

Trabajo Fin de Grado: Grado en Ingeniería de
Tecnologías Industriales
Mención en Energía

Caracterización y validación experimental de la zona
de baja presión de un sistema de refrigeración
mediante CO_2 operando a temperatura de consigna fija.

Autor: Sofía Birman Martín

Tutor: Jose Manuel Salmeron Lissén

Dpto. Ingeniería Energética
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

*Caracterización y validación experimental de la zona
de baja presión de un sistema de refrigeración
mediante CO2 operando a temperatura de consigna
fija*

Autor:

Sofía Birman Martín

Tutor:

Jose Manuel Salmeron Lissén

Profesor titular de Universidad

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022

Proyecto Fin de Carrera: Caracterización y validación experimental de la zona de baja presión de un sistema de refrigeración mediante CO2 operando a temperatura de consigna fija

Autor: Sofía Birman Martín
Tutor: Jose Manuel Salmeron Lissén

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2022

El Secretario del Tribunal

A mi familia
A mis maestros

Agradecimientos

Llegar hasta aquí merece mencionar y agradecer a todas aquellas personas que han formado parte de este trabajo. Gracias a Jose Manuel Salmerón por su atención, tranquilidad y confianza en mí desde el inicio de este proyecto, su implicación durante el desarrollo de este es para destacar. Gracias a Bernardo que en la distancia me ha hecho entender que, trabajando, y bien, se consiguen los objetivos, y que los errores también pueden ser aprovechar. Gracias a Manuel, por recibirnos siempre en las instalaciones y sin dejar atrás a Rafa, mi compañero, quien también ha participado activamente con una paciencia infinita.

Sin olvidarme de mi familia: esto es vuestro también. Por ser mi mejor ejemplo en lo personal y profesional, por sentir mis logros como vuestros, que así es, y por no dudar ni una sola vez que lo acabaría logrando, gracias por vuestro apoyo infinito.

Gracias a mi grupo de 'proyecto de los viernes' por ser un verdadero equipo todos estos años, y por último a Cristina por estar en todo este camino.

Resumen

El alcance este trabajo es la caracterización y validación de un ciclo frigorífico experimental con dióxido de carbono o R744, como establece el nombre del refrigerante. Este es un ciclo supercrítico, que consta de los siguientes elementos para la producción de frío: evaporador, doble compresión, gas-cooler, tanque flash y válvulas para by-pass del líquido o seguridad.

La caracterización tiene como objetivo describir los rasgos característicos de la instalación. Se analiza el control y funcionamiento del conjunto de producción de frío y en mayor profundidad del equipo principal que compone la zona de baja presión: el evaporador. El control y análisis se desarrolla a través de una aplicación informática que permite obtener todos los puntos de operación, presión y temperatura, de cada uno de los componentes que forman la instalación para posteriormente hacer una caracterización.

Este proyecto centra la validación en el evaporador, y en concreto en la validación de la potencia frigorífica. La validación de potencia producida en la zona de baja presión tiene como función 'vencer' las cargas a las que está expuesta la cámara frigorífica. El cálculo de dicha potencia valida la igualdad de aplicación de dos modelos: el teórico basado en datos obtenidos de forma teórica y el experimental que centra su desarrollo en puntos obtenidos a través del programa informático y teniendo en cuenta la descripción física del evaporador como es el número de tubos o área de intercambio. Tiene como finalidad validar que el modelo teórico es igual de válido que el uso de datos experimentales.

Abstract

The scope of this work is the characterization and validation of an experimental refrigeration cycle with carbon dioxide or R744, as established by the name of the refrigerant. This is a supercritical cycle, consisting of the following elements to produce cold: evaporator, double compression, gas-cooler, flash tank and valves for liquid by-pass or safety.

The purpose of the characterization is to describe the characteristic features of the installation. It analyzes the control and operation of the cold production set and in greater depth of the main equipment that makes up the low-pressure zone: the evaporator. The control and analysis are developed through a computer application that allows to obtain all the operating points, pressure, and temperature, of each of the components that make up the installation to subsequently make a characterization.

This project focuses the validation on the evaporator, and specifically on the validation of the cooling capacity. The validation of the power produced in the low-pressure zone has the function of 'overcoming' the loads to which the cold room is exposed. The calculation of this power validates the equality of application of two models: the theoretical one based on data obtained theoretically and the experimental one that focuses its development on points obtained through the computer program and considering the physical description of the evaporator such as the number of tubes or exchange area. Its purpose is to validate that the theoretical model is as valid as the use of experimental data.

ÍNDICE

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
1. Introducción	1
1.1. <i>Antecedentes históricos</i>	1
1.2. <i>Objetivo</i>	2
2. Circuitos de refrigeración de R744	3
2.1. <i>Ciclo transcrito</i>	3
2.2. <i>Ciclos subcríticos</i>	3
2.2.1. <i>Circuitos en cascada</i>	5
2.3. <i>Sistema booster</i>	7
2.3.1. <i>Sistema booster sencillo</i>	7
2.3.2. <i>Sistema booster avanzado</i>	8
2.3.3. <i>Sistema booster con eyector</i>	9
3. Análisis de funcionamiento y control	11
3.1. <i>Análisis del funcionamiento del ciclo frigorífico</i>	11
3.2. <i>Análisis de control del ciclo frigorífico</i>	14
3.3. <i>Análisis de funcionamiento/control óptimo del ciclo frigorífico</i>	16
3.4. <i>Análisis de control de la zona de baja presión</i>	16
4. Caracterización del modelo y componente de baja presión	17
4.1. <i>Caracterización del modelo teórico del ciclo supercrítico R744</i>	17
4.2. <i>Caracterización en baja presión</i>	18
4.2.1. <i>Caracterización del evaporador</i>	18
4.2.2. <i>Evaluación efectividad del evaporador</i>	21
5. Evaluación de la potencia del evaporador	27
5.1. <i>Ensayos con modelo teórico: cálculo desde el lado de R744</i>	27
5.2. <i>Ensayos con el modelo del aire: cálculo desde el lado del aire</i>	30
5.3. <i>Ensayos con modelo experimental: cálculo por convención o método DTLM</i>	37
6. Validación de la potencia del evaporador.....	41
Referencias	39
Anexo I: Cálculo a través de R744	41
Anexo II: Cálculo a través de la correlación de convección.....	43

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3-1: Propiedades fisicoquímicas del R744	11
Tabla 3-2: Bandas de operación de parámetros de control	15
Tabla 4-1: Descripción valores y datos teóricos	17
Tabla 4-2: Datos del fabricante	19
Tabla 4-3: Variables del evaporador.....	19
Tabla 4-4: Variables método eficiencia-NTU.....	20
Tabla 4-5: Efectividad del evaporador	26
Tabla 5-1: Cálculo potencia frigorífica según distintos métodos. (I)	35
Tabla 5-2: Cálculo potencia frigorífica según distintos métodos. (II).....	36
Tabla 5-3: Datos para el método NTU	37
Tabla 6-1: Valores numéricos de potencia frigorífica frente a 0.5kW de resistencias	41
Tabla 6-2: Valores numéricos de potencia frigorífica frente a 1 kW de resistencias	42

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1: Diagrama p-h del circuito transcrito. [7].....	3
Figura 2-2: Diagrama p-h del circuito subcrítico I [4]	4
Figura 2-3: Diagrama p-h del circuito subcrítico II [4]	4
Figura 2-4: Circuito de una instalación frigorífica en cascada con R744 [9]	5
Figura 2-5: Diagrama p-h de un circuito en cascada R717- R744	6
Figura 2-6: Arquitectura de un sistema booster sencillo [13]	7
Figura 2-7: Arquitectura de un sistema booster avanzado [13]	8
Figura 2-8: Arquitectura de un dispositivo eyector [17]	10
Figura 3-1: Diagrama p-h para R744.....	12
Figura 3-2: Arquitectura de un evaporador con 2 ventiladores,	13
Figura 3-3: Arquitectura de la máquina de producción de frío.....	13
Figura 3-4: Diagrama P-h de R744 supercrítico teórico	14
Figura 3-5: Gráfica apertura válvula-presión depósito.....	15
Figura 3-6: Análisis de control: evaporador.....	17
Figura 3-7: Representación del consumo eléctrico del compresor.....	18
Figura 4-1: Evolución de las temperaturas teórico / experimental	18
Figura 4-2: Evaluación efectividad del evaporador con distintas resistencias y T=-5	22
Figura 4-3: Evaluación efectividad del evaporador con distintas resistencias y T=0	22
Figura 4-4: Evaluación efectividad del evaporador con distintas resistencias y T=5	23
Figura 4-5: Evaluación efectividad del evaporador con 0kW de resistencias y distintas T.....	24
Figura 4-6: Evaluación efectividad del evaporador con 0.5kW de resistencias y distintas T	24
Figura 4-7: Evaluación efectividad del evaporador con 1kW de resistencias y distintas T	25
Figura 4-8: Evaluación efectividad del evaporador con 2.5kW de resistencias y distintas T	25
Figura 5-1: Evolución de la potencia frigorífica del lado R744 con 0kW y distintas T.....	27
Figura 5-2: Evolución de la potencia frigorífica del lado R744 con 0.5kW y distintas T.	28
Figura 5-3: Evolución de la potencia frigorífica del lado R744 con 1kW y distintas T.....	28
Figura 5-4: Evolución de la potencia frigorífica del lado de R744 con 2.5kW y distintas T	29
Figura 5-5: Evolución de la potencia frigorífica con distintas resistencias eléctricas y 0 grados.....	30
Figura 5-6: Evaluación de la potencia frigorífica del lado aire con 0kW y distintas T.....	31
Figura 5-7: Evaluación de la potencia frigorífica del lado aire con 0.5kW y distintas T.....	32
Figura 5-8: Comparación potencia frigorífica (1kW) a 0°C de ambos lados (Solo sensible).....	33
Figura 5-9: Comparación potencia frigorífica según distintos métodos. (I)	35
Figura 5-10: Comparación potencia frigorífica según distintos métodos (II).....	36
Figura 5-11: Distribución de tubos cruzados.	38

Figura 5-12: Comparación potencia frigorífica con 0.5 kW de resistencias eléctricas.	39
Figura 5-13: Comparación potencia frigorífica con 1 kW de resistencias eléctricas.	39
Figura 6-1: Validación Modelo-Experimental 0.5 kW	43
Figura 6-2: Validación Modelo-Experimental 1kW	43

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes históricos

El cambio climático es un problema que se lleva tratando desde años atrás para ‘retrasar’ o ‘impedir’ que continúe su avance a lo largo del planeta. Para ello, se han llevado a cabo diferentes protocolos y pactos en los distintos países del mundo. Ha crecido la necesidad de reducir las emisiones de gases que incrementan el efecto invernadero y que provienen fundamentalmente de las industrias.

El Protocolo de Montreal se firma a nivel internacional en 1987, y se pacta proteger la capa de ozono con la eliminación gradual de aquellos gases cuyo efecto en la atmósfera es de gran impacto. En cuanto al uso de refrigerantes, se exige la eliminación de los clorofluorocarbonos, CFC, e hidroclofluorocarbonos, HCFC. Diez años más tarde llega el Protocolo de Kyoto que acuerda reducir las emisiones de gases de efecto invernadero por nuevos refrigerantes alternativos más adecuados para el medio ambiente.

En la industria de los refrigerantes se van adoptando nuevas medidas para eliminar los gases fluorados y ser sustituidos por refrigerantes de trabajo más sostenibles. [1] En los últimos años el uso de CO_2 como refrigerante en España se ha incrementado desde la aprobación del Reglamento UE 517/2014, también denominado F-Gas, que lleva a cabo medidas de contención y destrucción de fluidos que son menos adecuados y que tienen mayor impacto ambiental para la capa de ozono. La normativa F-Gas establece un impuesto para los fluidos de refrigeración que superen ciertos niveles de Potencial de Calentamiento Atmosférico (o GWP por sus siglas en inglés). Este es el medidor que se define para saber en que medida afecta al calentamiento global. El Parlamento Europeo estableció mediante este Reglamento que se penalizaban los refrigerantes de alto GWP, para reducir la comercialización de gases fluorados para el año 2030. Estas medidas no solo afectan a la refrigeración industrial, sino que también están siendo implementadas en el sector de la climatización.

La limitación de refrigerantes sintéticos en Europa se incrementa debido a la necesidad de uso en fluidos naturales de bajo PCA, estos últimos son denominados naturales por ser sustancias de presencia en el ambiente. El aire a pesar de ser utilizado como un fluido natural a lo largo de la historia en turbinas centrífugas y axiales tiene restricciones en cuanto a aplicaciones de climatización y refrigeración industrial por su bajo rendimiento teórico.

Los fluidos usados para ciclos de refrigeración que tienen un efecto perjudicial elevado para el medio ambiente superan los 150 de GWP establecido, y todos ellos tienen prohibido su uso, venta y distribución desde el año 2020. [2] Se proponen como sustitución a estos, el amoníaco (R717), los hidrocarburos como el propano (R290) o propileno (R1270) y el dióxido de carbono (R744). Aunque los tres son de uso comercial y doméstico, los hidrocarburos tienen establecido un límite de carga permitido y el amoníaco usado en grandes sistemas industriales es inadecuado para sistemas de refrigeración doméstica, automóviles y pequeños comercios. Así se lleva a que el dióxido de carbono es el refrigerante más adecuado para el uso doméstico de refrigeración, además de ser aceptado en la industria por gran parte del comercio. [3]

El R744, CO_2 o dióxido de carbono tiene su uso en la industria como fluido principal en los ciclos transcíticos o como fluido secundario en los ciclos subcríticos para aplicaciones de *Ultra Low*

Temperature (ULT). Los sistemas subcríticos también pueden trabajar en cascada usando el R744 como fluido de baja temperatura. [4] Actualmente con la búsqueda del refrigerante ideal se ha puesto en marcha el uso del dióxido de carbono como único refrigerante con una configuración denominada Booster.

Hoy en día, no existe el refrigerante perfecto, pero desde que Lorentzen (1994) propuso el CO₂ como refrigerante se empezó a estudiar distintas posibilidades de refrigeración, para usos de bombas de calor o para trabajos de aires acondicionados. [5]

1.2. Objetivo

El objetivo del presente trabajo es llevar a cabo un estudio teórico-experimental del cálculo de la potencia frigorífica de un evaporador de flujo cruzado por aire y fluido refrigerante dióxido de carbono o en este caso denominado R744. Previo a este estudio se va a analizar en profundidad el conjunto de la instalación de producción de frío.

La instalación de producción de frío a estudiar está compuesta por los siguientes componentes: evaporador, compresor (doble compresión), condensador o en este caso gas cooler, tanque flash y dos válvulas expansoras de alta a media presión y de media a baja presión. Este grupo junto con la instalación de una cámara frigorífica en la cuál en su interior se encuentra el evaporador da lugar a un ciclo supercrítico.

El análisis de la totalidad del grupo es denominado análisis de control de los componentes a través de sus variables de operación. Para ello es necesario tener acceso a los datos de operación en cada momento de trabajo y es un programa informático el que ha sido desarrollado para la obtención de todos los parámetros. En este estudio se les da relevancia a los parámetros de los cuáles se puede variar su consigna y establecer el valor deseado pues el resto de estos varían en función de los primeros.

Para terminar el análisis general se evaluará en profundidad el equipo de baja presión, evaporador, y el compresor al ser determinante en su estudio por establecer arranques y paradas en el ciclo frigorífico. A pesar de ser una cámara de producción de frío, es de relevancia destacar que en todo momento su funcionamiento se establece mediante arranques y paradas del compresor y de ahí su estudio de control en mayor profundidad.

Para finalizar el proyecto, se estudia como evoluciona la potencia frigorífica con los datos proporcionados por el programa. Para ello se abarcarán tres modelos diferentes de cálculo: el primero de ellos es denominado el modelo teórico y calcula la potencia frigorífica a través del lado del refrigerante y su recalentamiento. El segundo de ellos es calculado de igual forma que el primero, con la variación de que se hará a través del lado del aire y las temperaturas de entrada y salida. Por último, se desarrollará un estudio a través de la convección de flujo forzado del aire por el exterior de los tubos. Para ello, se necesitarán todos los valores que componen el equipo de la zona de baja presión que es principal en este estudio. Este último es denominado de modelo experimental, al tener en cuenta la totalidad del equipo y sus características de operación.

Como conclusión a este estudio, se van a establecer una serie de gráficas de validación para verificar que el modelo teórico es capaz de plasmar el método experimental o real.

2. CIRCUITOS DE REFRIGERACIÓN DE R744

2.1. Ciclo transcrito

El sistema transcrito para el refrigerante R744 puede ser doblemente comprimido, aun que lo más relevante de este ciclo es que trabaja por encima de su presión crítica. [6]

Este ciclo tiene la ventaja principal de operar con una válvula termostática que regula la cantidad de refrigerante que le llega al evaporador, aun que su ventaja principal es que como opera con presiones muy elevadas que no se pueden controlar. Por ello, en la zona de alta presión trabaja con un gas-cooler en lugar de operar con un condensador. Además, a diferencia del ciclo subcrítico este presenta un ahorro económico en cuanto al uso de un único refrigerante.

Para los ciclos que cuentan con una compresión doble, la presión intermedia es considerada la media de la presión de alta en el gas-cooler y la baja en el evaporador. [7]



Figura 2-1: Diagrama p-h del circuito transcrito. [7]

Si este ciclo llegase a operar a presiones mucho más elevadas, es el denominado supercrítico, en apartados posterior se va a estudiar en profundidad. En ambos ciclos el parámetro fundamental es la presión de operación de alta, aun que la temperatura no dependa de ella sino del ambiente exterior en el que opera. Las elevadas temperaturas son un problema para enfrentar este ciclo, pues no podría trabajar dentro de sus límites de operación. Aun que las altas presiones de operación no son un problema, si que exigen un extra de seguridad en estas instalaciones.

2.2. Ciclos subcríticos

Para este caso de circuito se presentan dos opciones según la presión de descarga:

- Con presión de descarga baja.

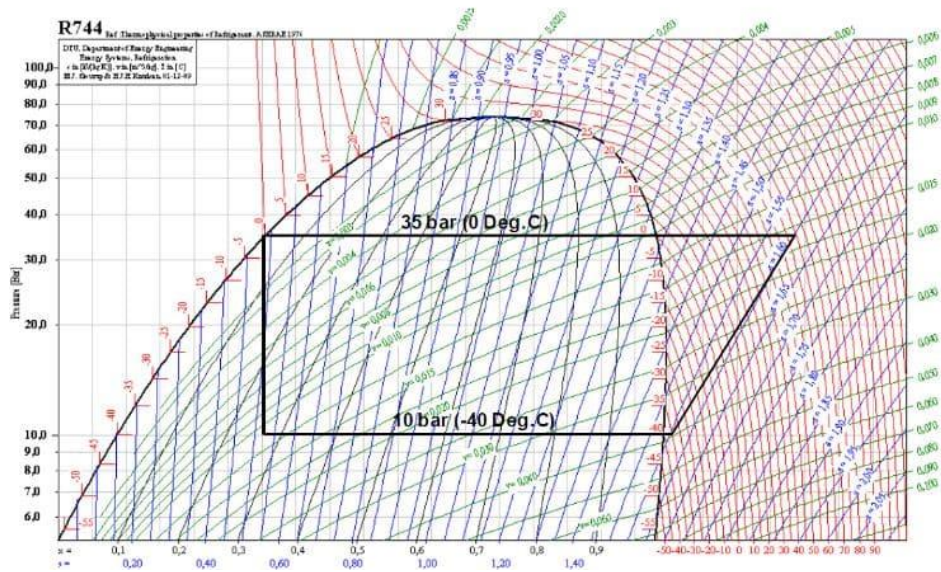


Figura 2-2: Diagrama p-h del circuito subcrítico I [4]

Para este ciclo el dióxido de carbono trabaja con temperaturas de refrigeración las cuales son aceptables para un ciclo de otro refrigerante. La diferencia apreciable es que, en este caso, la zona de alta temperatura opera con una presión de descarga menor a la que trabajan el resto de los refrigerantes. Presenta un problema a la hora de seleccionar condensadores que trabajen a estas temperaturas.

