.08	6.16	0.05	3.16	0.02	1.02
0.0005	0.10	8.15	0.06	3.82	0.02	1.04	-0.02		-0.06	
0.0006	0.05	3.18	0.00	0.19	-0.04		-0.09		-0.14	
0.0007	0.00	0.19	-0.05		-0.11		-0.16		-0.22	
0.0008	-0.04		-0.11		-0.17		-0.23		-0.29	

(Cuadro propio, 2020)

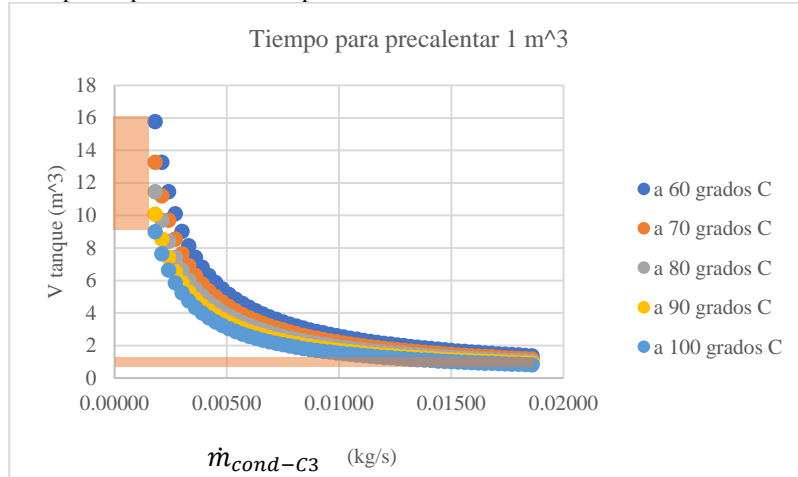
Figura 45. Volúmenes para contenedor 2 para diferentes temperaturas de condensados.



(Figura propia, 2020)

Para visualizar de una mejor manera el efecto que tiene el flujo másico y la temperatura en tiempo de precalentamiento, se fijó un volumen específico de 1 metro cúbico y se tabularon los resultados. En la siguiente ilustración se puede observar que, a menores flujos másicos, una menor temperatura en los condensados de vapor de agua afecta en el orden de horas el tiempo de precalentamiento, mientras que a mayores flujos másicos esto se reduce a minutos. Esto implica que, para poder implementar los condensados de vapor de agua en un proceso industrial de manera sostenible, se debe tener un suministro suficiente para no tener un tiempo de preparación que incremente la duración del proceso. Es recomendable realizar un análisis para observar si esta tarea puede realizarse en paralelo con otros procesos previos para no convertirse en una tarea crítica.

Figura 46. Tiempos de precalentamiento para el contenedor 2 utilizando un volumen de 1 m³.



(Figura propia, 2020)

C. CICLO DE COMPRESIÓN (CC)

A continuación, se muestran las características del ciclo de refrigeración para cada uno de los escenarios, considerando la eficiencia isentrópica del compresor seleccionado y no la eficiencia isentrópica preliminar de 80%. Se puede observar que el escenario 2 demanda una mayor capacidad, la cual se traduce a un mayor flujo másico de refrigerante. No obstante, las características por unidad de masa son las mismas para ambos escenarios. Esto se debe a que estas dependen del ciclo de refrigeración.

Cuadro 22. Características del ciclo de refrigeración

Capacidad del condensador				
	Escenario 1		Escenario 2	
Ciclo ideal	0.92	kW	1.09	kW
Ciclo práctico	1.07	kW	1.26	kW
Capacidad del evaporador o efecto refrigerante				
	Escenario 1		Escenario 2	
Ciclo ideal	0.62	kW	0.74	kW
Ciclo práctico	0.73	kW	0.87	kW
Potencia del compresor				
	Escenario 1		Escenario 2	
Ciclo ideal	0.30	kW	0.35	kW
Ciclo práctico	0.34	kW	0.40	kW

(Cuadro propio, 2020)

Cuadro 23. Coeficientes de rendimiento

Escenario 1	Escenario 2
COP ciclo ideal (BC)	COP ciclo ideal (ref)
3.10	2.10
COP ciclo práctico (BC)	COP ciclo práctico (ref)
3.19	2.19

(Cuadro propio, 2020)

Utilizando la cantidad calculada del trabajo del compresor, se seleccionó el compresor Copeland ZB06KAE-PFV cuyas características se listarán a continuación. Dichas características fueron utilizadas para determinar un nuevo flujo másico de F-B.

Cuadro 24. Características del compresor

Características del compresor		
Rango de potencia (kW)	0.60	0.69
Rango de COP proveedor (escenario 1)	2.80	3.50
Rango de COP proveedor (escenario 2)	1.80	2.50
Potencia seleccionada (kW)	0.65	
COP @ potencia seleccionada (escenario 1)	3.19	
COP @ potencia seleccionada (escenario 2)	2.19	
Eficiencia isentrópica	0.60	

(Cuadro propio, 2020)

Previo a la selección del compresor, se observó que para ambos escenarios la tasa de calor que se le debe extraer o suministrar al fermentador tiene una alta variación. Por esta razón, se verificó que la capacidad del condensador al seleccionar el compresor fuese igual o mayor a la capacidad máxima que debe suministrar en el escenario 1. De manera similar, se verificó que la capacidad del evaporador durante el cambio de fase fuese mayor o igual a la capacidad máxima que se le debe retirar en el escenario 2. Únicamente se contempla el calor que debe retirarse durante el cambio de fase pues el recalentamiento será efectuado en otro intercambiador de calor, esto significa que no es energía que se le extrae al fermentador sino al contenedor 2.

Cuadro 25. Características del compresor

Capacidad del condensador				
Ciclo práctico	2.07	kW	7064.86	BTU/hr
Capacidad del evaporador o efecto eefrigerante				
Ciclo práctico	1.42	kW	4846.97	BTU/hr
Cambio de fase	125.22	kJ/kg	1.21	kW
Recalentamiento	21.63	kJ/kg	0.21	kW
Trabajo del compresor				
Ciclo práctico	0.65	kW	2217.89	BTU/hr
Flujo másico del refrigerante	0.01	kg/S	9.67	g/s

(Cuadro propio, 2020)

Análisis para R410a

Previamente se determinaron los COP para el ciclo ideal y práctico utilizando R134a, tanto para el escenario de refrigeración como para bomba de calor. Para evaluar el rendimiento termodinámico del R410a se determinó el COP utilizando este refrigerante, dichos resultados se pueden observar en el siguiente cuadro. Como se puede observar, se obtuvo un rendimiento ligeramente menor al obtenido utilizando R134a. Lo cual demandaría un compresor de mayor capacidad.

Cuadro 26. Coeficientes de rendimiento con R410a

COP ciclo ideal (BC)	Disminución respecto R134a	COP ciclo ideal (ref)	Disminución respecto R134a
2.92	5.93%	1.92	8.76%
COP ciclo práctico (BC)	Disminución respecto R134a	COP ciclo práctico (ref)	Disminución respecto R134a
2.95	7.28%	1.95	10.60%

(Cuadro propio, 2020)

Al tomar las mismas consideraciones, mismo ciclo termodinámico y misma eficiencia isentrópica para el compresor, se obtuvo un menor rendimiento. No obstante, el rendimiento del ciclo está estrictamente ligado a la eficiencia del compresor seleccionado. Sin embargo, para este ciclo en específico no existe un compresor Copeland de espiral que funcione con el refrigerante R410a.

D. Resultados de control después de seleccionar el compresor

1. Control 1

Cuadro 27. Parámetros en Control 1 después de la selección del compresor

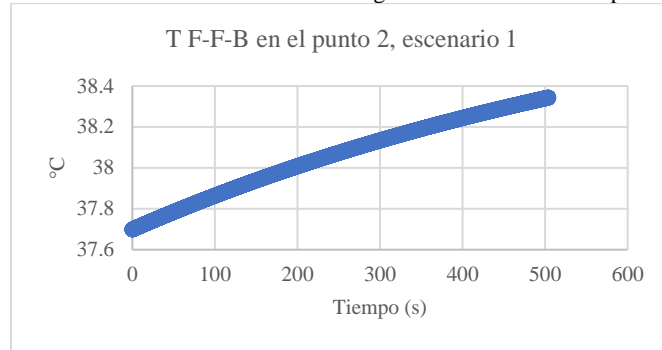
Parámetros ingresados			
		Escenario 1	Escenario 2
Cp cerveza	kJ/kg °C	4.18	4.18
m cerveza	kg	20.00	20.00
delta tiempo	segundos	480.00	660.00
Ti cerveza	°C -K	20.10	20.10
Tf cerveza	°C -K	29.44	12.78
Cp F-F-B	kJ/kg K	3.88	3.88
T F-F-B-C1-1	°C-K	39.00	6.00
T F-F-B-C1-2	°C-K	38.00	7.00
Q per-cl	kW	0.02	-0.01
densidad F-F-B	kg/m ³	1017.07	1027.77
Parámetros calculados			
DU	kJ	781.94	-612.72
dU/dt (Uniforme)	kW	1.63	-0.93
flujo másico F-F-B	kg/s	0.43	0.24
Caudal F.F.B.	m ³ /hr	1.50	0.85

(Cuadro propio, 2020)

Luego de seleccionar el compresor se observó un decremento en el tiempo requerido para obtener el cambio de temperatura deseado en la cerveza. En el escenario 1 este disminuyó de 900 segundos (15 minutos) a 480 segundos (8 minutos), lo cual corresponde a una disminución del 46.67% del valor original. En el escenario 2 este disminuyó de 900 segundos (15 minutos) a 660 segundos (11 minutos), lo cual corresponde a una disminución del 26.67% del valor original. Esto concuerda con el COP del sistema, pues este es menor para refrigeración. Sin embargo, estos tiempos son considerando una taza de calor constante.

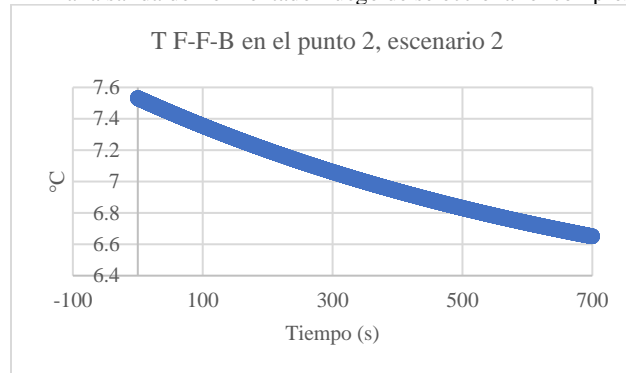
Al analizar la temperatura de salida del F-F-B se observó que el promedio difiere únicamente en 1 grados Celsius a la temperatura de entrada para ambos escenarios. Esto se debe a que el incremento el flujo másico del F-B ocasiona un incremento en el flujo másico del F-F-B, lo cual a su vez incrementa su velocidad a la entrada del fermentador. Esto disminuye el tiempo que le toma al F-F-B atravesar el fermentador y por ende la temperatura a la salida no difiere mucho de la temperatura de entrada. En cuanto a la desviación estándar de la temperatura, se obtuvo un valor de 0.18 grados Celsius para el escenario 1 y 0.23 grados Celsius para el escenario 2, lo cual implica que los datos están concentrados fuertemente en el valor promedio.