- Con presión de descarga alta.

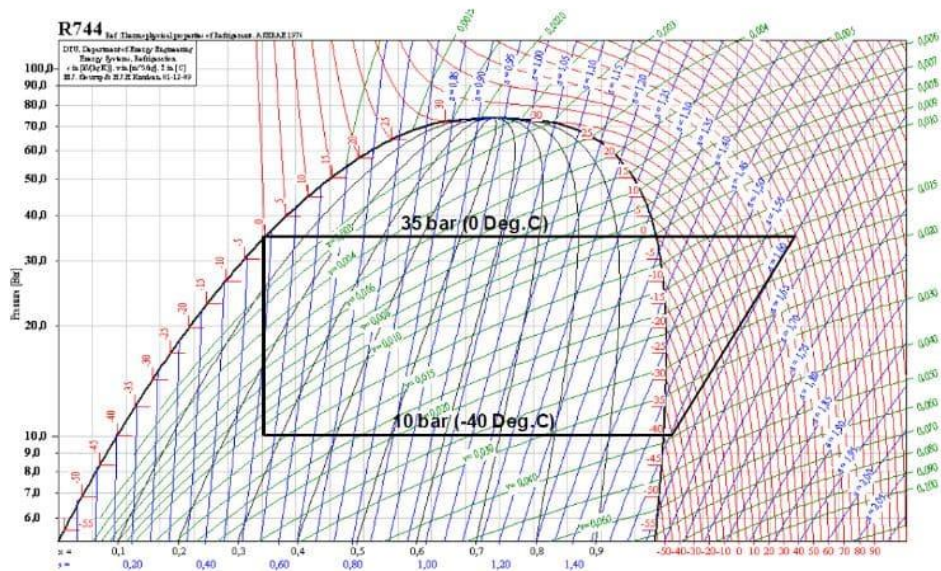


Figura 2-3: Diagrama p-h del circuito subcrítico II [4]

Para este caso sucede lo contrario, la presión opera en condiciones superiores a las que utilizan los refrigerantes mas comunes en la industria y, por tanto, se fuerza al compresor a trabajar a presiones mayores.

Los circuitos industriales de refrigeración subcríticos pueden ser de dos tipos: utilizando el dióxido de carbono como fluido secundario o en fase cascada donde existen dos circuitos. En los modelos de tipo cascada el circuito primario denominado de alta o media temperatura trabaja con fluidos como el propano (R290), propileno (R1270), etanol (R404a) o amoníaco (R717) y el circuito secundario o de baja temperatura trabaja con dióxido de carbono (R744). Se va a estudiar en detalle los circuitos en cascada.

2.2.1. Circuitos en cascada

Para el circuito de media temperatura y la selección del fluido primario se necesita saber cuales son los parámetros de diseño y de funcionamiento para que se llegue a un COP de funcionamiento máximo y la temperatura de evaporación del fluido primario óptima. Estos parámetros son considerados la temperatura de condensación, evaporación, recalentamiento y subenfriamiento del circuito primario (R744) y los mismos parámetros para el circuito de media temperatura. Con estos se ha llevado a cabo un estudio de la combinación de los distintos refrigerantes que trabajan en el circuito de alta o media temperatura.

El amoníaco se encuentra en la lista de los refrigerantes naturales a diferencia de las demás opciones que pueden ser usadas como fluidos primarios. Como desventaja el resto de los fluidos refrigerantes tienen una alta inflamabilidad, además de que el etanol por su parte tiene presiones que se encuentran por debajo de las presiones atmosféricas provocando que pueda haber fugas. [8]

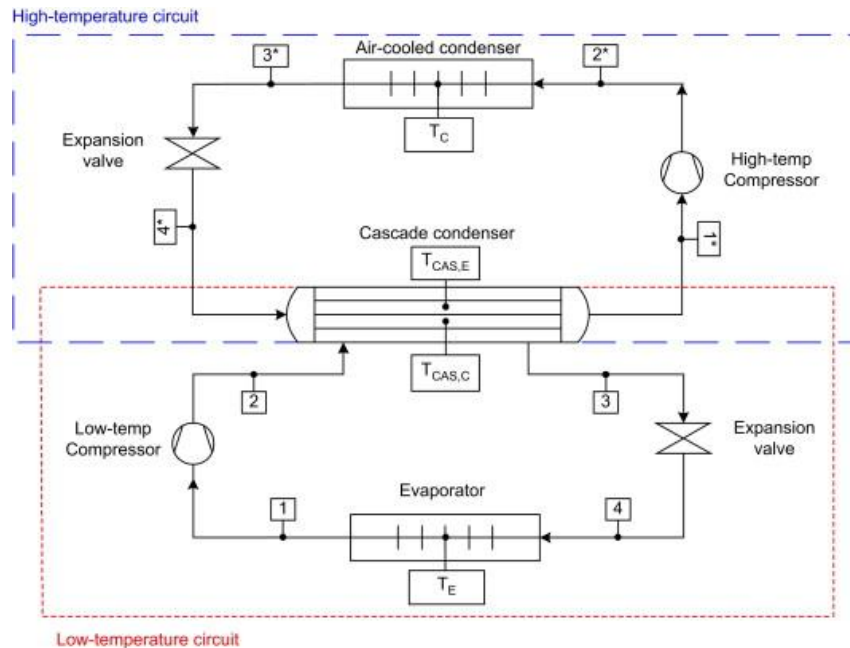


Figura 2-4: Circuito de una instalación frigorífica en cascada con R744 [9]

En la Figura 2-3 está representado el ciclo de cascada que grafica la unión de ambos ciclos mediante el condensador de cascada. Este elemento puede ser un intercambiador de calor de placas, de carcasa y placas o de carcasa y tubos. [10] [11]

Cada ciclo es independiente pues trabaja con distintos refrigerantes que no se llegan a mezclar, sino que cada uno trabaja en un ciclo diferente. Al estar conectados a través de un condensador ambos deben mantener un equilibrio. Esto conlleva que el calor absorbido en la cascada de alta temperatura, evaporador debe ser igual al calor cedido en la cascada de baja temperatura, condensador.

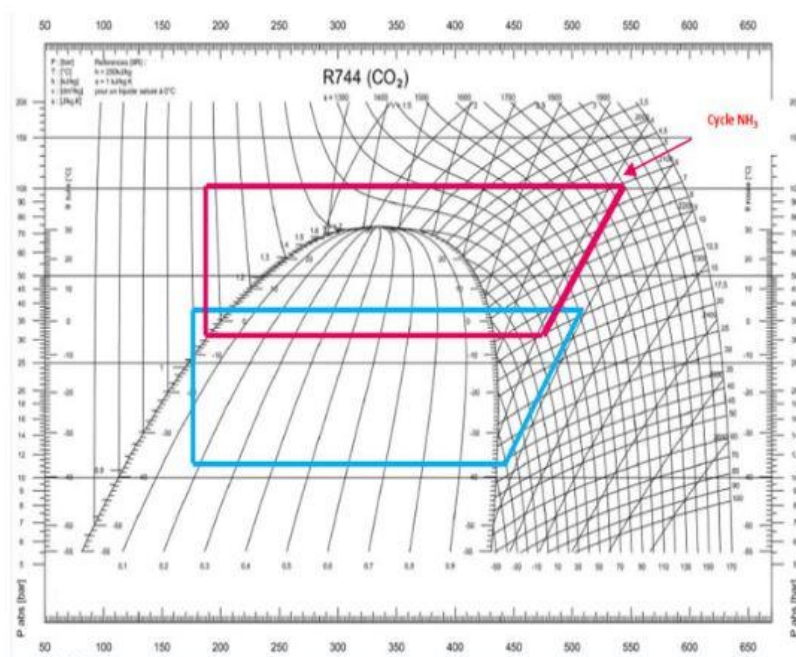


Figura 2-5: Diagrama p-h de un circuito en cascada R717- R744

En la Figura 2-4 que representa el diagrama de la Figura 2-3 muestra la evolución de los fluidos a lo largo del recorrido por el ciclo frigorífico de baja y alta presión.

En algunos casos las instalaciones en cascada han sido estudiadas para hacer mezclas entre el R744 y e hidrocarburos como etano y propano con la finalidad de utilizarlo donde se requiera una temperatura inferior a la del punto triple del dióxido de carbono. Como consecuencia se obtuvieron resultados donde el COP del ciclo había empeorado, a diferencia de otros estudios donde se mezclan con refrigerantes naturales. En este último caso se llega a que mejora la inflamabilidad en ciertos casos y aumenta el COP.

Existen dos configuraciones más para los ciclos en cascada: donde se puede introducir glicol como un tercer circuito secundario, es decir, entre ambos ciclos. Este se puede traducir a una alternativa para la parte del agua del circuito. Como última opción de cascada el R744 se utiliza como refrigerante secundario y sería bombeado a la parte de alta temperatura en lugar de ser comprimido, mientras a la parte de baja temperatura le llega el R744 mediante expansión directa.

2.3. Sistema booster

. El R744 no solo es un refrigerante que respeta el medio ambiente por su bajo valor de GWP, sino que también su impacto sobre la capa de ozono podría llegar a ser despreciable como se ha comentado. Por ello, la alta necesidad de implementar nuevas tecnologías para el uso de un único refrigerante natural da lugar a desarrollar los sistemas booster, definidos como un ciclo en cascada de media y baja temperatura. [12]

Estos ciclos pueden presentar problemas a la hora de trabajar en la parte de alta presión del ciclo transcrito que conforma el de cascada, pues la temperatura de descarga va a variar en función de las condiciones exteriores a las que se enfrenta la cámara. Esto conlleva a que los periodos de calor el aire no podrá condensar el refrigerante.

Se han estudiado 3 configuraciones para los ciclos booster, desde más sencillas hasta con implementación de nuevas tecnologías como el uso de eyectores en configuraciones más avanzadas para mejorar la eficiencia energética del ciclo que permite la mejora del rendimiento del ciclo cuando las condiciones climáticas exteriores a las que trabaja la cámara son más desfavorables para una correcta condensación del lado de alta presión.

2.3.1. Sistema booster sencillo

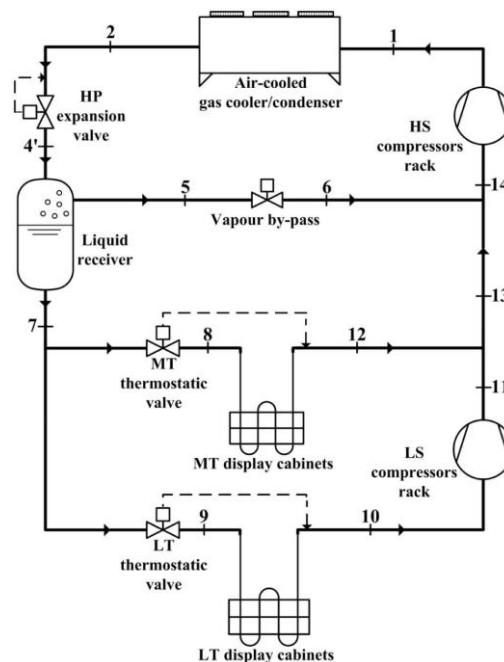


Figura 2-6: Arquitectura de un sistema booster sencillo [13]

El R744 recorre ambos circuitos, por el que se diferencian cuatro presiones: alta, baja, media e intermedia. El punto 1 marca la salida del refrigerante por el compresor de alta, para posteriormente pasar por el gas cooler o condensador según las temperaturas exteriores que haya. El fluido cede calor en el intercambiador de calor, y tras su paso por la válvula de alta presión se expande hasta la presión intermedia. En este punto se tiene el refrigerante en estado bifásico, punto 4, y es el tanque flash el responsable de esta separación. La zona de gas saturada es dividida nuevamente tras pasar por las válvulas de baja y media presión. Mientras el líquido saturado fluye hacia una válvula de presión

intermedia para ser expandido hasta la presión media nuevamente. Por cada una de las líneas de baja y media presión actúan distintos evaporadores, hasta que en la de baja presión el refrigerante es aspirado hasta el compresor para mezclarse con el refrigerante que sale del evaporador de media. En este lado, el intercambiador absorbe calor para pasar finalmente al compresor de alta presión.

Si la presión del lado de alta es inferior a la presión crítica de R744, sistema actúa como ciclo subcrítico, y que por ello el equipo tendrá actuación como gas cooler. A diferencia de cuando la temperatura ambiente es elevada, y por ello la presión de descarga del compresor de alta está por encima de la crítica el sistema estará como transcrito como se muestra en la Figura 2-5. La presión óptima de este lado está directamente relacionada con el COP máximo del ciclo. [13]

El condensador, denominado gas cooler en esta situación para disminuir las altas temperaturas exteriores y que el ciclo pueda operar en condiciones más optimas, si el ciclo trabajara en transcrito, es decir por encima de la presión crítica del refrigerante. Para el caso de los sistemas booster, se suele trabajar con más de un evaporador lo que significa que el ciclo frigorífico opera con más de una presión de evaporación.

Se necesitan dos etapas de compresión, dispuestas en serie, para que el compresor de baja eleve la presión del evaporador de baja hasta la presión del segundo evaporador. El segundo compresor es usado para llevar el refrigerante a la temperatura y presión de descarga, que será la más elevada de todo el circuito.

En algunos casos este ciclo lleva un intercambiador de calor entre la descarga del primer compresor y la aspiración del segundo, para disminuir la temperatura de entrada al segundo compresor y por consecuencia que la temperatura de descarga final no sea tan elevada para evitar malos comportamientos del gas cooler.

2.3.2. Sistema booster avanzado

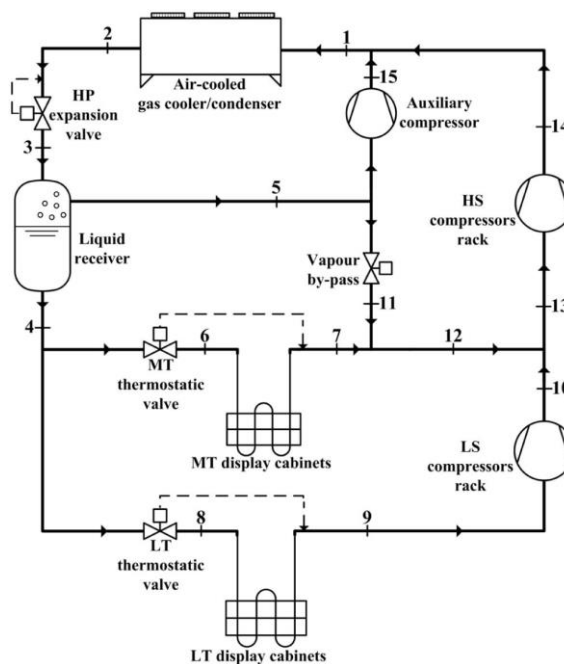


Figura 2-7: Arquitectura de un sistema booster avanzado [13]

El sistema booster avanzado es también denominado ciclo booster con compresor paralelo. La configuración de este ciclo surge con la idea de disminuir las pérdidas por estrangulamiento. Además, es implementado para aumentar la capacidad de refrigeración pues la fracción de R744 que entra en los evaporadores tiene mejor calidad. [14] Las pérdidas de estrangulamiento son las producidas entre dos válvulas separadas por un receptor de media presión, que trabaja como separador entre líquido y vapor, es decir, como tanque flash.

Este sistema más avanzado fue diseñado para que el ciclo fuera capaz de trabajar en aquellos climas donde la temperatura exterior es mayor. Se instala un segundo compresor que tiene como función extraer el vapor saturado del depósito o tanque flash para que a continuación pueda ser inyectado en el segundo compresor y ser expandido por este. [15]

Para este ciclo también sería posible la instalación de un intercambiador de calor a la salida del condensador o gas cooler en este caso. Tiene como objetivo disminuir la temperatura de alta presión para aumentar la temperatura de aspiración que con lleva un aumento del COP o una mayor eficiencia. Objetivo opuesto al explicado en el apartado del ciclo booster sencillo. [16]

2.3.3. Sistema booster con eyector

La aplicación de ciclos de refrigeración se ha desarrollado con el objetivo de mejorar la eficiencia energética de la máquina de refrigeración. Su aplicación está dedicada a la compresión del fluido. Por ello, se lleva a la sustitución del elemento compresor por un eyector. No solo tiene como ventaja la mejora de la eficiencia o COP del ciclo, sino que también su uso y aplicación se lleva a una recuperación del trabajo de estrangulamiento en la expansión, producida por válvulas de expansión. Estas pérdidas son referidas directamente a pérdidas de presión, por ello es también usado como un dispositivo de expansión.

Hoy en día su desarrollo va más allá del uso en aplicaciones de refrigeración y climatización, se emplea en la industria química, producción de potencia o aplicaciones aeroespaciales.

Al ser aplicado como dispositivo de expansión, el proceso que realiza se asemeja a una expansión isentrópica haciendo que incremente el COP, es decir, hay una reducción del trabajo por parte del compresor. Para el caso de que su uso sea de compresión, da lugar a que en zonas con climas más cálidos se puede desarrollar un ciclo transcrito sin llegar a tener problemas de temperatura y presión. [17]

Llevar a la práctica este avance tecnológico supone también el empeoramiento de otros factores, como el coeficiente de rendimiento en ciertos casos según el fluido refrigerante que se haya empleado. Por ello no solo se han implementado distintas configuraciones del eyector según su aplicación, sino que la decisión del uso de refrigerantes naturales lleva a que en la práctica no decaiga el COP, que llevaría a un empeoramiento del ciclo frigorífico. En cuanto a las ventajas de los sistemas de compresión por eyección son principalmente su bajo mantenimiento y su fácil construcción e instalación.

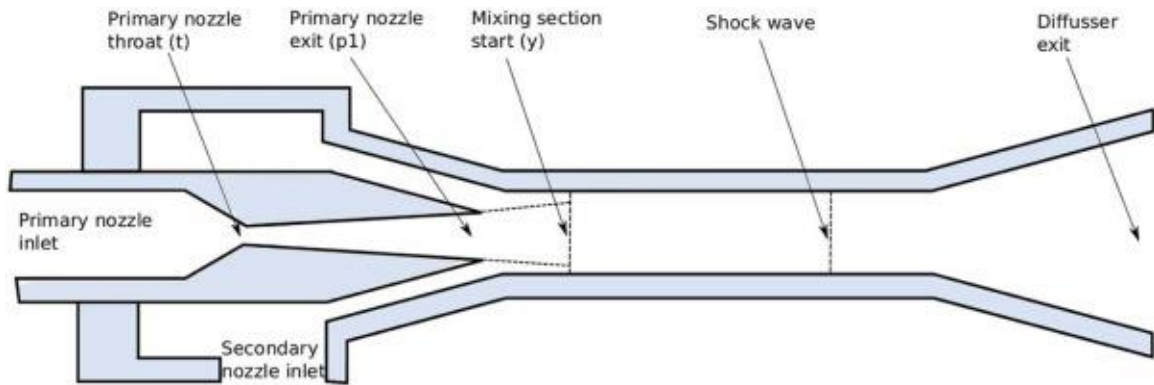


Figura 2-8: Arquitectura de un dispositivo eyector [17]

Existen distintas configuraciones de ciclos de compresión y expansión con eyector: con compresión paralela y eyector también denominado ciclo booster de tercera generación o ciclos con expansión por eyector.

Se llevó a cabo un estudio acerca de las distintas opciones de usar un eyector y es el sistema compresión paralela con un subenfriamiento el que tiene la mejor eficiencia. A este le sigue el que solo una compresión paralela, es decir el sistema booster avanzado o de segunda generación. [18] El uso de un intercambiador de calor para subenfriar el fluido refrigerante con eyector es otra configuración viable pero menos efectiva en cuanto a rendimiento del ciclo.

El sistema booster con compresión paralela y uso de eyector lleva a que el caudal que circula por el compresor de alta sea menor. Es este dispositivo el que tiene como misión sustituir a la válvula de expansión situada tras el gas-cooler. Favorece la expansión del ciclo, dando lugar a que sea isentrópica. En la Figura 2-7 donde se representa la arquitectura del eyector, se puede explicar su aplicación, pues el refrigerante entra en una boquilla convergente-divergente en la que es acelerado su paso. Esto da lugar a que haya una transformación de energía de potencial a cinética.

Por la zona secundaria del eyector se produce una succión pues la presión se sitúa por debajo de la de media del evaporador. Ambas corrientes son mezcladas para aumentar la presión por encima de la que ha sido succionada y llevarlo al depósito donde sigue su cauce por el compresor de media. [15]

El funcionamiento de este depende de las presiones de entrada, relación de caudales y geometría interna del diseño.

3. ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO Y CONTROL

3.1. Análisis del funcionamiento del ciclo frigorífico.

Previamente a la descripción del ciclo se van a presentar las propiedades del fluido refrigerante en la siguiente Tabla 3-1, con motivo de facilitar la explicación del ciclo a través de dichas propiedades.

Propiedades	
Punto de ebullición (°C)	-56,6
Presión crítica (bar)	73,6
Temperatura crítica (°C)	31,06
PCA	<1

Tabla 3-1: Propiedades fisicoquímicas del R744

El principal problema al que se enfrenta un circuito refrigerado por R744 son sus propiedades, pues trabaja a muy elevadas presiones [19]. Las presiones de trabajo, en concreto las de condensación dependen de la temperatura exterior. Por ello, en instalaciones con este modelo de refrigerante no se usa un condensador para tratar el líquido en la zona de alta presión, sino que este dispositivo que es denominado gas-cooler. Las propiedades de la Tabla 3-1 referidas al dióxido de carbono son, en general, más elevadas que los refrigerantes comunes.

El ciclo por estudiar usa como líquido refrigerante R-744 o dióxido de carbono denominado de carácter natural, por ser una sustancia de presencia en el ambiente. La aplicación de este refrigerante tiene una ventaja significativa frente a otros y es que su utilización es empleada para casos de Ultra Baja Temperatura, así como principal desventaja su alta temperatura de descarga del compresor en la zona de alta presión. Es seleccionado el R744 no solo por su bajo potencial de calentamiento (Tabla 3-1), sino también por su baja inflamabilidad y toxicidad en comparación con otros refrigerantes que no son naturales y que afectan en mayor medida al ambiente. Es a diferencia su temperatura y presión crítica tan elevada la que dificultan que sea un fluido de fácil trabajabilidad.

Se diferencian tres zonas: baja media y alta presión, y debido a su elevada presión de operación en la fase de alta, es un ciclo supercrítico. Es denominado supercrítico pues su presión en la zona de alta es muy superior a la presión del punto crítico.

En la Figura 3-2 se representa el diagrama presión entalpía para el dióxido de carbono en el que cabe destacar el punto crítico, y las bajas temperaturas a las que es capaz de trabajar el ciclo.

Según las temperaturas con las que opere, variará sus presiones en función de esta, y por consecuencia su funcionamiento y el tipo de ciclo empleado para refrigerar. Como punto importante, se observa que con la misma facilidad con la que trabaja a bajas temperaturas lo hace con la necesidad de utilizar altas presiones de operación.

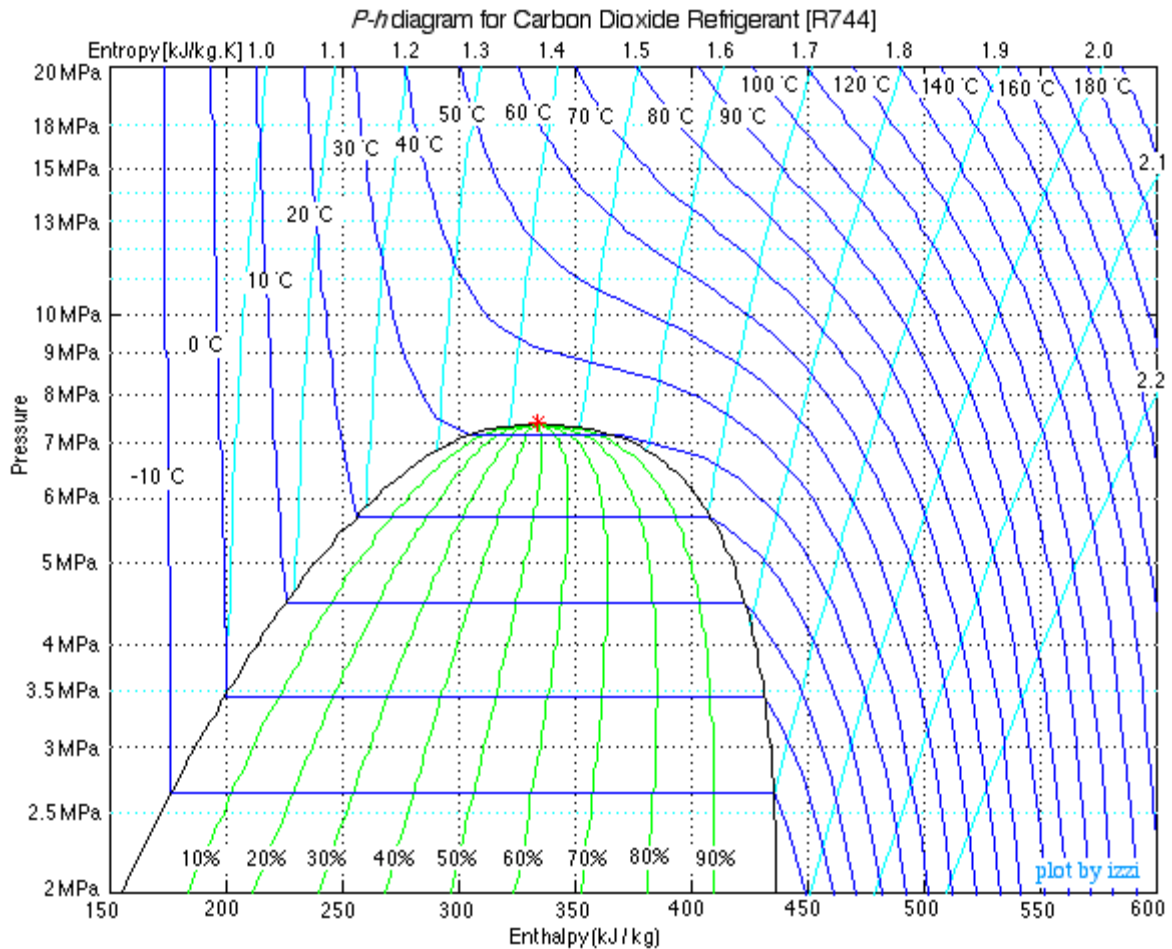


Figura 3-1: Diagrama p-h para R744

El conjunto denominado ‘máquina de producción de frío’ se compone de los elementos básicos del ciclo termodinámico de producción de frío: evaporador, condensador, compresor y válvula de expansión. En la Figura 3-3 se puede ver como además la arquitectura cuenta con más dispositivos como son un tanque flash, dos válvulas de expansión (de alta a media presión y de media a baja presión). Además, se aprecia una válvula bypass la cual debe permanecer cerrada en aquellos momentos que trabaje el compresor.

Por último, cuenta con dos cámaras frigoríficas que intervienen a la misma temperatura de consigna en cada uno de los ensayos que se han llevado a cabo. Aun que cada una de las cámaras tuviera que operar a distintas temperaturas de consigna, el resto de los parámetros de baja presión, presión y temperatura de evaporación, son iguales en cada una de las cámaras.

Cada cámara cuenta con un evaporador propio y con sonda de medida de temperatura para cada una. En cada evaporador, trabajan dos ventiladores, Figura 3-2, que operan en todo momento a su máxima capacidad, lo que quiere decir que el caudal de aire que intercambia calor con el refrigerante es constante durante todo el período de actuación.

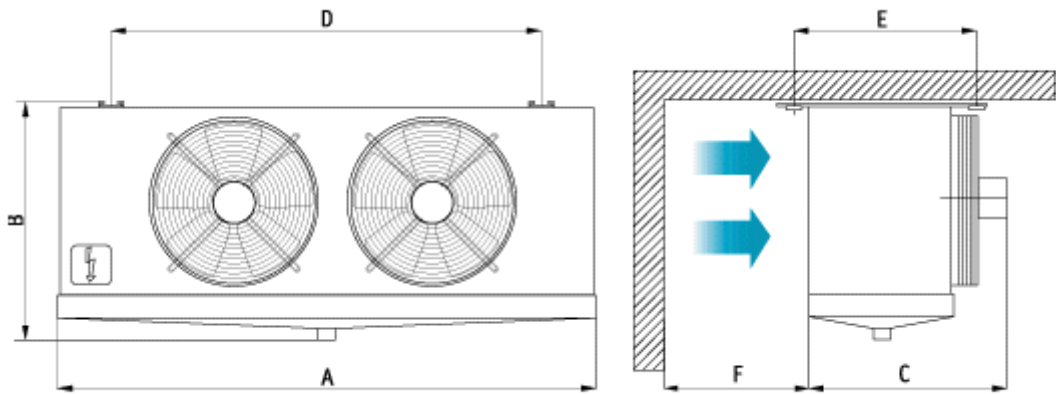


Figura 3-2: Arquitectura de un evaporador con 2 ventiladores,

En la Figura 3-2 se representan todas las sondas de temperatura y transductores de presión instalados en el conjunto. El equipo dispone de un programa informático que permite el manejo de varias consignas de funcionamiento, es decir, del control de distintos parámetros de forma que se puede implementar según se requiera para que pueda operar de forma óptima. Aquellas que disponen de un sistema de control de cambio variable son: presión de evaporación, condensación y depósito (intermedia) y la temperatura de salida del gas cooler. El resto de los parámetros variarán en función de los mencionados anteriormente.

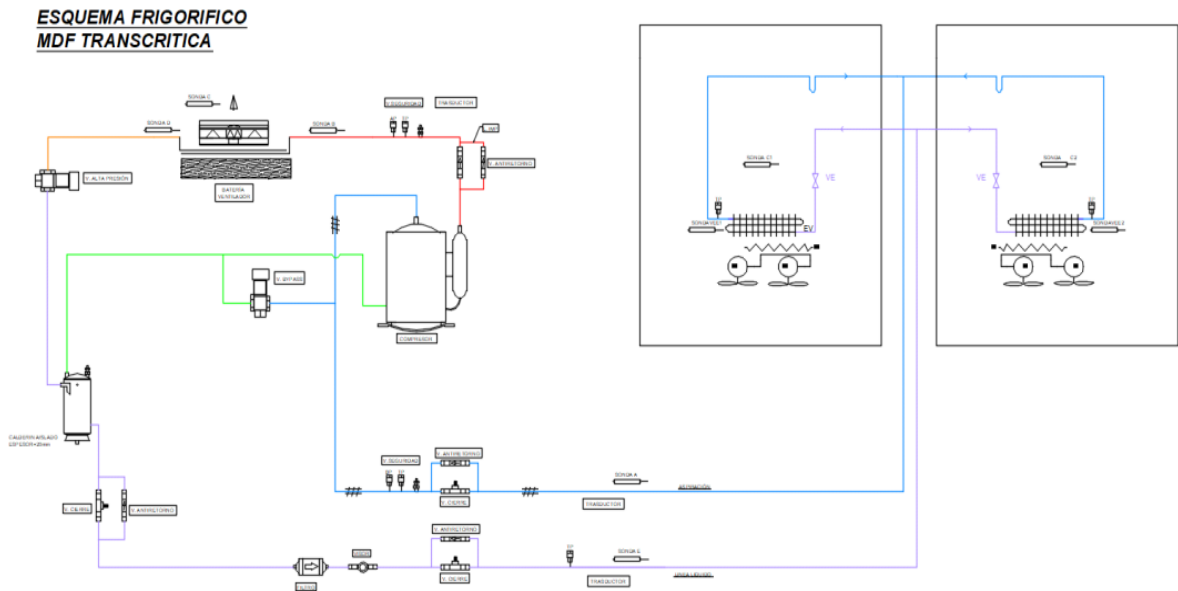


Figura 3-3: Arquitectura de la máquina de producción de frío

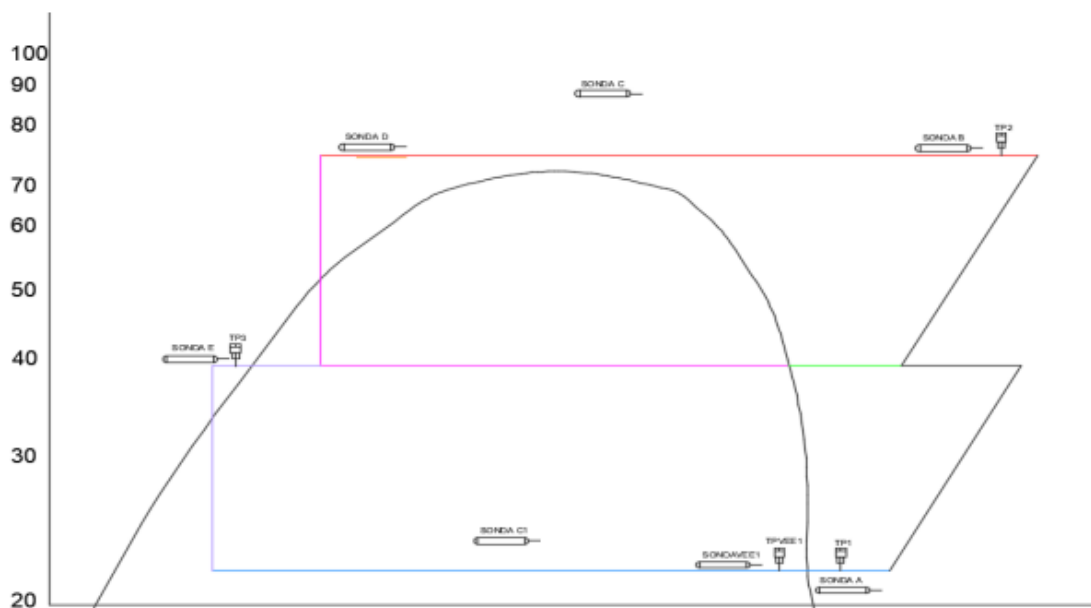


Figura 3-4: Diagrama P-h de R744 supercrítico teórico

En la Figura 3-3 están representadas donde se sitúan las sondas y transductores. Se puede apreciar los sobrecalentamientos que tienen lugar en el evaporador de máximo 10 grados y subenfriamientos en el gas-cooler.

3.2. Análisis de control del ciclo frigorífico

- **Presión de evaporación:** esta variable de control tiene efecto directo en la temperatura de evaporación del refrigerante, y en consecuencia de la temperatura interior del aire de la cámara. Esto se debe a que el evaporador es un intercambiador de calor de flujo cruzado entre aire y R744. El conjunto de producción de frío trabaja con un método de arranque y parada. Para este parámetro se establece una parada cuando la sonda que mide la temperatura del aire en el interior de la cámara marca la temperatura de consigna impuesta o 2 grados por encima como máximo, esto tiene una determinada temperatura de evaporación y por consecuencia presión.

$$p_{evap} = f(T_{cámara}; T_{evaporación})$$

- **Presión de condensación:** es el parámetro seleccionado para que el rendimiento del compresor sea el óptimo. Esta presión se puede variar, a través del control de la válvula de alta a media presión, que se encuentra ubicada físicamente tras el gas-cooler. Además, su consigna se establece según el rango de temperatura exterior al que se enfrenta la cámara frigorífica, estableciendo un mínimo de 70 bar para una temperatura de consigna de -10 °C y con una restricción de temperatura exterior de 39°C. Por tanto, la presión de condensación tiene un rango de operación que se establece en función de la temperatura ambiente. La presión de condensación establece una banda de funcionamiento en la que no permite un funcionamiento seguro por encima o por debajo de estos límites.

$$p_{cond} = f(T_{exterior})$$

- **Presión del depósito:** este control se lleva a cabo a través de la válvula by-pass que se conecta con los compresores, y tiene como objetivo extraer el revaporizado que tiene lugar en el tanque para inyectarlo en la línea de aspiración de baja presión del compresor, y esto se permite a través de su cierre y apertura. Si la presión está por debajo de los 46 bares la válvula se encuentra cerrada al paso del revaporizado, lo que significará que no es necesario esta inyección y que, por tanto, trabaja adecuadamente. Cuando la presión se incrementa por encima de los 48 bar hasta los 50, la válvula se abre proporcionalmente a la presión y lleva a un funcionamiento no adecuado.

Es de considerar la posibilidad de mejorar el rendimiento del equipo con una presión intermedia en el tanque variable dependiente de la presión de condensación y evaporación.

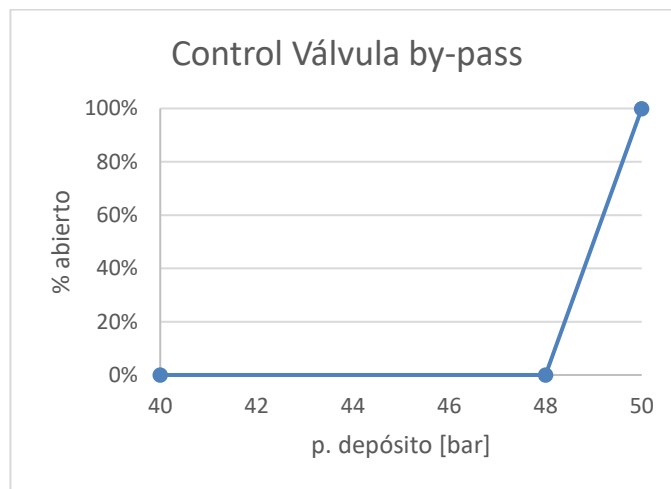


Figura 3-5: Gráfica apertura válvula-presión depósito

- **Temperatura de salida del gas-cooler:** esta variable de funcionamiento es manipulada con el control de los ventiladores del gas-cooler, es decir, a través de su velocidad. Se establece una banda entre la salida del condensador y la temperatura exterior de dos grados, para que se garantice el subenfriamiento del líquido antes de que el líquido refrigerante llegue al evaporador.

	Descripción	Rango para 10°C de consigna
T_{sgc}	Temperatura a la salida del gas-cooler	$< T_{ambiente}$
P_7, P_8	Presiones del depósito	40 – 50 bar
P_4	Presiones de condensación	70 – 102.5 bar
P_8	Presión de evaporación	12 bar

Tabla 3-2: Bandas de operación de parámetros de control

3.3. Análisis de funcionamiento/control óptimo del ciclo frigorífico.

Para que el conjunto frigorífico funcione correctamente se tiene que dar que todas las condiciones que se comentan a continuación se den al mismo tiempo:

- Válvula de by-pass cerrada.
- Compresor en modo de trabajo, es decir, que se encuentre en arranque y no en parada y, por tanto, el porcentaje de trabajo que mide el sistema informático sea mayor que cero.
- Temperatura de la cámara con un máximo de diferencia de temperatura de dos grados por encima con respecto de la temperatura de consigna que se ha establecido para el funcionamiento de arranque y parada de la máquina.

Esta cámara está diseñada para estudio experimental de su funcionamiento y control y a pesar de que su funcionamiento no es como marcan las directrices descritas anteriormente durante un periodo extenso de tiempo o período permanente, hay ciertos puntos válidos concretos cerca del momento en el que se alcanza la temperatura de consigna.