Figura 47. T F-F-B a la salida del fermentador luego de seleccionar el compresor, escenario 1



(Figura propia, 2020)

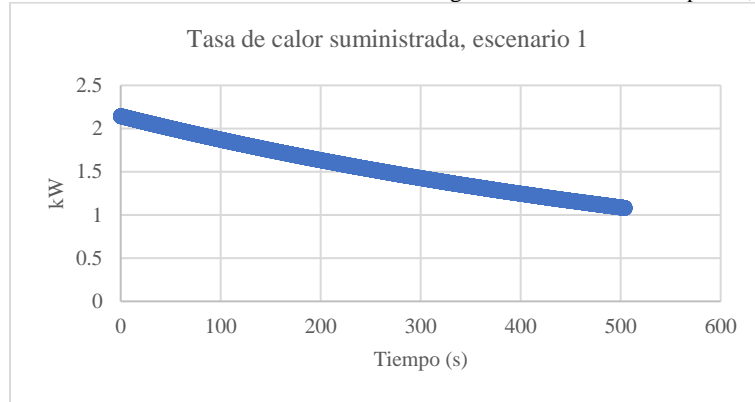
Figura 48. T F-F-B a la salida del fermentador luego de seleccionar el compresor, escenario 2



(Figura propia, 2020)

Al incrementar el flujo másico debido a la selección del compresor, la magnitud de la tasa de calor que se le suministra o extrae (dependiendo del escenario) incrementó. No obstante, similar a los resultados obtenidos previos a la selección del compresor, dicha tasa de calor sufre altas variaciones durante el tiempo de operación del sistema. En cuanto a la tasa de calor que se le suministra al fermentador (escenario 1), esta varía de 2.14 kW a 1.1 kW. En cuanto a la tasa de calor que se le extrae al fermentador (escenario 2), esta varía de -1.4kW a -0.67 kW. Lo cual representa una disminución en la magnitud del 47.6% y 52.14% respectivamente. Esto demuestra que, si se deseara obtener el cambio de temperatura en el tiempo determinado luego de seleccionar el compresor, al inicio se requeriría una tasa de calor mayor al valor de diseño. Sin embargo, el sobredimensionamiento realizado no fue para obtener un menor tiempo, sino para asegurarse que se obtenga en el tiempo previsto previo a la selección el compresor (15 minutos).

Figura 49. Tasa de calor suministrada al fermentador luego de seleccionar el compresor, escenario 1



(Figura propia, 2020)

Figura 50. Tasa de calor extraída del fermentador luego de seleccionar el compresor, escenario 2



(Figura propia, 2020)

2. Control 2

Cuadro 28. Parámetros en Control 2 después de la selección del compresor

Parámetros ingresados			
		Escenario 1	Escenario 2
T F-F-B_C2_3	°C	38.00	7.00
T F-F-B_C2_4	°C	39.00	6.00
h F-B_C2_1	kJ/kg*K	456.91	269.44
h F-B_C2_2	kJ/kg*K	269.44	394.66
Qper-c2	kW	0.05	0.20
Parámetros calculados			
flujo másico F-B	kg/s	0.01	0.01

(Cuadro propio, 2020)

Si estos parámetros se comparan con los obtenidos previo a la selección del compresor, se puede observar que los valores de entalpía del F-B se conservan. Estos se mantuvieron pues dependen del ciclo de refrigeración, el cual no fue alterado al seleccionar el compresor.

3. Control 3

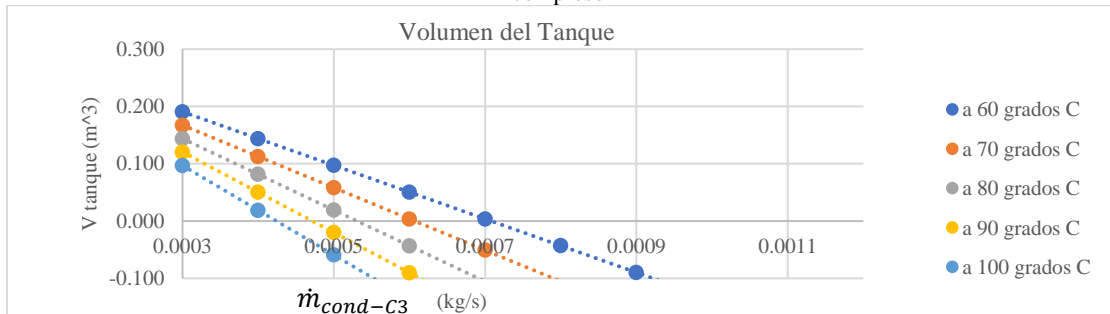
Cuadro 29. Volúmenes para el contenedor 2 y tiempos de precalentamiento para diferentes temperaturas de condensados luego de seleccionar el compresor.

$\dot{m}_{cond-f1}$ kg/s	a 60 grados C		a 70 grados C		a 80 grados C		a 90 grados C		a 100 grados C	
	V tanque C-K	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas
0.0003	0.32	79.95	0.30	49.55	0.27	34.26	0.25	25.06	0.23	18.91
0.0004	0.27	34.29	0.24	22.80	0.21	15.89	0.18	11.27	0.15	7.97
0.0005	0.23	18.98	0.19	12.30	0.15	8.00	0.11	4.99	0.07	2.78
0.0006	0.18	11.30	0.13	6.69	0.09	3.61	0.04	1.40	-0.01	
0.0007	0.13	6.69	0.08	3.19	0.02	0.81	-0.03		-0.09	
0.0008	0.09	3.61	0.02	0.81	-0.04		-0.10		-0.16	
0.0009	0.04	1.41	-0.03		-0.10		-0.17		-0.24	
0.0010	-0.01		-0.09		-0.16		-0.24		-0.32	

(Cuadro propio, 2020)