Para establecer un periodo permanente tendría que darse que las tres normas de funcionamiento se cumplan durante un periodo muy superior al que trabaja la instalación en cualquiera de los ensayos que se han realizado. El máximo de los períodos de funcionamiento no alcanza nunca la media hora.

En los ensayos que se han llevado a cabo para desarrollar el presente análisis, se ha establecido analizar el arranque de la máquina. Esto se debe a que los dos primeros requisitos impuestos se cumplen durante un tiempo prolongado y además la temperatura de la cámara va disminuyendo hasta alcanzar la temperatura de consigna impuesta.

Para este trabajo, es de importancia el análisis de control del evaporador y compresor en profundidad a través de los requisitos impuestos y de las variables de operación que se han comentado en el apartado anterior, para completar un análisis total de la zona de baja presión.

3.4. Análisis de control de la zona de baja presión

El control del componente evaporador se lleva a cabo en el presente apartado en profundidad. Gracias a los distintos ensayos que se han realizado de forma experimental y de los cuáles se tiene información de cada uno de los parámetros. Es un software informático el que se ha desarrollado para la obtención de cada una de las variables de operación en la cámara, en la zona de trabajo de baja presión en este caso.

El funcionamiento real del conjunto de la máquina se basa en arranque y parada. Es decir, se establece el arranque de la máquina con unas condiciones ya fijadas, el compresor comienza a trabajar y tras llegar a estas condiciones establece una parada. La parada es en este caso, el funcionamiento de la máquina aun que con el trabajo del compresor a cero.

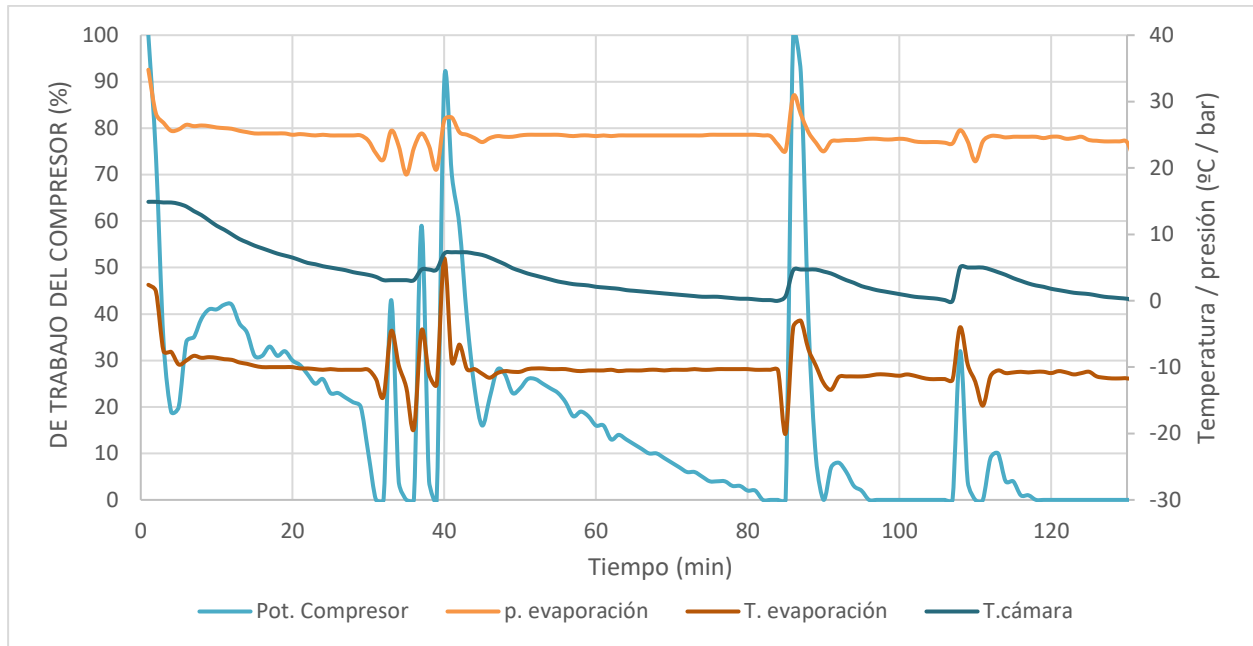


Figura 3-6: Análisis de control: evaporador

Esta parada está programada por un tiempo de seis minutos. Posteriormente se vuelve a poner en marcha el trabajo del compresor para alcanzar las condiciones impuestas. A diferencia del primer escalonamiento, los siguientes invierten menos tiempo en llegar a las condiciones, esto se debe a que la temperatura a la que comienza a trabajar no es tan alta como la que había en el arranque inicial. Por ello, es de mayor importancia el estudio de este primero, ya que es el tiempo más largo de operación del dispositivo.

La parada del compresor se logra cuando lo marca la temperatura de aspiración en el primer compresor, que es parámetro directo para que se obtenga la temperatura de consigna de ambas cámaras que se ha implementado. En algunos casos la parada se realiza cuando es únicamente una de las cámaras las que alcanza la consigna, y la otra se queda cerca de la banda impuesta, aun que para el estudio de estos casos se hará únicamente con una única cámara en todo momento.

En la Figura 3-4 se encuentran representado de forma gráfica los parámetros de la zona de baja presión y el trabajo del compresor en unidades de porcentaje durante mas de dos horas. La consigna de la temperatura de la cámara se encuentra establecida en cero grados.

En el arranque la potencia comienza a trabajar y a medida que se llega a la consigna establecida va disminuyendo su porcentaje de trabajo. Posteriormente, tras minutos de parada vuelve a trabajar disminuyendo nuevamente su trabajo.

Como conclusión a esta representación gráfica se puede observar que durante el tiempo en el cual el compresor se encuentra trabajando, todos los parámetros de la zona de baja presión de mantienen constante. Otro punto importante es que como se ha comentado anteriormente, hay paradas que se realizan dos grados antes de la temperatura de consigna como es el caso de la primera parada.

La cámara tiene impuesto cero grados de trabajo, se aprecia con facilidad los escalones de subida y bajada de la temperatura durante el tiempo en el que se arranca y para el conjunto de la máquina. A diferencia de la presión de evaporación que se mantiene constante en todo momento cuando está

arrancada, y en sus paradas oscila entre los valores correspondientes a la máxima y mínima temperatura de evaporación.

Los picos elevados que se observan con claridad del porcentaje del trabajo del compresor son debidos a que desde parada hasta arranque se lleva a un porcentaje de trabajo de 0 a 100 como el propio nombre indica: parada y arranque.

Las variables de evaporación, tanto presión como temperatura, siguen la misma tendencia de trabajo: con valores constantes durante los tiempos de operación y saltos de valores por las diferencias de trabajo entre la parada y el arranque.

Todo lo anterior lleva a comentar el análisis del funcionamiento del compesor. Este es complejo de estudiar debido al método de trabajo que usa. Para su estudio se ha llevado a cabo el cálculo de su potencia tanto de forma experimental como teórica. El software informático nos proporciona el trabajo realizado por el compesor a través de un porcentaje de trabajo.

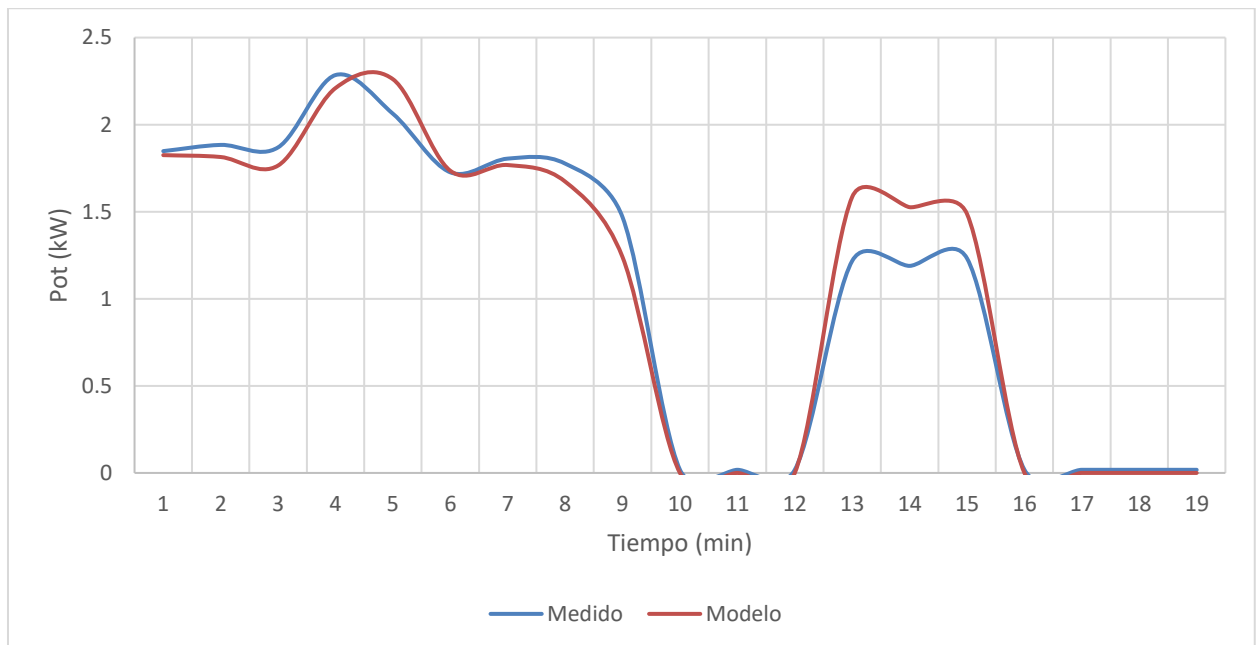


Figura 3-7: Representación del consumo eléctrico del compesor

La aplicación muestra un 0% de trabajo en aquellos momentos en los que el dispositivo baja de 80 Hz y un 100% para 160 Hz.

La Figuras 3-5 es la representación gráfica en el tiempo de la evolución de la potencia del compesor.

Su representación 'Medido' expresa que la potencia ha sido calculada de forma experimental: a través de un amperímetro que muestra su intensidad en cada momento de operación. La tensión del elemento de trabajo es invariable e igual a un valor de 230 V.

Su representación 'Modelo' es un cálculo de potencia realizado a través de los datos obtenidos en porcentaje. Este cálculo es menos exacto por ser obtenido a través de diferencias de entalpías y caudales que circulan por el interior de este.

El cálculo del modelo medido es mas correcto aun que no exacto, pues es representado por minutos y en cada uno de estos minutos su intensidad cuenta con una gran variación de valor. Por tanto, se puede definir como una muy buena aproximación del trabajo realizado por el compresor.

La diferencia de valores es clara, aunque en todo momento siguen la misma tendencia ambas representaciones. Los escalones que reproducen las gráficas son la definición de arranque y parada del conjunto frigorífico debido al compresor.

Se puede concluir que el modelo teórico en referencia al compresor es muy similar a la realidad plasmada a través de voltajes e intensidades. Por tanto, para posteriores cálculos se da por válido este modelo de cálculo.

4. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO Y COMPONENTE DE BAJA PRESIÓN

4.1. Caracterización del modelo teórico del ciclo supercrítico R744

Se define el modelo teórico supercrítico como el que simplifica el proceso porque en su caso únicamente incluye los aspectos relevantes y no la totalidad del estudio. Por ello, para el ciclo frigorífico de R744 únicamente se presentan las propiedades del refrigerante en una situación ideal, tanto climática como de operación. No tiene cargas y no presenta problemas frente a la temperatura exterior.

Estos valores que se presenten son los esperados en los ensayos experimentales que se llevan a cabo en los siguientes puntos.

Descripción		
$T_{cámara}$	Temperatura del aire a la entrada del evaporador (°C)	-3.5
$T_{evaporador}$	Temperatura del aire a la salida del evaporador (°C)	-10
$T_{evaporación}$	Temperatura de evaporación o del punto 8 (°C)	-16
$T_{aspiración}$	Temperatura de aspiración al compresor o punto 1 (°C)	-5.5
$T_{exterior}$	Temperatura ambiente (°C)	15
$p_{evaporación}$	Presión de evaporación (bar)	21
$p_{intermedia}$	Presión del depósito (bar)	44
$p_{condensación}$	Presión de condensación (bar)	70
$T_{líquido}$	Temperatura en la salida del depósito o punto 7 (°C)	10.5
T_{sgc}	Temperatura de salida del gas cooler o punto 5 (°C)	19
$T_{condensación}$	Temperatura de condensación o punto 4 (°C)	29
$T_{depósito}$	Temperatura del depósito o punto 6 (°C)	10.5

Tabla 4-1: Descripción valores y datos teóricos

Todos estos valores han sido tomados como nominales, es decir, en condiciones nominales. Estos son los valores para los que ha sido diseñado la cámara, por tanto, aquellos datos que son esperados en la operación de la cámara. Dependen de las condiciones en las que opera, como es en gran medida la temperatura exterior o ambiente.

En la Tabla 4-1 se representan en un tono más oscuro aquellas variables que son usadas en el modelo experimental a través de los ensayos. El resto de las temperaturas son calculadas teóricamente, por simplicidad, aun que sus valores son de igual rango en todo momento.

Una vez establecidas las condiciones de ensayo, se tomarán valores de funcionamiento de la máquina y se recogerán los datos entregados por el modelo para las mismas condiciones de funcionamiento, de manera que puedan ser comparados.

4.2. Caracterización en baja presión

4.2.1. Caracterización del evaporador

El evaporador es el componente principal de la zona de baja presión, recibe el fluido refrigerante que proviene de la válvula de expansión de media a baja presión y que se encuentra en estado bifásico a baja presión y temperatura para llevarlo a un estado de vapor saturado a la misma presión y temperatura. En este ciclo, el refrigerante sufre un recalentamiento, y por ello su estado al final del evaporador es vapor sobre calentado.

En el caso de no haber recalentamiento el estado final sería vapor saturado. Este último es dirigido hacia la doble compresión del ciclo.

Los modelos de evaporadores son seleccionados en función del fluido o fluidos por los que van a circular en su interior. [20] El circuito es refrigerado por aire con un caudal constante, debido a que los ventiladores del evaporador funcionan a la misma variación durante todo el período en el que la cámara está operando. Los tubos se encuentran alineados y los flujos se desplazan de forma cruzada, es decir, dirección perpendicular entre aire y refrigerante. El R744 cambia de estado a través del recalentamiento, y pasa finalmente a un estado de vapor sobrecalentado.

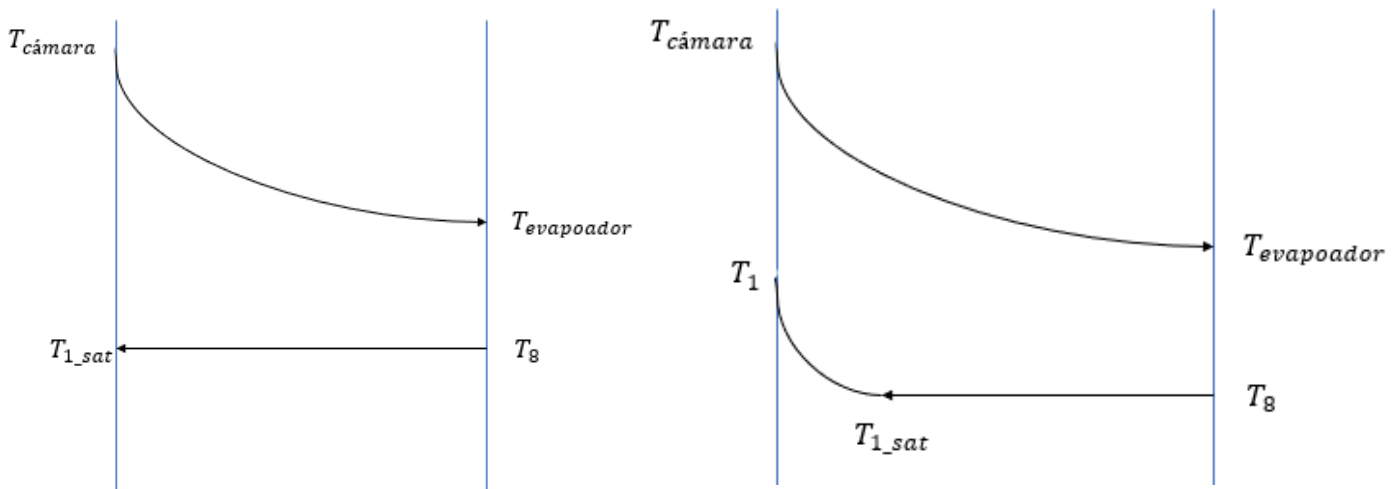


Figura 4-1: Evolución de las temperaturas teórico / experimental

En la Figura 4-1 está representado la evolución de temperaturas para el caso teórico (izquierda). En la parte superior el fluido caliente, aire, hay un cambio de temperatura a lo largo de su paso por el evaporador, a diferencia del lado del refrigerante. Para este último, no se representa el recalentamiento que tiene, pues es a modo teórico y no experimental. Es en la Figura 4-1 (derecha) donde se encuentra representado la evolución del ciclo experimental.

La representación del modelo experimental es de igual forma para la parte del aire, aun que en el caso del refrigerante tendría un salto de temperatura después de llegar al vapor saturado (punto 1 saturado) para representar gráficamente el recalentamiento que sufre a su paso por el dispositivo.

Datos	Descripción	Unidad
cc	Cubicaje	8
m_{aire}	Gasto másico de aire (m^3/h)	1050
A	Área de intercambio del evaporador (m^2)	6.24
η_{isent}	Rendimiento isentrópico (%)	70
η_{vol}	Rendimiento volumétrico (%)	88
η_{em}	Rendimiento electromecánico (%)	98

Tabla 4-2: Datos del fabricante

El balance y caracterización del evaporador se lleva a cabo a través del balance de energía del refrigerante. Es calculado el balance de energía en el lado del aire puesto aun que no se calcula de una forma real, a pesar de tener el caudal del aire constante, porque no se podría tener en cuenta el calculo del calor latente producido en el evaporador. Por ello, la masa de R744 que circula por la zona de baja presión es calculada a través de las propiedades del refrigerante, que se muestran en la Tabla 4-2, como se muestra a continuación:

$$V_{d_{geom}} = cc/10^6 \cdot F \quad (I)$$

$$m_{ev_{geom}} = V_{d_{geom}}/\rho_1 \quad (II)$$

$$m_{LP} = \eta_{vol} \cdot m_{ev_{geom}} \quad (III)$$

$$Q_{evap} = m_{LP} \cdot (h_1 - h_8) \quad (IV)$$

	Descripción
$V_{d_{geom}}$	Volumen desplazado geoméricamente [m^3/h]
$m_{ev_{geom}}$	Caudal desplazado geoméricamente [kg/s]
m_{LP}	Caudal de R744 de LP
h_8, h_1	Entalpías de entrada y salida en el evaporador [kJ/kg]

Tabla 4-3: Variables del evaporador

El evaporador es considerado un intercambiador de calor con cambio de fase, con un fluido caliente, aire, y otro frío, R744. Para evaluar su eficiencia se desarrolla el método eficiencia del evaporador-número de unidades de transferencia con cambio de fase. Para ello se calcula un factor denominado R que se define como la proporción de caudal mínimo por coeficiente de calor a presión constante y caudal máximo por su coeficiente. Caudal mínimo y máximo será evaluado en cada caso para cada uno de los puntos, y no tiene por regla general que los caudales máximos y mínimos sean siempre los mismos fluidos.

$$\varepsilon = (T_{cámara} - T_{evaporador}) / (T_{cámara} - T_8) \quad (V)$$

$$\varepsilon = (1 - e^{-NTU \cdot (1-R)}) / (1 - R \cdot e^{-NTU \cdot (1-R)}) \quad (VI)$$

Descripción	
ε	Eficiencia del evaporador
$T_{cámara}$	Temperatura del aire a la entrada del evaporador (°C)
$T_{evaporador}$	Temperatura del aire a la salida del evaporador (°C)
NTU	Número de unidades de transferencia

Tabla 4-4: Variables método eficiencia-NTU

En los subapartados de este punto se van a desarrollar diferentes ensayos, para analizar la eficiencia del evaporados en distintas condiciones. Para ello se simulan cargas con resistencias de distintas potencias.