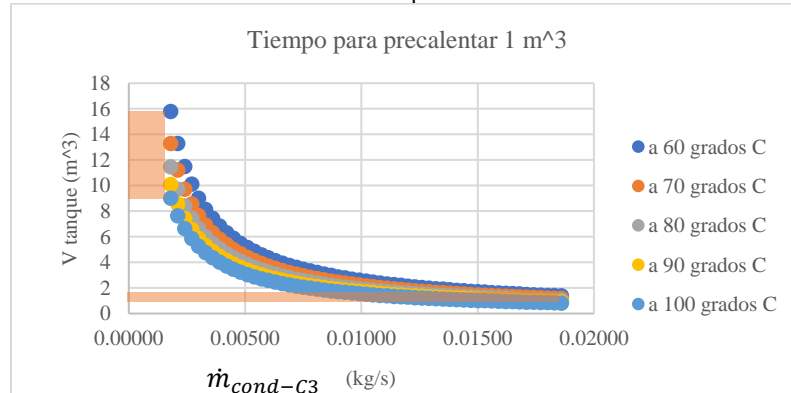
Al comparar los datos con aquellos obtenidos previo a la selección del compresor, se pudo observar que se requiere una mayor cantidad de flujo másico de condensados. Esto concuerda con lo esperado pues se extrae una mayor cantidad de calor al considerar la capacidad del compresor. Los valores negativos de volumen simplemente indican que, para ese flujo másico, se está suministrando más calor al contenedor 2 del que se está extrayendo. En este caso no se obtendrá el decremento de 1 grados Celsius, sino un incremento en la temperatura. Esto sería positivo pues incrementaría la diferencia de temperatura entre el medio circundante y la superficie del intercambiador de calor, lo cual incrementa la tasa de transferencia de calor.

Figura 51. Volúmenes para contenedor 2 para diferentes temperaturas de condensados luego de seleccionar el compresor



(Figura propia, 2020)

Figura 52. Tiempos de precalentamiento para el contenedor 2 utilizando un volumen de 1 m³ después de seleccionar el compresor



(Figura propia, 2020)

E. Fuente

1. Escenario 1

Como F-C, se seleccionó una mezcla de agua-glicol al 20% debido a la temperatura de evaporación del ciclo seleccionado, -6.67 grados Celsius.

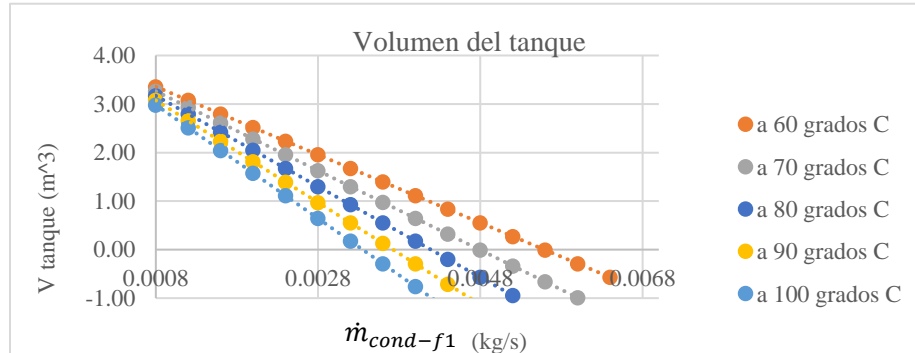
De manera similar al análisis de C3, se identificó para diferentes temperaturas y flujos másicos de condensados, el volumen del contenedor 1 que permite un decremento de 1 grado Celsius en su temperatura. Adicionalmente se incluye el tiempo que debería precalentarse el contenedor previo a utilizar el sistema. En el siguiente cuadro se puede observar que a medida que la temperatura incrementa, se requiere un menor flujo másico. Los valores negativos de volumen simplemente indican que, para ese flujo másico, se está suministrando más calor del que se está extrayendo. En este caso no se obtendrá el decremento de 1 grados Celsius sino un incremento en la temperatura. Adicionalmente, se puede observar que se requiere un mayor flujo másico de condensados si se compara con el obtenido en el análisis de C3. Esto se debe a que se extrae una mayor tasa de calor. Los datos del cuadro 30 también se graficaron en la figura 53 y, como se puede observar, la relación entre el volumen del contenedor 1 y el flujo másico de los condensados tiene un comportamiento lineal, lo cual concuerda con lo observado en el análisis de la subdivisión C3.

Cuadro 30. Volúmenes para el contenedor 1 y tiempos de precalentamiento para diferentes temperaturas de condensados.

$\dot{m}_{cond-f1}$ kg/s	a 60 grados C		a 70 grados C		a 80 grados C		a 90 grados C		a 100 grados C	
	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas	V tanque m ³	tiempo horas
0.0008	3.36	214.49	3.26	156.55	3.17	121.68	3.08	98.39	2.98	81.72
0.0012	3.08	98.52	2.94	75.25	2.80	59.71	2.65	48.59	2.51	40.23
0.0016	2.80	59.74	2.61	45.62	2.42	35.82	2.23	28.63	2.05	23.12
0.0020	2.52	40.33	2.28	30.28	2.05	23.17	1.81	17.88	1.58	13.79
0.0024	2.24	28.67	1.95	20.90	1.67	15.33	1.39	11.16	1.11	7.90
0.0028	1.95	20.90	1.63	14.57	1.30	10.00	0.97	6.56	0.64	3.86
0.0032	1.67	15.35	1.30	10.01	0.93	6.14	0.55	3.21	0.17	0.91
0.0036	1.39	11.18	0.97	6.57	0.55	3.22	0.13	0.67	-0.29	
0.0040	1.11	7.94	0.65	3.89	0.18	0.93	-0.29		-0.76	
0.0044	0.83	5.35	0.32	1.73	-0.20		-0.71		-1.23	
0.0048	0.55	3.23	-0.01		-0.57		-1.13		-1.70	
0.0052	0.27	1.46	-0.34		-0.94		-1.55		-2.17	
0.0056	-0.01		-0.66		-1.32		-1.97		-2.63	

(Cuadro propio, 2020)