Cabe destacar que existen diversas formas de calcular la potencia frigorífica, pues puede ser calculada tanto del lado del refrigerante como muestra la ecuación (IV) como del lado del aire.

Para la primera forma y este caso práctico el caudal de refrigerante no puede ser medido experimentalmente con un caudalímetro, aun que si puede ser obtenido gracias a datos experimentales comentados anteriormente. Por consecuencia, esta forma no será la denominada de forma experimental.

La segunda opción comentada se calcula a través del caudal de aire que permanece constante durante todo momento y la diferencia de temperaturas en el evaporador por parte del fluido aire.

$$Q_{evap} = m_{aire} \cdot (T_{evaporador} - T_{cámara}) \quad (VII)$$

Por último, a modo de comprobación, se ha comentado que el evaporador es un intercambiador de calor de flujo externo y convección forzada. Usando el método de la 'DTLM' es posible calcular la potencia frigorífica sin necesidad de tener en cuenta ningún caudal.

$$Q_{evap} = U * A * DTLM * F \quad (VIII)$$

La variable F es el factor de ensuciamiento que en todo momento es igual a la unidad y U es el factor de convección que se puede calcular a través de las tablas termodinámicas de calor por convección. DTLM es la diferencia de temperaturas en el evaporador, explicada anteriormente para la efectividad de este.

A modo resumen, la potencia frigorífica será calculada de las siguientes formas con una posterior comparación:

- A través de datos experimentales de ensayos y cálculos teóricos, del lado de R744. Ecuación (IV).
- Del lado del aire. Ecuación (VII), aun que en este caso únicamente es posible calcular la parte sensible. Para refrigeración el calor latente se encuentra entre un 25 y un 30% durante la operación, pues en el arranque este valor será mucho mayor.
- A modo experimental, a través de las propiedades de calor por convección y métodos DTLM. Ecuación (VIII).

4.2.2. Evaluación efectividad del evaporador

En apartados anteriores se ha desarrollado el cálculo de la efectividad del evaporador. Principalmente este depende del cociente de la diferencia de temperaturas en el lado del aire y la diferencia de temperaturas máximas, que es por consecuencia la potencia frigorífica máxima producida en el evaporador.

El numerador de la efectividad del evaporador también se define con el mínimo salto de temperaturas en el evaporador, y su denominador como el máximo salto de temperaturas.

4.2.2.1. Temperaturas constantes

La primera parte por comparar de este subapartado es con los ensayos a iguales temperaturas de consigna y distinto valor de resistencias en el interior de la instalación.

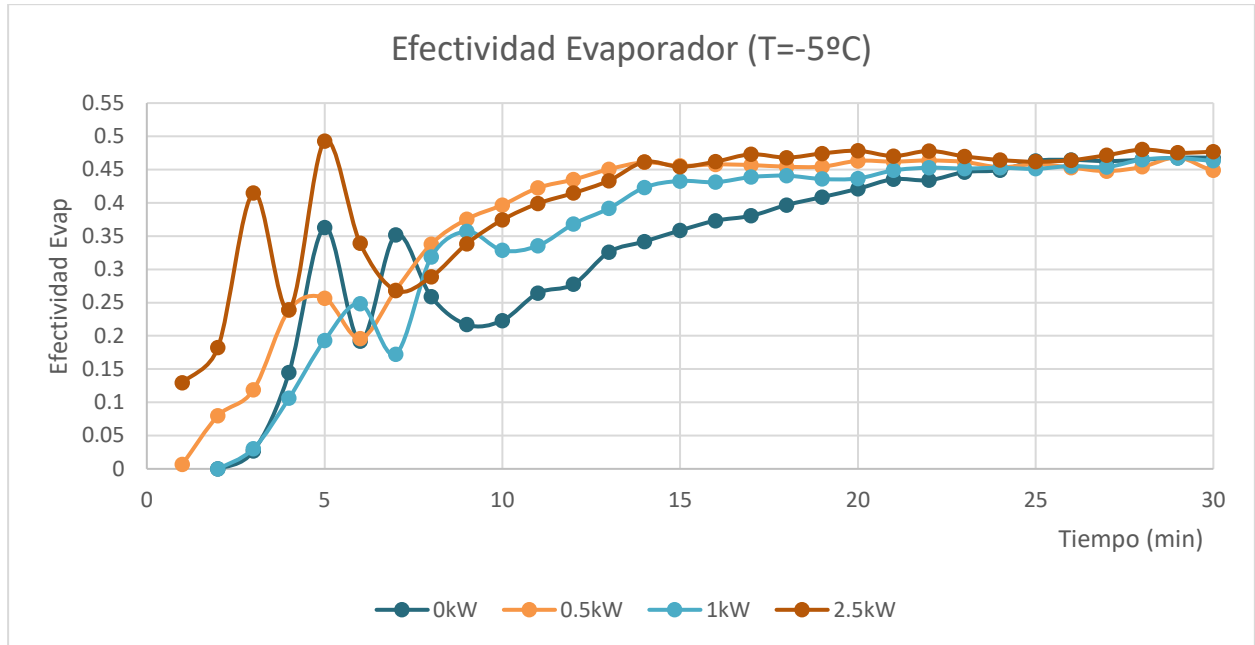


Figura 4-2: Evaluación efectividad del evaporador con distintas resistencias y T=-5

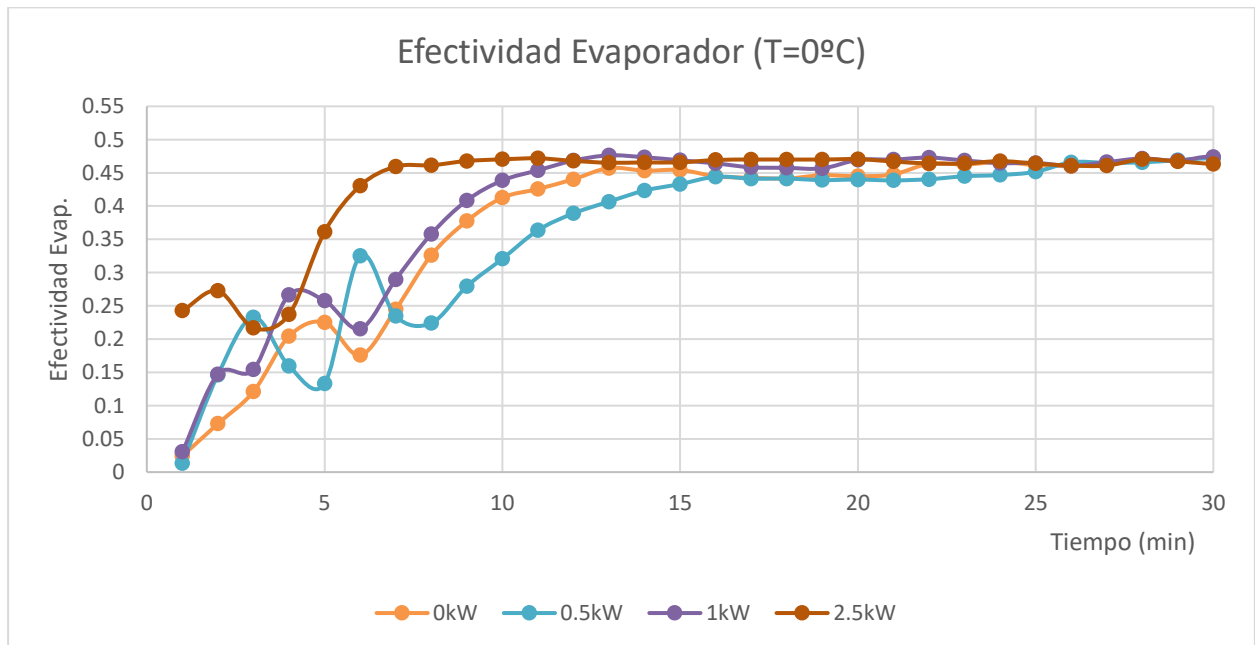


Figura 4-3: Evaluación efectividad del evaporador con distintas resistencias y T=0

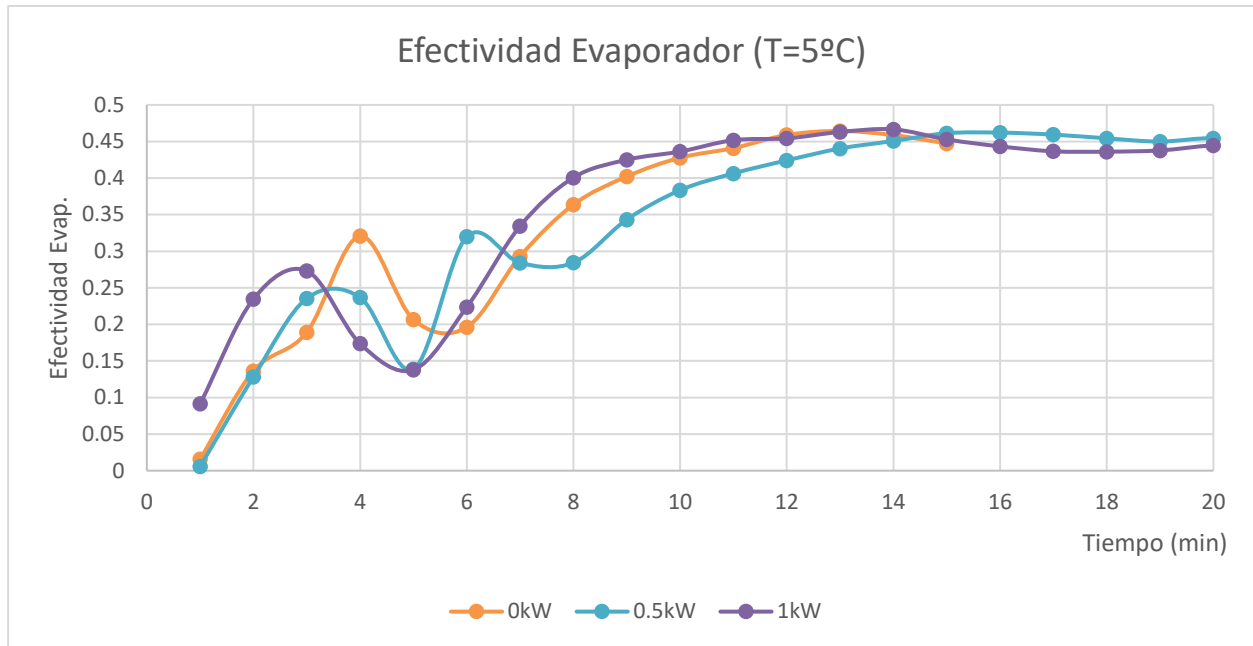


Figura 4-4: Evaluación efectividad del evaporador con distintas resistencias y T=5

Se observa que la variación de temperaturas con resistencias eléctricas variables no afecta al valor de la efectividad, sino que se puede apreciar que todos los valores se encuentran en torno a la mitad de su rendimiento.

El motivo de que la efectividad del elemento permezca prácticamente constante se debe a que hay un cambio de fase en el evaporador del lado del refrigerante. Por otra parte, la efectividad se calcula a través de la diferencia de temperaturas máximas y mínimas, y esto explica que dichas diferencias han de ser constantes en el momento en el que se alcanza el objetivo de consigna.

Hay varios aspectos a comentar que se pueden apreciar en las distintas gráficas:

- I) A medida que disminuye la temperatura la máquina necesita más tiempo para llegar al permanente de la efectividad del evaporador. En la Figura 4-2, con una temperatura de operación de -5 grados hasta los 15 minutos después del arranque no se alcanza un permanente en todas las resistencias. A diferencia de la Figura 4-4 en donde la temperatura de consigna es 5 y su permanente se consigue ocho minutos más tardes del arranque aproximadamente. La explicación es sencilla: para una máquina frigorífica es más ‘fácil’ trabajar con temperaturas medias antes que con bajas.
- II) Tanto en la Figura 4-3 como en la Figura 4-4 se aprecia que, en las resistencias eléctricas de mayor potencia, se alcanzan los valores permanentes más rápidamente que aquellos con resistencias menores. Esto se debe a que el compresor necesita trabajar más al principio, para vencer dichas resistencias, que en el caso donde las estas sean nulas o casi despreciables.
- III) A pesar de que todos los valores se encuentran en torno a la mitad del rendimiento del evaporador, es en los ensayos con mayores resistencias donde dicho rendimiento es mayor, aun que esta diferencia sea poco apreciable, es fundamental para una conclusión sobre temperaturas y cargas.

Se concluye que la efectividad del evaporador es mejor, en permanente, cuando la cámara está operando con resistencias eléctricas altas y a una temperatura media entre -5 y 5 grados, es decir 0 grados.

4.2.2.2. Temperaturas variables

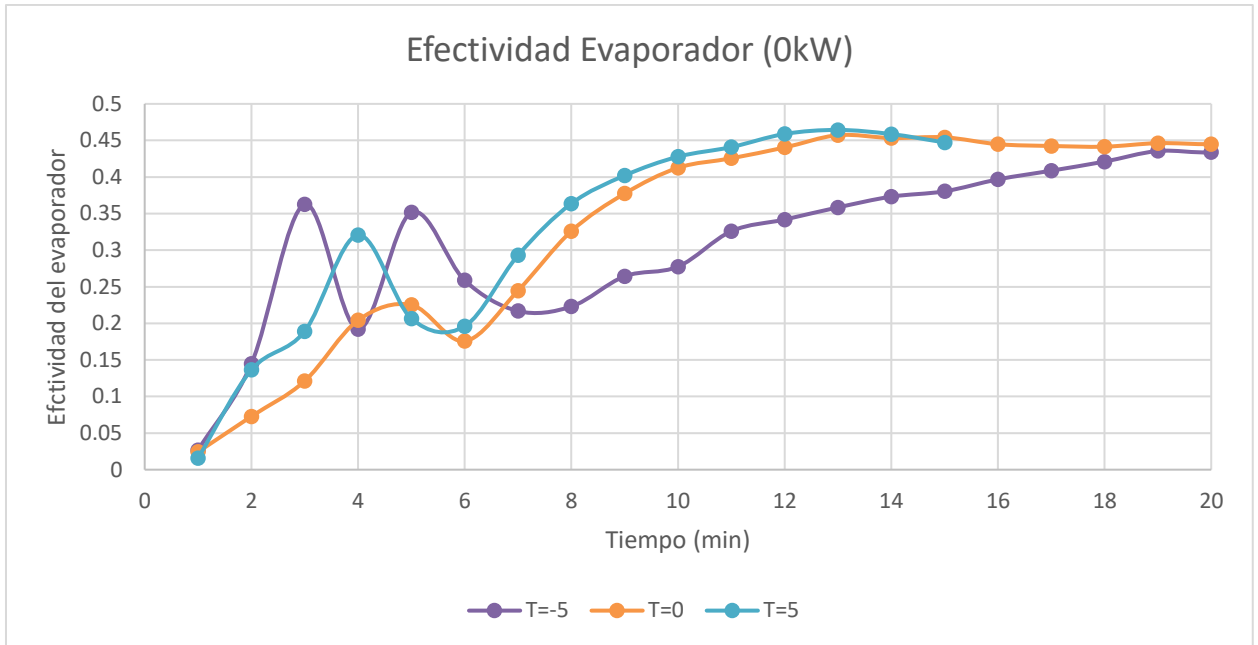


Figura 4-5: Evaluación efectividad del evaporador con 0kW de resistencias y distintas T

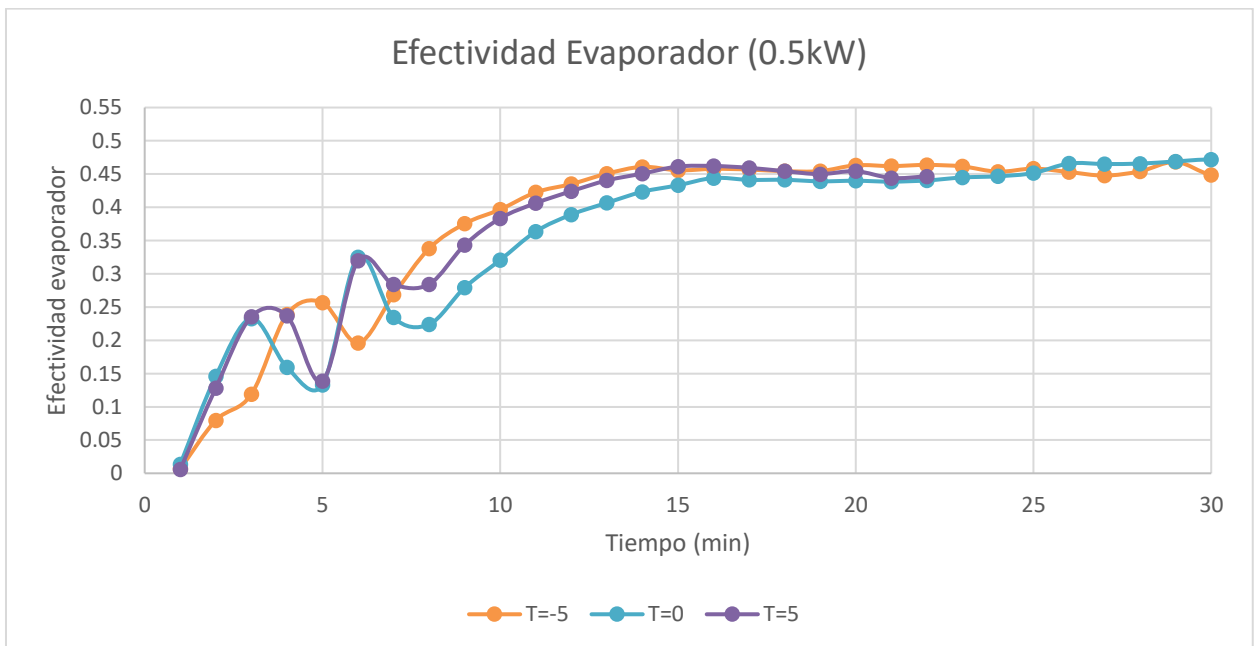


Figura 4-6: Evaluación efectividad del evaporador con 0.5kW de resistencias y distintas T