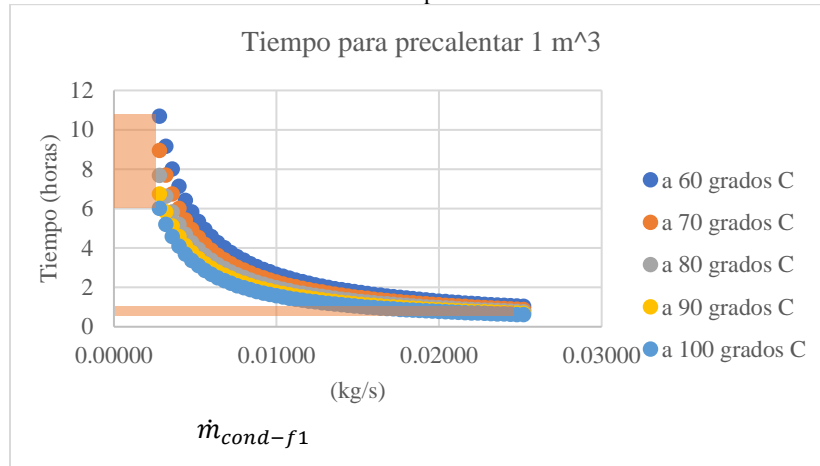
Figura 53. Volúmenes para el contenedor 1 para diferentes temperaturas de condensados



(Figura propia, 2020)

Para visualizar el efecto que tiene el flujo másico y la temperatura en tiempo de precalentamiento, nuevamente se fijó un volumen específico de 1 metro cúbico y se tabularon los resultados. En el siguiente gráfico se puede observar que a menores flujos másicos, una menor temperatura afecta en el orden de horas el tiempo de precalentamiento, mientras que a mayores flujos másicos esto se reduce a minutos. Dicho comportamiento concuerda con el observado en la subdivisión de C3.

Figura 54. Tiempos de precalentamiento para el contenedor 2 utilizando un volumen de 1 m³ después de seleccionar el compresor



(Figura propia, 2020)

En cuanto al efecto que tiene la geometría del contenedor sobre las pérdidas de calor, no se observaron resultados muy diferentes. Se obtuvo una diferencia máxima alrededor del 5% las cuales varían dependiendo de la magnitud del volumen. Adicionalmente se observó que dichas pérdidas constituyen alrededor de un 10% de la capacidad del evaporador.

2. Escenario 2

Cuadro 31. Volumen que demanda el escenario 2 para el contenedor 1



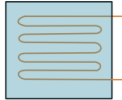
Parámetros ingresados		
$\dot{m}_{cond-f1}$	0.00	kg/s
$h_{cond-f1}$	377.06	kJ/kg
\dot{m}_{ref-f1}	0.01	kg/s
C_{p-H2O}	3.88	kJ/kg*K
$Q_{per-f2.1}$	-0.11	kW
Δh_{ref-f1}	187.47	°C-K
ρ_{H2O}	997.00	kg/m ³
ΔT_{tanque}	2.00	°C-K
Δt	7200.00	segundos
o V tanque	1.00	m ³
Parámetros calculados		
V tanque	1.79	m ³
Tiempo	4024.37	segundos
Tiempo	67.07	minutos
Tiempo	1.12	horas

(Cuadro propio, 2020)

En el escenario 2 no se utilizan condensados para este contenedor, sin embargo, se calculó el volumen que permite un incremento de temperatura de 2 grados Celsius en 2 horas. Se determinó que este volumen debiese ser de 1.79 metros cuadrados, sin embargo, también se determinó en cuánto tiempo tardaría disminuir la temperatura si se tuviese 1 metro cúbico de volumen. En este caso se obtuvo un resultado de 1.12 horas, lo que representa 0.88 horas menos de lo deseado. Por esta razón, es recomendable utilizar un contenedor de 1.79 metros cúbicos. Sin embargo, un contenedor de 1 metro cúbico todavía permite operar el sistema durante 1 hora con un incremento en la temperatura del fluido menor a 2 grados Celsius. Esto concuerda con el COP del sistema, pues se libera más calor del que se extrae, en otras palabras, el calor suministrado al contenedor 1 durante el escenario 2 es mayor al calor extraído en el contenedor 1.

F. DIMENSIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Cuadro 32. Longitud de los intercambiadores de calor

Intercambiador de calor físico	Longitud mínima de tubería horizontal
	3.18 m
 Contenedor 2	0.85 m
 Contenedor 1	2.81 m

(Cuadro propio, 2020)

Escenario 1

Cuadro 33. Coeficientes globales de transferencia de calor, escenario 1

Coeficiente global de transferencia de calor, escenario 1		
Condensador		
hi	1030.12	W/m ² °C
ho	2198.09	W/m ² °C
U	701.41	W/m ² °C
U	0.70	kW/m ² °C
Evaporador		
hi	1233.37	W/m ² °C
ho	765.22	W/m ² °C
U	472.23	W/m ² °C
U	0.47	kW/m ² °C

(Cuadro propio, 2020)

En este escenario, se puede observar que el coeficiente global de transferencia de calor es mayor para el condensador. Esto se debe principalmente al coeficiente de convección en la parte externa de la tubería, pues se tiene convección forzada con el F-F-B.

Cuadro 34. Dimensiones de los intercambiadores de calor, escenario 1

		Evaporador	Condensador
Th ent	C	25.10	103.29
Th sal	C	25.10	48.59
Tc ent	C	-6.67	38.00
Tc sal	C	18.33	39.00
D	m	0.02	0.02
U	W/m ² C	472.23	701.41
Q	W	1420.51	2070.51
Paralelo			
ΔT_{ml}	C	16.17	29.04
L	m	2.81	1.54
Contraflujo			
ΔT_{ml}	C	16.17	29.78
L	m	2.81	1.50
Lmax	m	2.81	1.54

(Cuadro propio, 2020)

Escenario 2

Cuadro 35. Coeficientes globales de transferencia de calor, escenario 2

Coeficiente global de transferencia de calor, escenario 2		
Condensador		
hi	1028.60	W/m ² °C
ho	820.25	W/m ² °C
U	456.34	W/m ² °C
U	0.46	kW/m ² °C
Evaporador		
Cambio de fase		
hi	980.79	W/m ² °C
ho	1075.82	W/m ² °C
U	513.06	W/m ² °C
U	0.51	kW/m ² °C
Recalentamiento		
hi	794.47	W/m ² °C
ho	820.25	W/m ² °C
U	403.58	W/m ² °C
U	0.40	kW/m ² °C

(Cuadro propio, 2020)

En este escenario, se observó que el evaporador posee el mayor coeficiente global de transferencia de calor durante el cambio de fase. Este disminuye en la etapa de recalentamiento al tener convección natural en la pared exterior, al tener el intercambiador de calor sumergido en el contenedor 2.

Cuadro 36. Dimensiones de los intercambiadores de calor, escenario 2

		Evaporador		Condensador
		Cambio de fase	Recalentamiento	
Th ent	°C	7.00	20.10	103.29
Th sal	°C	6.00	20.10	48.59
Tc ent	°C	-6.67	-6.67	23.00
Tc sal	°C	-6.67	18.33	23.00
D	m	0.02	0.02	0.02
U	W/m ² °C	513.06	403.58	454.97
Q	W	1420.51	209.22	2070.51
paralelo				
ΔT_{ml}	°C	13.16	9.20	47.84
L	m	3.18	0.85	1.44
contraflujo				
ΔT_{ml}	°C	13.16	9.20	47.84
L	m	3.18	0.85	1.44
L max	m	3.18	0.85	1.44

(Cuadro propio, 2020)

Análisis para R410a

Para evaluar cómo alterarían estas dimensiones si el fluido hubiese sido R410a en lugar de R134a se realizó el cálculo conservando el mismo estándar AHRI 540 de refrigeración, la misma capacidad del evaporador, y la misma capacidad del condensador. No obstante, estos son parámetros hipotéticos pues no existe un compresor Copeland de espiral que opere bajo el estándar AHRI 540 y con el refrigerante R410a de manera simultánea. Sin embargo, se realizó esta comparación para poder comparar el desempeño teórico de transferencia de calor de ambos refrigerantes.

Escenario 1

Cuadro 37. Diferencias en los parámetros de los intercambiadores de calor al utilizar R410, escenario 1

Parámetro	Resultado	Diferencia respecto a R134a
U condensador (kW/m ² °C)	0.68	-3.30%
U evaporador (kW/m ² °C)	0.52	9.80%
L condensador (m)	1.30	-15.10%
L evaporador (m)	2.50	-10.60%

(Cuadro propio, 2020)

Como se puede observar, se obtuvieron dimensiones ligeramente menores a las obtenidas al utilizar R134a. En el caso del evaporador, esto se debe principalmente a la mejora en el coeficiente global de transferencia de calor. En el caso del condensador, se obtuvo un resultado diferente, pues se obtuvo una menor longitud y un menor coeficiente global de transferencia de calor. En este caso, la mejora en la longitud se debe a la temperatura que obtiene el fluido al salir del compresor. Porque para obtener la temperatura de condensación que el estándar demanda, el fluido debe alcanzar una temperatura más alta de vapor sobrecalentado. Lo cual aumenta el diferencial de temperatura en el intercambiador de calor.

Escenario 2

Cuadro 38. Diferencias en los parámetros de los intercambiadores de calor al utilizar R410, escenario 2

Parámetro	Resultado	Diferencia respecto a R134a
U condensador (kW/m ² °C)	451.20	-1.00%
U evaporador cambio de fase (kW/m ² °C)	569.30	10.90%
U evaporador recalentamiento (kW/m ² °C)	379.10	-6.00%
L condensador (m)	1.20	-13.20%
L evaporador cambio de fase (m)	2.90	-9.80%
L evaporador recalentamiento (m)	0.90	6.00%

(Cuadro propio, 2020)

Como se puede observar, se obtuvo una mejora para la longitud del condensador y para el evaporador durante un cambio de fase. Sin embargo, se obtuvo una longitud ligeramente mayor para para la etapa de recalentamiento del evaporador. En el caso del condensador, se puede observar que el coeficiente global de transferencia de calor no presenta una mejora respecto al obtenido con R134a, sin embargo, se tiene un incremento en el diferencial de temperatura cuya razón se explicó en el análisis del escenario 1. En el caso de la etapa de cambio de fase para el evaporador, se puede observar que se obtuvo una mejora en el coeficiente global de transferencia de calor lo cual ocasionó un decremento en la longitud del intercambiador de calor. En el caso de la etapa de recalentamiento para el evaporador, se tuvo un coeficiente de transferencia de calor ligeramente inferior, lo cual ocasionó una longitud ligeramente mayor.

Se puede observar que, para todas las longitudes a excepción de la longitud en la etapa de recalentamiento, se obtuvo una mejora en la longitud al utilizar R410a. No obstante, dicha mejora no está estrictamente ligada a una mejora en el coeficiente de transferencia de calor, sino a una mejora en el salto térmico. Sin embargo, al no tener disponible un compresor que funcione bajo el estándar establecido y el refrigerante R410a, este análisis de longitudes es puramente hipotético y para comprar el rendimiento de ambos refrigerantes.

F. VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Cuadro 39. Selección de la válvula de expansión

Selección de válvula	
Capacidad del evaporador	1.42 kW
Factor de corrección	0.87
Capacidad del evaporador corregida	1.24 kW
Reducción de presión	15.50 Bar
Códigos de posibles válvulas del catálogo de Parker	C(E)-AA-J EC(E)-AA-J SC(E)-AA-J

(Cuadro propio, 2020)

Para cada una de estas válvulas se puede optar por la versión equalizada internamente, omitiendo la letra “E” que se encuentra en paréntesis. No obstante, esto demandaría utilizar dos unidades debido a que estas no son bidireccionales.

G. VÁLVULA INVERSORA

Cuadro 40. Datos de la válvula inversora

Válvula inversora Danfoss 061L1276	
Rango de operación de temperatura ambiental	-30 a 55 °C
Rango de operación de temperatura del refrigerante	-30 a 140 °C
Diámetro de succión del compresor	¾ pulgada
Diámetro de descarga de compresor	½ pulgada
Diámetro del evaporador/condensador	¾ pulgada
Refrigerantes admisibles	R134a R22 R404A R407C R410A

(Cuadro propio, 2020)

La válvula inversora seleccionada determinó, en conjunto con el compresor, los diámetros de la tubería de cobre presentes en los intercambiadores de calor. También se puede observar que esta válvula podría ser utilizada tanto para R134a como para R410a, lo cual demuestra que la presión de operación está sobredimensionada al utilizar R134a pues R410a es un refrigerante que opera a presiones mayores.