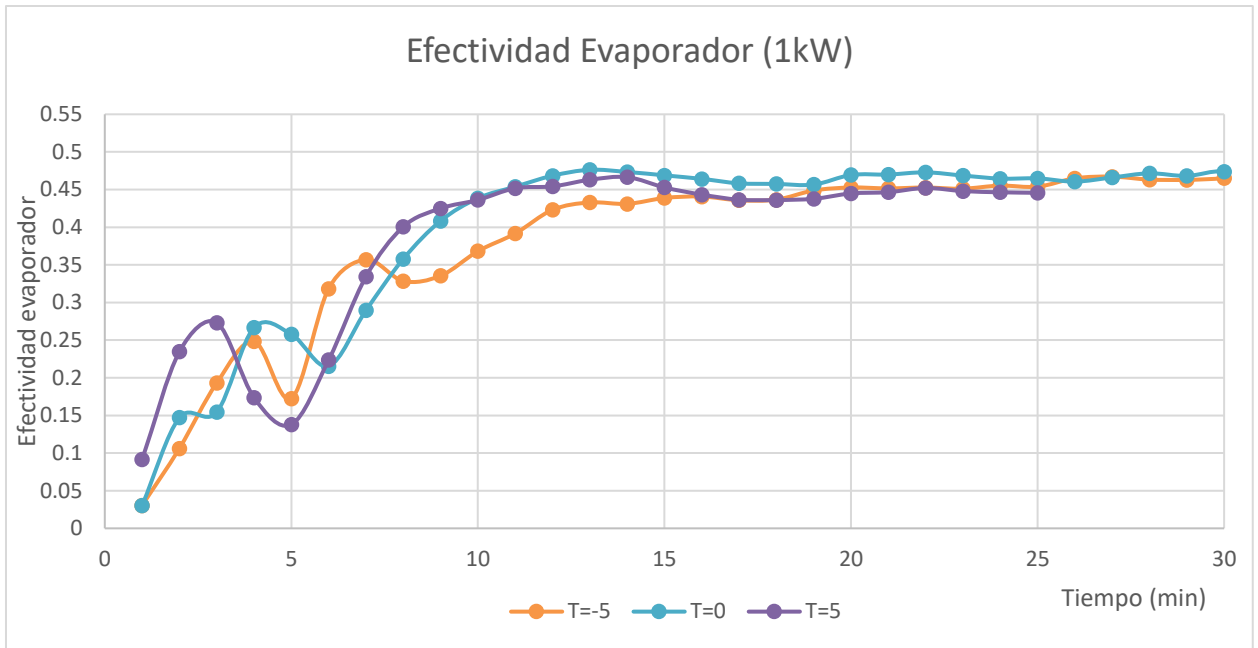


Figura 4-7: Evaluación efectividad del evaporador con 1kW de resistencias y distintas T

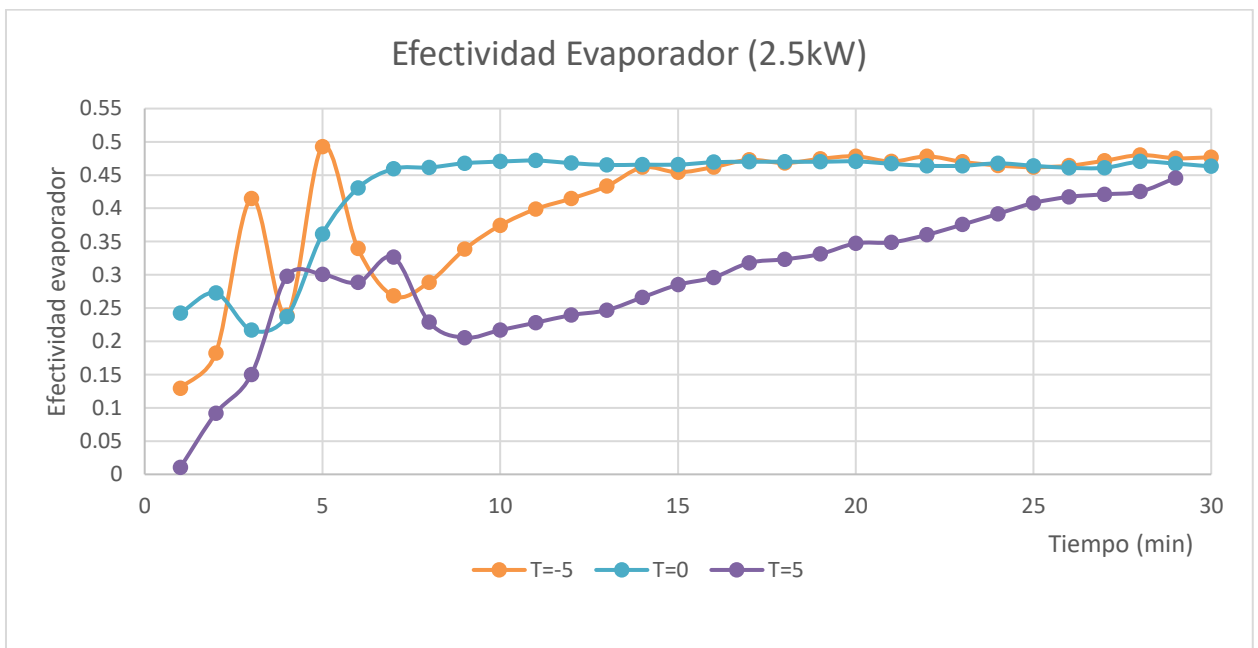


Figura 4-8: Evaluación efectividad del evaporador con 2.5kW de resistencias y distintas T

El estudio llevado a cabo sobre la evaluación de la efectividad con las resistencias eléctricas operando con la misma carga térmica y distintas temperaturas muestra las siguientes conclusiones:

- IV) Los valores obtenidos de la efectividad no varían en gran medida según la temperatura, sino que como hemos comentado anteriormente, lo hacen con las cargas.
- V) Es apreciable como en las temperaturas con mayores valores, tarda menos tiempo la cámara en conseguir que el evaporador trabaje en permanente.
- VI) Con cargas elevadas y temperaturas bajas, el conjunto frigorífico no consigue en ningún momento que el evaporador trabaje en permanente. Esto se debe a que el evaporador

está dimensionado con unos límites de operación y dichos casos no se encuentran dentro de estos límites. Por tanto, se está forzando a trabajar en unas condiciones fuera de su alcance.

A modo resumen:

	-5 °C	0°C	5°C
0kW	0.4099	0.4597	0.4684
0.5kW	0.435	0.4751	0.4553
1kW	0.472	0.4742	0.4457
2.5kW	0.1633	0.4766	0.4457

Tabla 4-5: Efectividad del evaporador

En la Tabla 4-5 el valor de mejor efectividad, en el permanente del evaporador, se encuentra a una temperatura media de operación y la mayor carga de resistencias térmicas. Para cargas nulas el conjunto frigorífico trabaja en unas mejores condiciones a temperaturas medias-altas.

Trabajar por encima o por debajo de los límites de operación que tiene la instalación frigorífica da lugar a que esta no trabaje correctamente, pues en el caso de trabajar por debajo no trabaja por no estar forzándose a trabajar y por encima no es posible porque se encuentra fuera de su alcance.

Se concluye que la efectividad del evaporador mejor notablemente cuando trabaja dentro sus límites de operación y condiciones de altas cargas y medias temperaturas.

Para el cálculo de la efectividad del evaporador con un cambio de fase en el lado del refrigerante no hay más procedimientos que llevar a cabo, en cualquier caso, es una diferencia de temperaturas que se cumple tanto del lado del refrigerante como su opuesto. Pues no varían en ningún momento al ser todos estos parámetros experimentales e iguales en cada uno de los métodos de cálculo.

5. EVALUACIÓN DE LA POTENCIA DEL EVAPORADOR

En el presente apartado se van a abordar distintos métodos de cálculo de la potencia frigorífica. Por ello se van a subdividir apartados en función del cálculo y método aplicado en cada caso. Para finalizar este apartado se llevará a cabo un análisis comparativo de los cálculos utilizados.

Los cálculos desarrollados para cada una de las representaciones gráficas expuestas en los subapartados se encuentran en los tres Anexos de cálculo.

5.1. Ensayos con modelo teórico: cálculo desde el lado de R744

Para este tipo de resolución no se puede determinar de manera exacta la potencia frigorífica, pues el cálculo del caudal que circula por la zona de baja presión es estimado mediante las propiedades del refrigerante y a través de las revoluciones que marca el compresor, como se ha explicado en apartados anteriores. Por ello este cálculo a partir de ahora será definido como 'Modelo teórico'.

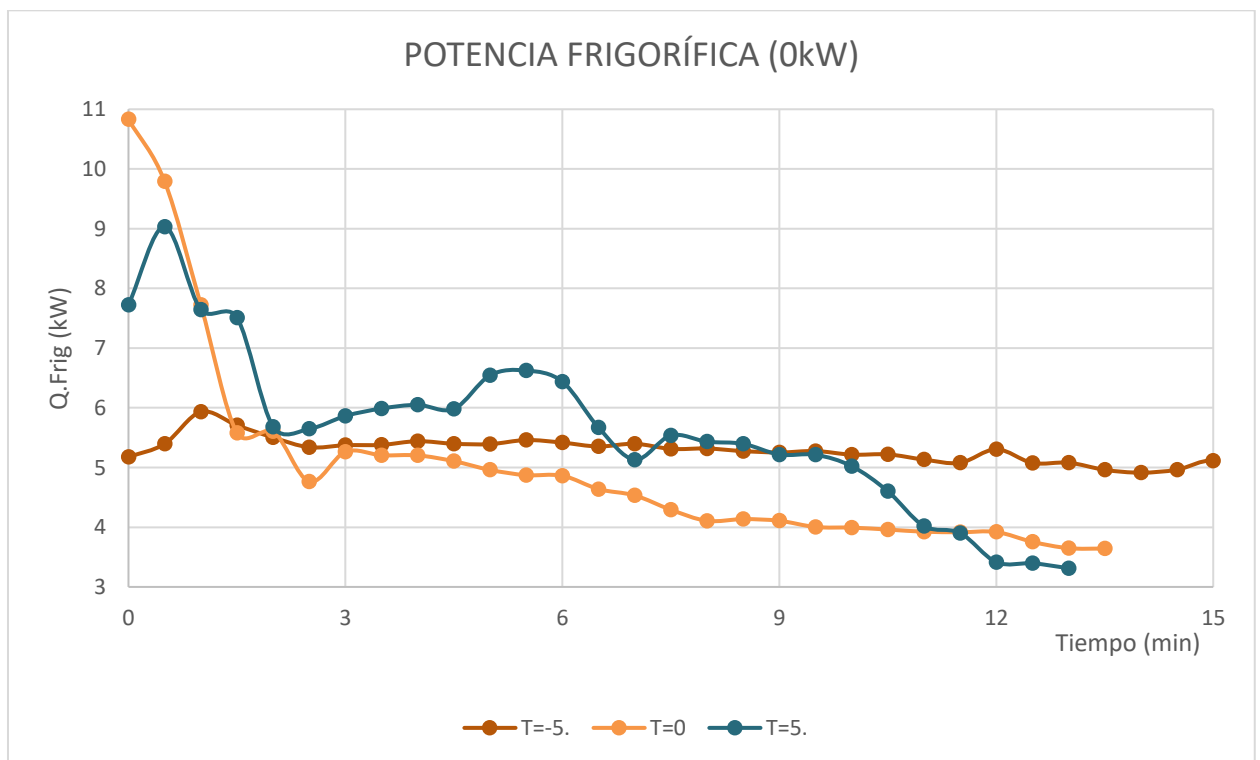


Figura 5-1: Evolución de la potencia frigorífica del lado R744 con 0kW y distintas T.

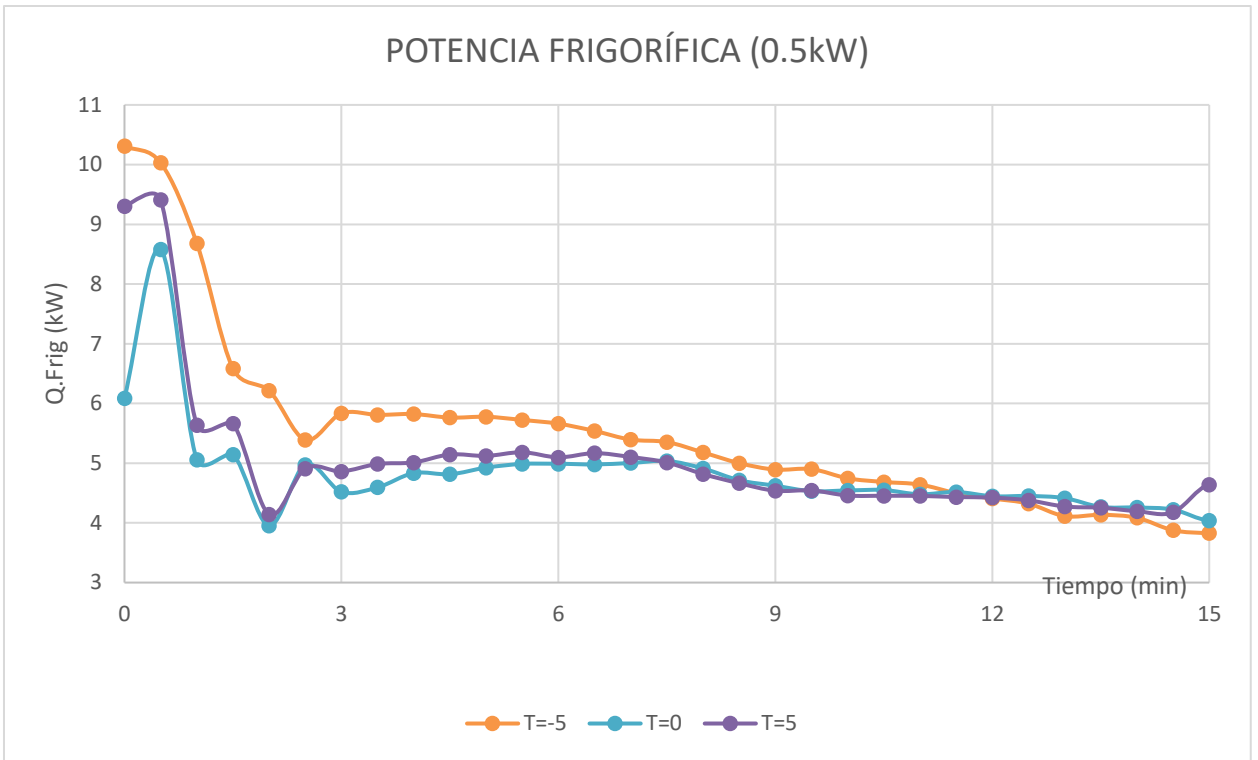


Figura 5-2: Evolución de la potencia frigorífica del lado R744 con 0.5kW y distintas T.

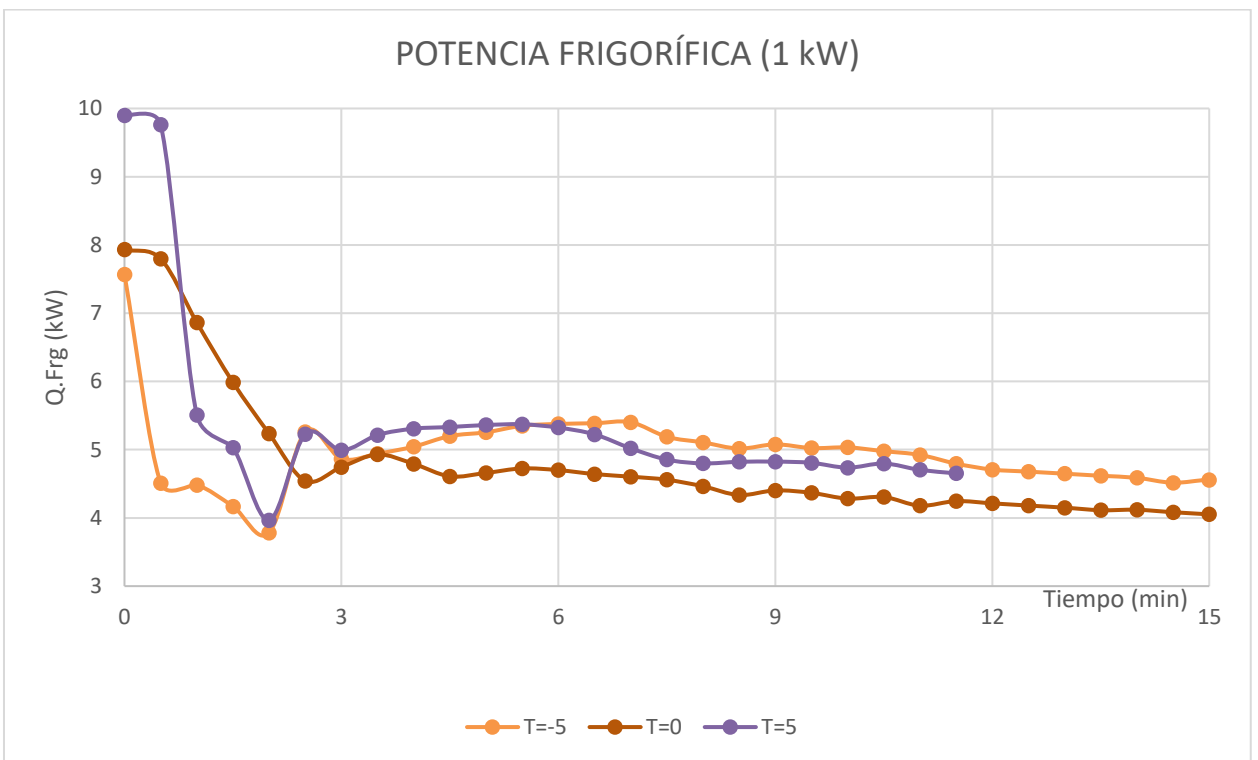


Figura 5-3: Evolución de la potencia frigorífica del lado R744 con 1kW y distintas T.

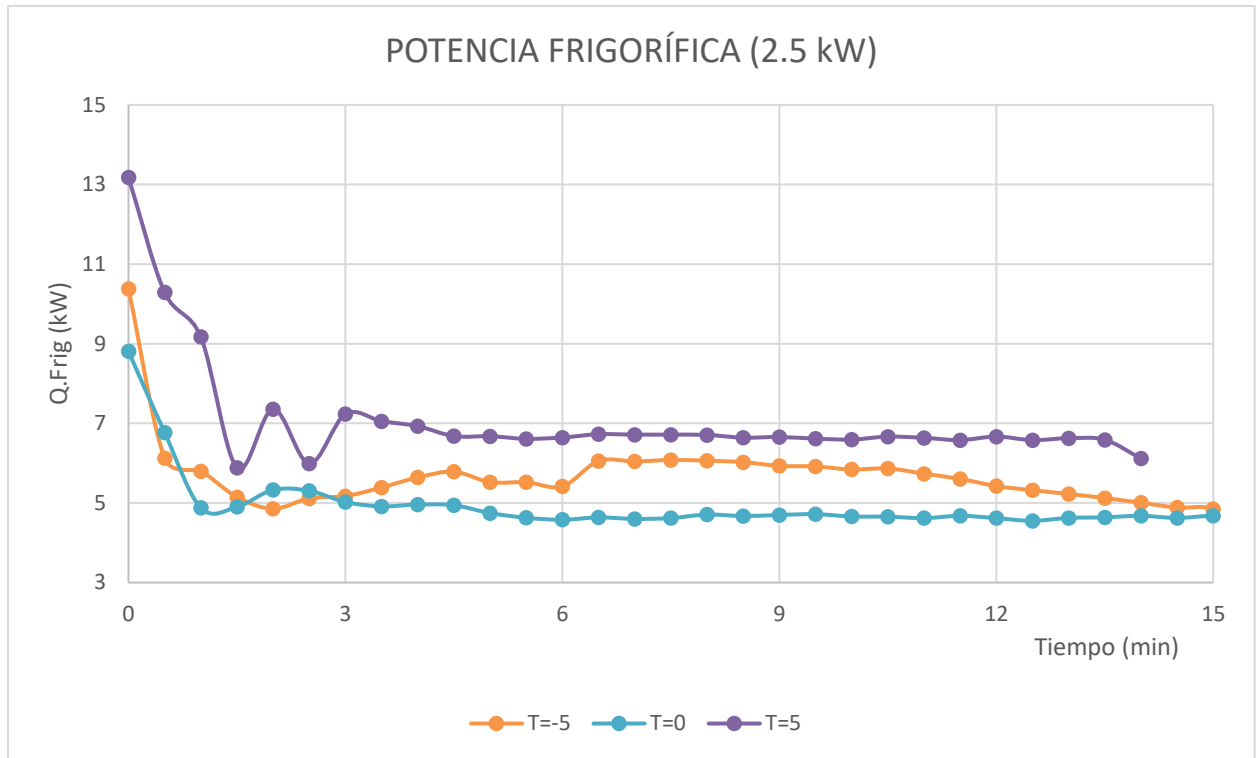


Figura 5-4: Evolución de la potencia frigorífica del lado de R744 con 2.5kW y distintas T

Todas las gráficas están representadas para el mismo tiempo de operación, un cuarto de hora, para que su posterior comparación sea más simplificada. Aun que no todos los ensayos terminan su permanente en este tiempo, sino que aquellos con menores cargas o temperaturas más altas teminarán en este tiempo.