F. BOMBA

Cuadro 41. Caudal que debe suministrar la bomba

Caudal que debe suministrar la bomba	
1.5	m ³ /hr

(Cuadro propio, 2020)

Cuadro 42. Pérdidas de presión en el circuito

Tramo o accesorios	Longitud (ft)	Pérdidas por 100 ft (PSI)	Pérdidas (PSI)
4 Codos	36.00	1.13	0.41
8 "T"	72.00	1.13	0.81
Tramo recto (1.5 pulg.)	14.80	1.13	0.17
Tramo recto (0.5 pulg. debido a espacio anular)	10.50	18.48	1.94
Total			3.33

(Cuadro propio, 2020)

Para poder reducir las pérdidas de presión se podría utilizar una tubería continua, pues los accesorios representan casi un 40% de las pérdidas dentro del sistema. Actualmente se considera que la longitud horizontal del intercambiador de calor se divide en 4 partes de 0.8 metros, lo cual le da la forma de serpentín. El número de accesorios tipo "T" puede disminuirse si se divide en menos partes. También podría utilizarse otro material en lugar de PVC, como una manguera de vinil, para poder evitar los accesorios. Sin embargo, este material presenta más retos a la hora de

ensamblar el intercambiador de calor, pues presenta una mayor dificultad para mantener un espacio anular uniforme.

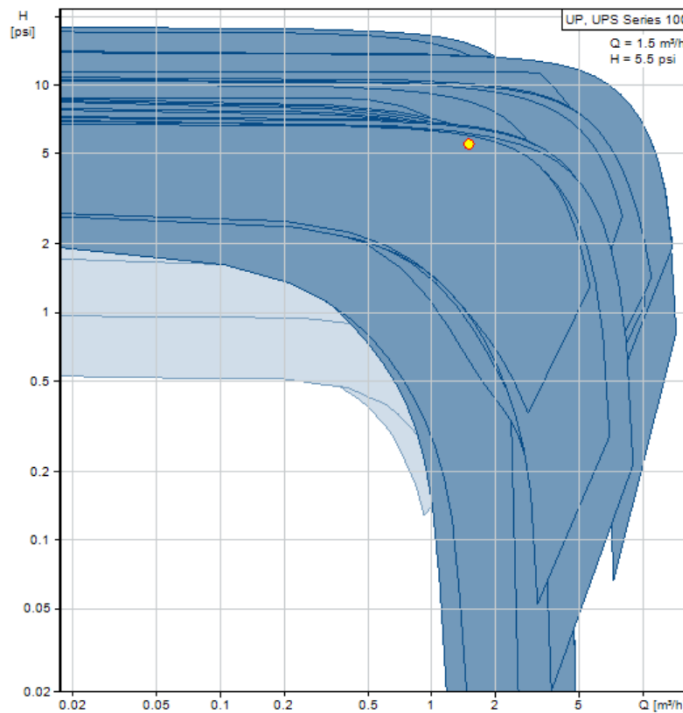
Cuadro 43. Presión que debe entregar la bomba

Presión que debe suministrar la bomba		
Pérdidas	3.33	PSI
Cambio en altura	1.50	metros
Cambio en altura	2.13	PSI
Total	5.46	PSI

(Cuadro propio, 2020)

Una vez se determinó la presión que debe suministrar la bomba, se pudo realizar la selección, pues el caudal fue determinado previamente en el análisis termodinámico de C1. Para realizar el proceso de selección se utilizó el programa gratuito de selección de la marca Grundfos, debido a su amplio catálogo de bombas de baja capacidad y su disponibilidad en el mercado guatemalteco.

Figura 55. Curvas para bombas Grundfos serie 100



(Grundfos, 2020)

Cuadro 44. Posibles bombas de la marca Grundfos

Códigos de posibles bombas del catálogo de la serie 100 de Grundfos
UPS2 25-50/60 130
UPS2 PH-40/60
UPS2 15-40/60 130

(Cuadro propio, 2020)

VI. CONCLUSIONES

1. Se dimensionó un sistema que regula la temperatura de un fermentador JRL-20L en el rango de 12.78 grados Celsius a 29.44 grados Celsius.
2. Se definieron requisitos de operación para dimensionar el sistema, los cuales establecen la temperatura inicial del fermentador, el tiempo en el que se le debe alterar la temperatura del fermentador, los estándares que debe tener la tubería a utilizar, y posibles usuarios del sistema.
3. Se definieron dos escenarios de funcionamiento, en el escenario que reduce la temperatura del fermentador se determinó una tasa de extracción de calor de -0.928 kW, mientras que en el escenario que aumenta la temperatura del fermentador se determinó una tasa de suministro de calor de 1.629 kW.
4. Se definió un ciclo de refrigeración práctico que opera bajo el estándar AHRI 540 de temperatura media de refrigeración, el cual posee un COP (para bombas de calor) de 3.185 en el escenario 1 y un COP (para refrigeración) de 2.185 en el escenario 2 utilizando R134a y un compresor de espiral con una eficiencia isentrópica de 60.4% .
5. Se evaluaron las diferencias en COP al variar el refrigerante de R134a a R410a, conservando la misma eficiencia isentrópica del compresor y el mismo estándar AHRI 540, se observaron disminuciones de 7.284% en escenario 1 y 10.597% en el escenario 2.
6. Se evaluaron las diferencias en la longitud del evaporador al variar el refrigerante de R134a a R410a. Se observó que para el escenario 1 la longitud disminuyó un 15.1% , mientras que en el escenario 2 la longitud disminuyó un 9.8% .
7. Se evaluaron las diferencias en la longitud del condensador al variar el refrigerante de R134a a R410a. Se observó que para el escenario 1 la longitud disminuyó un 10.6% , mientras que en el escenario 2 la longitud disminuyó un 13.2% .
8. El diseño contempló la integración de condensados de vapor de agua por medio de dos contenedores, un contenedor que funciona como fuente de energía en el escenario 1 mientras que el segundo contenedor suministra energía para recalentar el refrigerante presente en la bomba de calor para que este sea succionado por el compresor.
9. Se varió la temperatura y cantidad de los condensados de vapor de agua entre 60 y 100 grados Celsius. Se observó que para el contenedor 1, si se utilizan condensados a 60 grados Celsius con un flujo másico mayor a 0.0052 kg/s, un contenedor con un

volumen de 0.27 metros cúbicos o menor es capaz de almacenar la carga térmica requerida. Si se utilizan condensados a 100 grados Celsius con un flujo másico mayor o igual a 0.0032 kg/s, un contenedor con un volumen de 0.17 metros cúbicos o menor es capaz de almacenar la carga térmica requerida

10. Se fijó un volumen de 1 metro cúbico para observar cómo la temperatura y cantidad de los condensados de vapor de agua afectan al tiempo de precalentamiento del contenedor. Se observó que para un flujo másico menor a 0.005 kg/s la diferencia en el tiempo de precalentamiento entre las temperaturas de 60 y 100 grados Celsius es alrededor de 3 horas, mientras que para un flujo másico de 0.025 kg/s la diferencia es alrededor de media hora.

VII. RECOMENDACIONES

1. Se recomienda el uso de un programa especializado para obtener las características de los fluidos y no incurrir en datos tabulados, pues la interpolación de datos puede ocasionar errores. En este trabajo se utilizó el programa *Coolprop*, para obtener resultados más precisos se recomienda el uso de *Refprop*.
2. Realizar un estudio sobre los coeficientes de transferencia de calor durante procesos de evaporación y condensación bajo las características específicas de funcionamiento, pues las correlaciones existentes brindan un rango de error mayor a un 20%.
3. Cuantificar la eficiencia isentrópica del compresor para corroborar los datos de rendimiento proporcionados por el proveedor.
4. A la hora de construir el sistema, si se desean determinar todos los puntos del ciclo de refrigeración real para compararlos con el ciclo teórico, se deben instalar termopares y sensores de presión para obtener una lectura.
5. Se recomienda diseñar un sistema de control para asegurar que el fermentador se mantenga a una temperatura adecuada, y poder responder a variaciones impredecibles en la temperatura ambiente. También se recomienda implementarlo para operar el sistema únicamente cuando se requiera, y reducir el tiempo que el sistema funcionará a capacidad máxima.

VIII. BIBLIOGRAFÍA

- AHRI. (2015). *2015 Standard for Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and*. Arlington, VA, USA: AHRI.
- ASHRAE. (2017). *ASHRAE Fundamentals Handbook*. Atlanta .
- Bachmann, S. (2009). *4-Way Reversing Valves*. Obtenido de Danfoss:
http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Rapid/01/Article/FourwayvalvesUK/Article_Fitters%20Notes_4-way%20valve_Part%2012.pdf
- Bamford, C. W. (2003). *Beer: Tap Into the Art and Science of Brewing*. New York: Oxford University Press.
- Carrier. (2004). *Scroll Compressors*. New York: Carrier Corporation.
- Cengel, Y. A., & Afshin, J. G. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. Mexico: McGraw Hill.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2015). *Termodinámica*. En Y. Cengel, & M. Boles. México: McGraw Hill.
- Chien, N.-B., Vu, P.-Q., Choi, K.-I., & Oh, J.-T. (2014). A General Correlation to Predict the Flow Boiling Heat Transfer of R410A in Macro/Mini Channels. *Purdue University*.
- Copeland. (2020). *Compresores semiherméticos*. Obtenido de Climate Emerson:
<https://climate.emerson.com/es-es/shop/1/copeland-eu-copeland-discus-es?fetchFacets=true#facet:&facetLimit:&productBeginIndex:0&orderBy:&pageView:&minPrice:&maxPrice:&pageSize:&>
- DiPippo, R. (2011). *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*. Massachusetts: Elsevier.
- Franco Lijo, J. M. (2012). *Manual de Refrigeración*. Barcelona: Editorial Reverté.
- Grundfos. (2020). *UPS circulator pump - heating, cooling, hot water*. Obtenido de UP, UPS Series 100: <https://product-selection.grundfos.com/catalogue.html?familycode=S100FAM&flow=0&head=0&custid=GMA1&lang=ENU>
- Hunter Industries. (2015). *The Handbook of Technical Irrigation Information*. Obtenido de Hunter Industries:

https://www.hunterindustries.com/sites/default/files/tech_handbook_of_technical_irrigation_information.pdf

IDAE, IGME. (2008). *Manual de Geotermia*. Madrid, España: IDAE.

Linde. (2020). *R134a*. Obtenido de Industrial Gases: http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hfc_refrigerants/r134a/index.html

Linde. (2020). *R410A*. Obtenido de Industrial Gases: https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hfc_refrigerants/r410a/index.html

Lug Wrench Brewing Company. (Octubre de 2010). *Lug Wrench Brewing Company*. Obtenido de Optimal Fermentation Temperature Ranges by Yeast Strain (Wyeast Labs): <http://www.lugwrenchbrewing.com/2010/10/optimal-fermentation-temperature-ranges.html>

Parker. (2012). *TEV & AEV Theory and Application*. Cleveland, OH: Parker Hannifin Corporation.

Pietranski, J. F. (2012). *Over-all Heat Transfer Coefficients in Agitated Vessels*. Obtenido de PDH Online: https://www.pdhonline.com/cgi-bin/quiz/courses/courselist.cgi?class_name=k102

Róbert, S., Garbai, L., & Fürstner, I. (2017). Numerical Investigation of the heat pump system. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*.

Shah, M. M. (2009). An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer on Plain tubes. *HVAC&R Research*.