Las gráficas están representadas por orden de cargas térmicas que opera en el interior de la cámara. Se puede apreciar con facilidad que, para cargas nulas en el interior de la cámara, el evaporador actúa con una potencia de 3.5kW y a medida que aumenta 0.5kW térmicos su carga en el interior, la potencia térmica lo hace también.

Esto no es así en la práctica, sino que al estar representado en un tiempo que no es el tiempo total de operación, la potencia frigorífica va disminuyendo en el tiempo hasta alcanzar la temperatura de consigna. Por tanto, este comentario lleva a que no se cumple el incremento de 0.5kW, sino que es debido al tiempo de operación

Se pueden obtener las siguientes conclusiones de las gráficas:

- I) Los últimos valores representados no se encuentran en el momento donde el compresor tiene un porcentaje de trabajo cercano a cero, es decir, en el permanente. Por ello todos los valores de cada uno de los ensayos seguirá disminuyendo aun que en menor proporción a los primeros quince minutos que se representan.
- II) Para muy bajas temperaturas y cargas, así como para altas temperaturas y cargas, el evaporador actúa a máxima potencia, esto se puede deber a que se encuentra fuera de los rangos de operación del conjunto frigorífico.
- III) El interior de la cámara frigorífica se puede definir como un 'depósito de aire caliente' y su trabajo no se puede definir en ningún momento como permanente.

- IV) A partir de 1kW y temperaturas inferiores a 0 grados el conjunto frigorífico no es capaz de alcanzar la consigna impuesta en ningún momento de operación para las condiciones climáticas exteriores a las que se enfrenta. Esto se debe a que se está forzando a trabajar por encima de su capacidad.
- V) Todos los ensayos han sido realizados con una temperatura exterior inferior a los 25 grados, por ello, si dicha temperatura fuera muy inferior el conjunto de producción de frío sería capaz de alcanzar los valores impuestos para altas cargas y bajas temperaturas.

A continuación, se va a representar para una temperatura intermedia hasta el final del último permanente que será en cualquier caso con la mayor carga posible en el interior de la cámara.

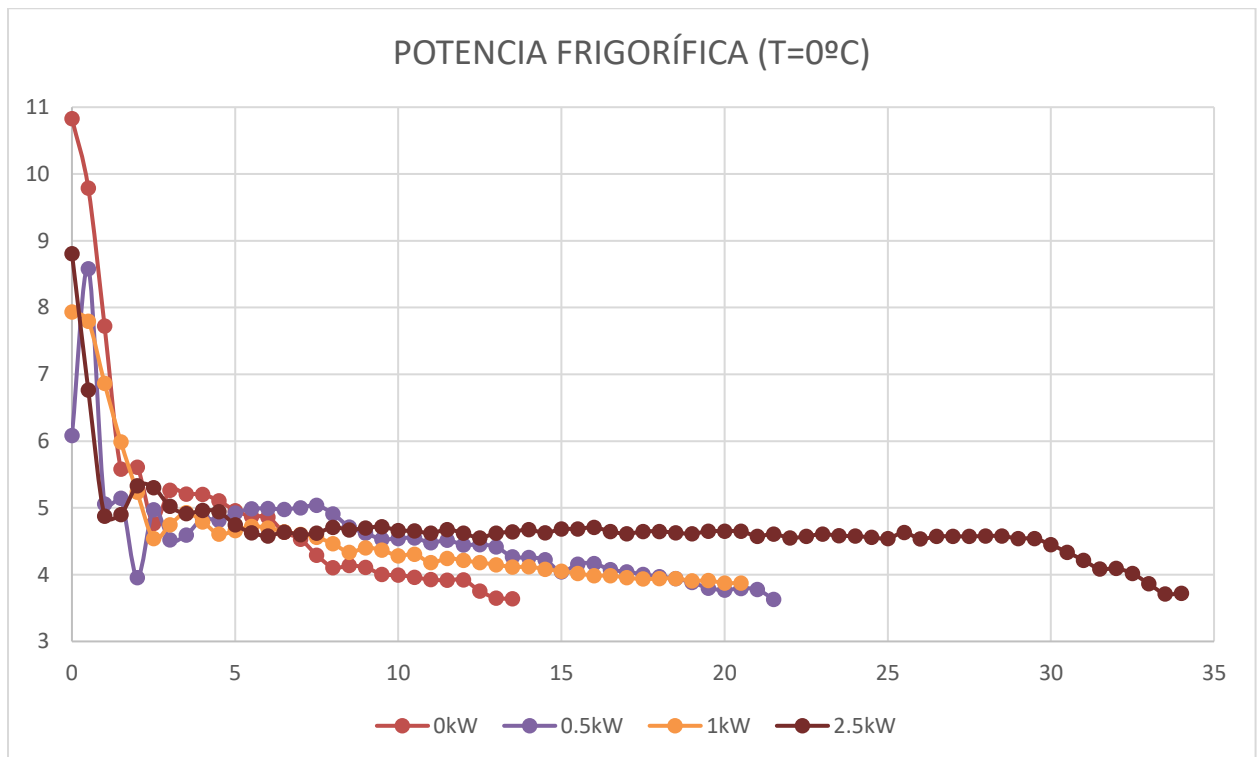


Figura 5-5: Evolución de la potencia frigorífica con distintas resistencias eléctricas y 0 grados.

De la Figura 5-5 se puede obtener como comentario, que es durante los primeros minutos en los que la potencia frigorífica va disminuyendo en mayor proporción con respecto al resto. Esto significa que es en los primeros minutos en los que el compresor trabaja en mayor medida.

En especial en esta última Figura se observa que todas las cargas con mayores valores duran más tiempo en conseguir el valor de consigna establecido.

Como se ha comentado anteriormente, no coincide el aumento de 0.5 kW con el resultado de la potencia frigorífica, sino que para todas las cargas impuestas el valor final de este es en torno a 3.5 kW, lo que significa que en cualquier caso las pérdidas originadas en la cámara son constantes.

Se concluye que el tiempo de operación de la instalación depende en su mayoría a la temperatura exterior a la que se enfrenta y a las condiciones climáticas que hay en su interior.

5.2. Ensayos con el modelo del aire: cálculo desde el lado del aire

El cálculo de la potencia frigorífica a través del lado del aire se puede hacer de manera simple con una diferencia de temperaturas del aire a la entrada y a la salida del evaporador y con el caudal de aire

seco constante, este únicamente daría lugar al cálculo del calor sensible por no tener en cuenta las humedades.

Para el cálculo del calor latente producido en el interior del evaporador hay que tener en cuenta las humedades relativas o absolutas a la entrada y salida del aire. No es posible obtener estos datos de forma experimental, por no tener un cuadalímetro que proporcione el cuadal latente que tiene lugar el aire a su paso por el evaporador.

Las dificultades que se presentan a la hora de calcular la potencia frigorífica referida al calor latente que proporciona el componente principal de baja presión dan lugar a que el cálculo total, latente y sensible, es asumido a través de diferentes hipótesis.

Previamente al desarrollo de las hipótesis para mayor facilidad, queda representado el calor sensible proporcionado por el intercambiado de calor, en el lado del aire con una diferencia de temperaturas de las cuáles se tiene acceso a través de la aplicación informática. Este cálculo queda detallado en el Anexo II.

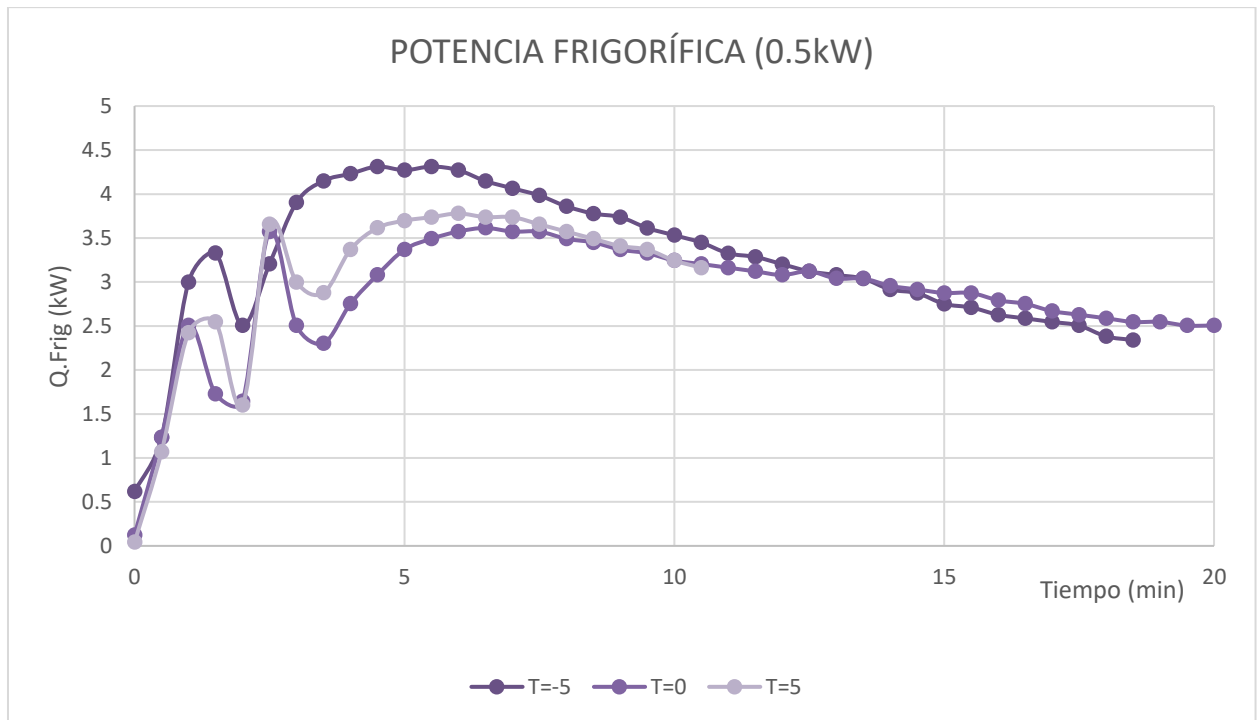


Figura 5-6: Evaluación de la potencia frigorífica del lado aire con 0kW y distintas T.

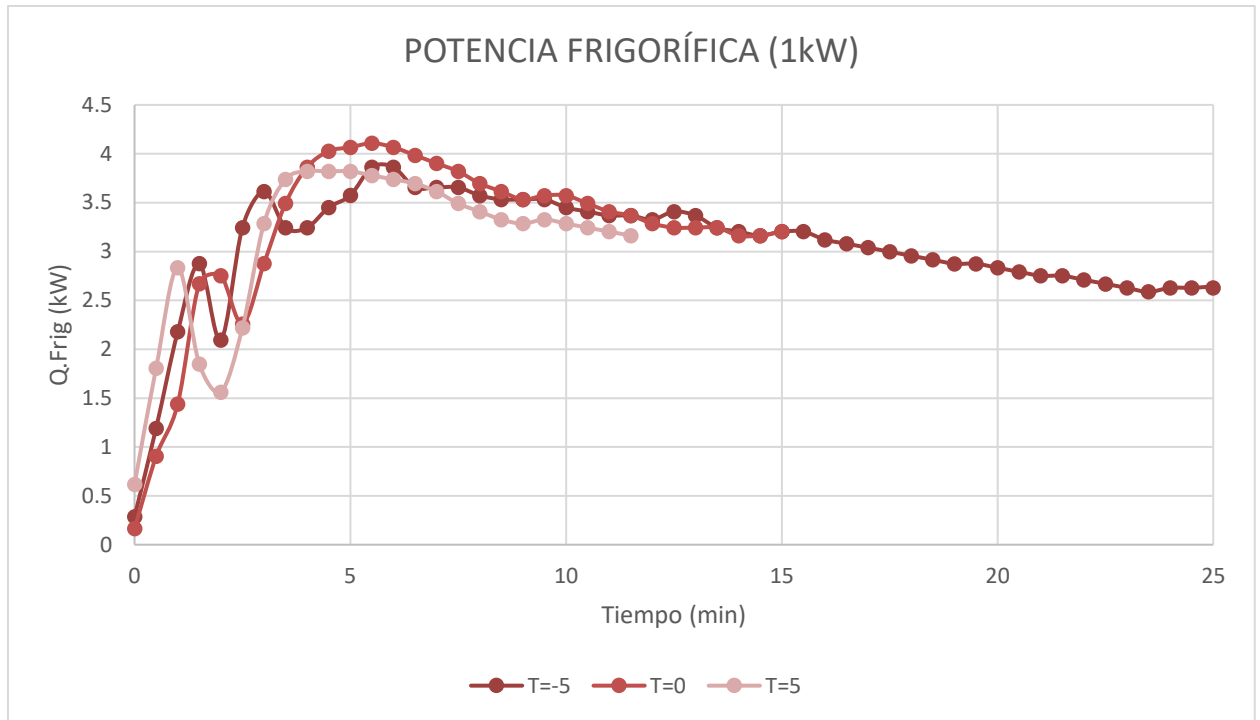


Figura 5-7: Evaluación de la potencia frigorífica del lado aire con 0.5kW y distintas T

En comparación con las gráficas obtenidas en el apartado anterior, cálculo de la potencia frigorífica a través del lado del refrigerante, se observan tanto similitudes como diferencias que van a ser comentadas a continuación:

- I) En cuanto a como actúan según cargas y temperaturas, los comentarios son los mismos, a mayores cargas y menores temperaturas el tiempo de duración del conjunto es mucho mayor.
- II) La diferencia más notable en cuanto su representación gráfica es el inicio. Para el lado de R744 todas las gráficas, sin excepción, comienzan en valores muy altos, y aquellas calculadas según el lado del aire dan comienzo en valores especialmente bajos.
- III) Para hacer una comparación de valores de potencia frigorífica en permanente, se van a establecer todas las gráficas en la misma duración: 15 minutos. Tras este análisis se puede comentar que aquellos donde han sido analizados a través de R744 tienen un valor de aproximadamente 1kW por encima de las que han sido analizadas a través del aire que circula por el interior del evaporador. Esto se debe a que no se está teniendo en cuenta el calor latente del aire. Figura 5-8.

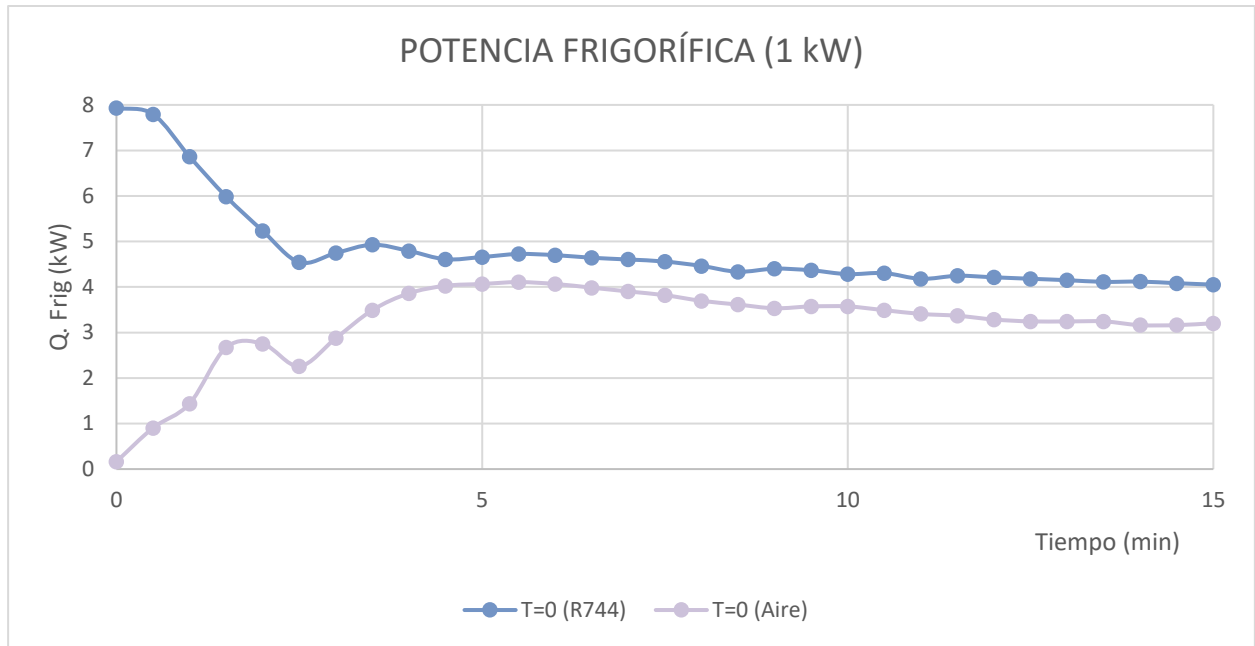


Figura 5-8: Comparación potencia frigorífica (1kW) a 0°C de ambos lados (Solo sensible)

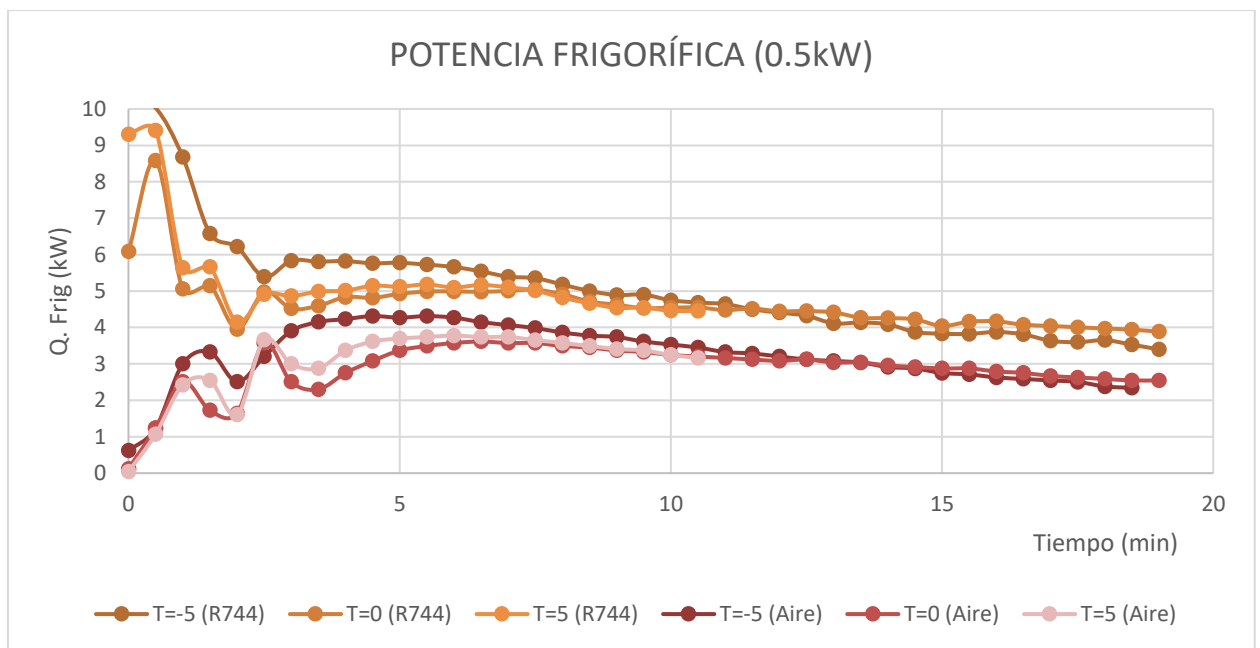


Figura 5-9: Comparación de potencia frigorífica (0.5kW) de ambos lados.

La totalidad de la potencia que enfrenta el intercambiador de calor debe tener en cuenta que parte del aire atraviesa el equipo cambia de fase. Es el calor latente el que desarrolla este cálculo sin dejar atrás el cambio de estado del fluido no refrigerante.

Para considerar lo comentado anteriormente en los cálculos habrá que tener en cuenta cuál es el porcentaje de humedad relativa o humedad absoluta en cada uno de los puntos analizados. Por ello se establecen las siguientes hipótesis a través del catálogo proporcionado por el fabricante.

El catálogo del equipo ofrece resultados obtenidos mediante condiciones nominales, es decir, que sus valores han sido alcanzados a través de ensayos en condiciones nominales.

- Se establece constante la humedad relativa a la entrada ofrecida por el fabricante, un 80%. Este parámetro en conjunto con la temperatura del aire a la entrada facilita la obtención de la humedad absoluta en cada punto de la entrada. Esta variable en condiciones nominales se obtiene a través de los dos parámetros comentados anteriormente.

La diferencia de humedades absolutas en condiciones nominales es mínima, 0.001 unidades. Por consecuencia, se llega a la conclusión de que tanto la diferencia de humedades relativas como humedades absolutas es mínima en condiciones nominales y que no debe ser muy dispar esta diferencia en la práctica.

Por tanto, se fija la humedad relativa a la entrada y se calcula la entalpía de entrada con dos variables, humedad relativa y temperatura. Para la salida, la humedad absoluta es alcanzada mediante una diferencia de 0.001 unidades con respecto a la de entrada y su entalpía de igual forma, humedad absoluta y temperatura. Este método de resolución da lugar a la potencia frigorífica total.

- El segundo método es una estimación de valores mediante el cociente de la potencia frigorífica que se ha obtenido a través del lado de R744 y el calor sensible adquirido con una diferencia de temperaturas. Este da lugar al calor latente, junto con la suma del sensible da lugar a la totalidad de la potencia frigorífica.
- Este último hace referencia de igual forma a las condiciones nominales en el evaporador. La descomposición de la potencia frigorífica en sensible y latente permite calcular el porcentaje de cada uno de estos. Aquel que tiene en cuenta el cambio de fase, en condiciones nominales representa un 11% del total. Por tanto, este método mantiene que este porcentaje es constante a lo largo de la operación. Se aplica para compararse con respecto a las condiciones en las que ha sido ensayado.

Q.evap DTLM		Cond. Nom		Estimación		11% de LAT		
Q. evap (R744)	Q. evap (Aire) I	Err. EES	Q.evap (Aire) II	%LAT	Err. EST	Q.evap (Aire) III	Err.%LAT	
8.733	10.03	1.991	80%	9.369	87%	7%	1.381	86%
10.06	8.68	3.554	59%	5.895	49%	32%	3.359	61%
10.208	6.583	3.844	42%	5.306	37%	19%	3.727	43%
10.218	6.217	3.114	50%	4.987	50%	20%	2.807	55%
8.943	5.391	3.727	31%	4.887	34%	9%	3.588	33%
8.17	5.833	4.339	26%	5.398	28%	7%	4.371	25%
7.629	5.809	4.551	22%	5.549	25%	4%	4.647	20%
7.277	5.822	4.618	21%	5.607	25%	4%	4.739	19%
6.866	5.763	4.686	19%	5.649	24%	2%	4.830	16%
6.581	5.777	4.646	20%	5.624	24%	3%	4.784	17%
6.391	5.724	4.678	18%	5.640	24%	1%	4.830	16%
6.182	5.661	4.639	18%	5.597	24%	1%	4.784	15%
6.124	5.54	4.529	18%	5.484	24%	1%	4.646	16%
5.955	5.394	4.455	17%	5.392	25%	0%	4.553	16%
5.849	5.354	4.381	18%	5.328	25%	0%	4.462	17%
5.755	5.18	4.271	18%	5.202	26%	0%	4.324	17%
5.662	5.001	4.197	16%	5.102	26%	2%	4.231	15%
5.465	4.892	4.16	15%	5.046	26%	3%	4.186	14%
5.323	4.901	4.051	17%	4.970	27%	1%	4.047	17%
5.186	4.746	3.978	16%	4.875	28%	3%	3.955	17%
5.103	4.685	3.905	17%	4.807	28%	3%	3.863	18%
5.05	4.642	3.796	18%	4.722	30%	2%	3.725	20%
4.911	4.499	3.759	16%	4.655	29%	3%	3.680	18%
4.864	4.408	3.686	16%	4.579	30%	4%	3.587	19%
4.854	4.323	3.614	16%	4.506	31%	4%	3.496	19%
4.697	4.113	3.577	13%	4.415	30%	7%	3.449	16%
4.437	4.135	3.541	14%	4.399	31%	6%	3.403	18%
4.535	4.086	3.433	16%	4.317	32%	6%	3.265	20%
4.453	3.876	3.396	12%	4.223	32%	9%	3.219	17%
4.33	3.828	3.288	14%	4.142	34%	8%	3.081	20%
4.186	3.823	3.252	15%	4.121	34%	8%	3.036	21%
4.108	3.876	3.18	18%	4.103	36%	6%	2.943	24%
4.119	3.811	3.144	18%	4.060	36%	7%	2.897	24%
3.963	3.634	3.107	15%	3.973	36%	9%	2.852	22%
3.817	3.596	3.071	15%	3.940	36%	10%	2.805	22%
3.792	3.651	2.963	19%	3.915	39%	7%	2.667	27%
3.746	3.529	2.927	17%	3.848	39%	9%	2.621	26%

Tabla 5-1: Cálculo potencia frigorífica según distintos métodos. (I)

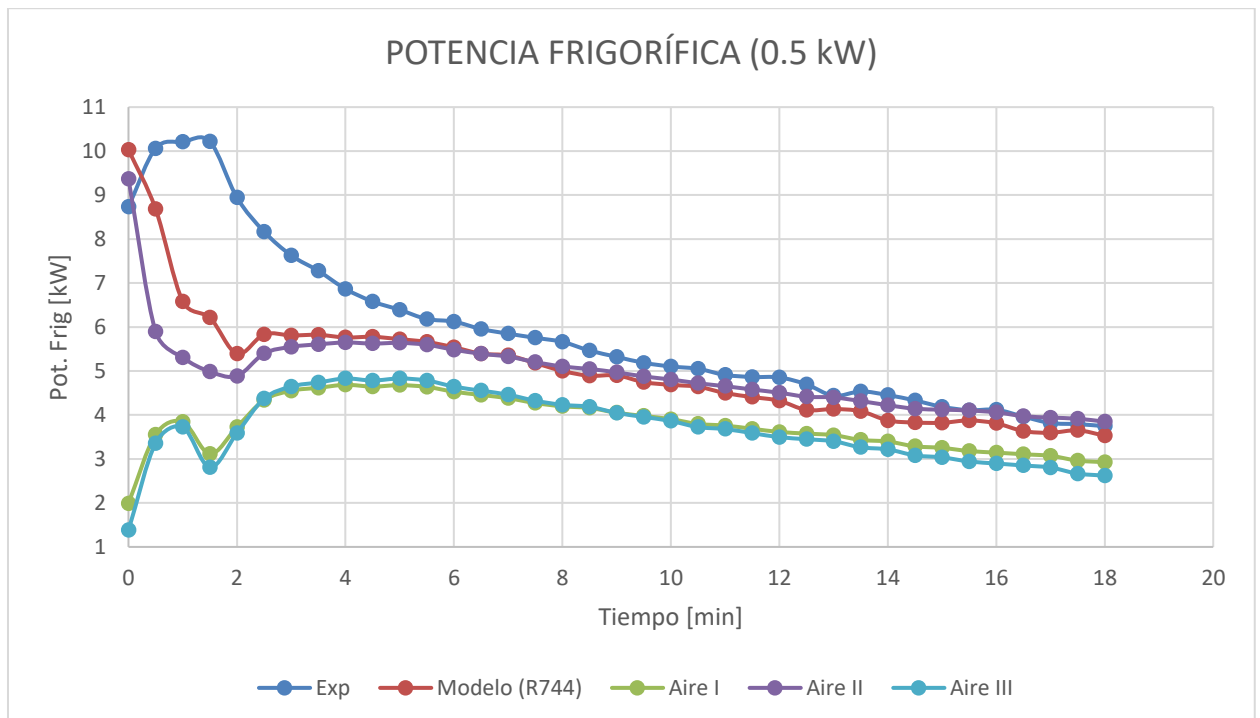


Figura 5-9: Comparación potencia frigorífica según distintos métodos. (I)

Q.evap DTLM	Q.evap (R744)	Cond.Nom	Err. Cond. Nom	Estimación	%LAT	Err. Estimación	11% LAT	Err.%LAT
		Q.evap (Aire) I		Q.evap (Aire) II			Q.evap (Aire) III	
7.98	7.779	2.172	72%	6.846	79%	12%	1.611	79%
8.525	6.042	3.261	46%	4.933	46%	18%	2.991	51%
8.412	5.149	3.334	35%	4.623	40%	10%	3.083	40%
7.418	5.057	2.897	43%	4.498	50%	11%	2.531	50%
6.868	5.595	3.441	38%	4.821	40%	14%	3.221	42%
6.383	5.465	3.982	27%	5.057	31%	7%	3.912	28%
6.082	5.588	4.306	23%	5.309	27%	5%	4.325	23%
5.899	5.601	4.447	21%	5.417	26%	3%	4.509	19%
5.748	5.529	4.48	19%	5.426	25%	2%	4.554	18%
5.582	5.519	4.513	18%	5.451	25%	1%	4.601	17%
5.547	5.485	4.474	18%	5.415	25%	1%	4.554	17%
5.52	5.259	4.399	16%	5.305	25%	1%	4.463	15%
5.501	5.143	4.325	16%	5.220	25%	1%	4.370	15%
5.438	4.916	4.251	14%	5.107	25%	4%	4.279	13%
5.326	4.921	4.141	16%	5.028	26%	2%	4.140	16%
5.233	4.998	4.068	19%	4.997	28%	0%	4.048	19%
5.112	4.926	3.995	19%	4.927	28%	0%	3.957	20%
5.114	4.962	4.03	19%	4.962	28%	0%	4.002	19%
4.969	4.843	4.029	17%	4.928	28%	2%	4.002	17%
4.916	4.826	3.956	18%	4.874	28%	1%	3.910	19%
4.922	4.732	3.882	18%	4.797	29%	1%	3.818	19%
4.804	4.639	3.846	17%	4.746	29%	2%	3.773	19%
4.802	4.704	3.773	20%	4.717	30%	0%	3.680	22%
4.725	4.577	3.736	18%	4.655	30%	2%	3.633	21%
4.645	4.583	3.736	18%	4.657	30%	2%	3.633	21%
4.578	4.545	3.735	18%	4.645	30%	2%	3.633	20%
4.507	4.515	3.663	19%	4.590	31%	2%	3.542	22%
4.443	4.479	3.662	18%	4.579	31%	2%	3.542	21%
4.379	4.106	3.698	10%	4.485	29%	9%	3.588	13%

Tabla 5-2: Cálculo potencia frigorífica según distintos métodos. (II)

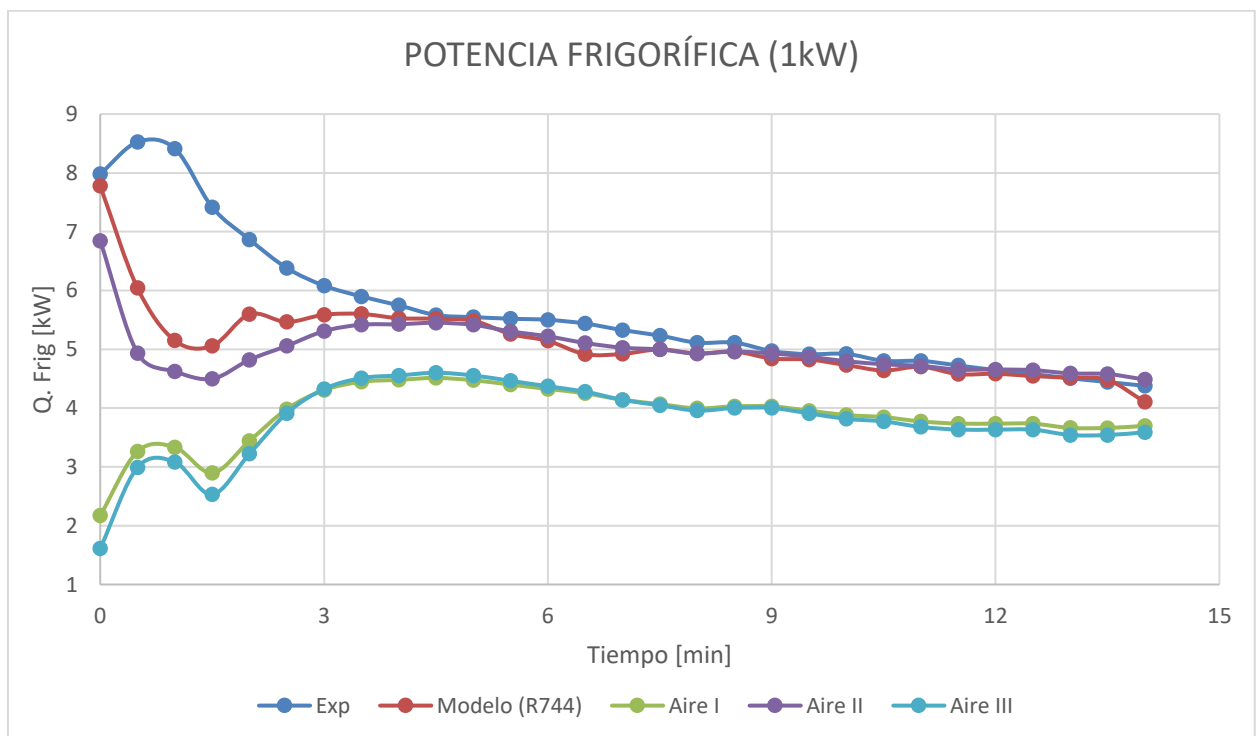


Figura 5-10: Comparación potencia frigorífica según distintos métodos (II)

Se puede concluir tras dos análisis de ensayos con diferentes temperaturas de consigna y resistencias que actúan en el interior de la cámara que de los tres métodos empleados para el cálculo total del aire el más acertado en cuanto a valores numéricos es el segundo, por tener menor error y presentar la misma tendencia que el calculador a través del refrigerante o modelo.

El desarrollo del primer método de cálculo da lugar a un menor error que el tercero, a pesar de que ambos siguen la misma tendencia. Esto es así porque ambos el último aplicado establece que el porcentaje de calor latente es constante durante toda la operación, esto no es cierto en la práctica y se puede validar a través de la estimación del segundo método.

En ambos cálculos el porcentaje de error va disminuyendo a medida que la operación va estableciendo valores cercanos a los de consigna, y su explicación se basa en que tanto el segundo como el tercer método calculan la potencia frigorífica a través de condiciones nominales o del catálogo del fabricante, lo que significa que estas condiciones nominales son medidas en aquellos puntos cercanos a la consigna que se estableció para calcularlas. Por consecuencia, estos puntos son más parecidos a las condiciones en las que se ha ensayado.

Se establece que un error menor del 10% en valores numéricos es correcto, a pesar de que este podría mejorar en el caso de que se contara con un dispositivo capaz de calcular el porcentaje de humedad relativa en todo momento, y junto con las temperaturas del aire dan lugar a una simple diferencia de entalpías con caudal de aire constante en el que se tiene en cuenta tanto el calor sensible como el latente.

Por último, la presión con la que opera el equipo de refrigeración en el lado del aire es la presión atmosférica.

5.3. Ensayos con modelo experimental: cálculo por convención o método DTLM

La resolución a través de este método es la más completa. Esto se debe a que todos los parámetros que componen el diseño del evaporador se tienen en cuenta en el desarrollo de esta resolución. En la Tabla 5-1 quedan expresados todas estas variables necesarias para el cálculo.

Es el método de resolución más similar a una resolución experimental, pues el diseño del equipo es fundamental para su correcto funcionamiento, de él depende como actúa frente a la transferencia de calor.

	Descripción	
A_{paso}	Área por el que se introduce el aire (m^2)	0,2 x 0,9
A_{int}	Área de intercambio de calor (m^2)	6,24
NT	Número de tubos por columnas	18
NC	Número de columnas	2

Tabla 5-3: Datos para el método NTU

El área de paso se define como la superficie por la cual el aire es introducido al evaporador, mientras el área de intercambio de calor es la superficie de intercambio por la cual el aire libera calor por ser el fluido caliente hasta el fluido refrigerante, R744, quien cede su energía térmica a una menor temperatura para que el aire reduzca su temperatura a su paso por el equipo.

El número de columnas se define como el número de pasos de cada uno de los tubos por el intercambiador, generalmente este número se encuentra entre 2 y 3.

Es un evaporador formado por un banco de tubos, por el interior de estos tubos circula el refrigerante que es el fluido frío, y es de circulación forzada. Por el exterior de estos tubos circula el aire con una circulación forzada. La distribución del banco de tubos es empleada con un diseño denominado disposición cruzada.

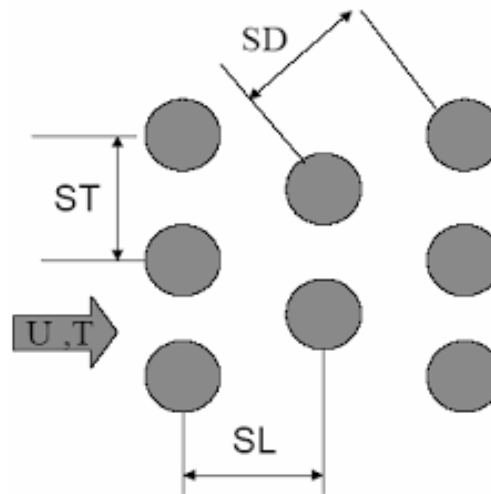


Figura 5-11: Distribución de tubos cruzados.

Para el cálculo de la correlación que proporciona el número de Nusselt se aplica la ecuación 17 para convección forzada y banco de tubos. El número de Nusselt es necesario porque es igual al coeficiente de convección del que depende la ecuación principal del cálculo de la potencia frigorífica para el presente método de aplicación.

Para aplicar correctamente esta correlación es necesario calcular el número de Reynolds, así como el rango de operación de esta variable, trabaja por debajo de 10^3 , además de tener en cuenta el número de tubos por paso y columnas. Estas dos últimas variables proporcionan los coeficientes de operación de la correlación.

Para el cálculo del denominado DTLM se ha llevado a un desarrollo distinto al usado habitualmente debido a que se está trabajando en el evaporador con un recalentamiento. Por ello es necesario calcular a qué temperatura del aire comienza este recalentamiento en el lado del refrigerante y el porcentaje de recalentamiento que representa en la potencia frigorífica total.

Tanto el recalentamiento como el porcentaje de este, no son valores que se pueden suponer constantes pues varían según la actuación del equipo. El recalentamiento es fácil de obtener con una diferencia de temperaturas de entrada y salida del refrigerante. Para el porcentaje del recalentamiento se establece a través de una media ponderada entre el DTLM que actúa en la zona donde la temperatura es constante y un DTLM en la zona que se establece el recalentamiento.

A la temperatura donde comienza el recalentamiento por parte del refrigerante le corresponde una temperatura de operación al aire. Esta temperatura es usada para el cálculo de DTLM en el recalentamiento.

Para mayor claridad en los cálculos, estos quedan referenciados en el Anexo II.

Llegado este punto se va a desarrollar únicamente la comparación de los tres métodos para hacer más simplificado el punto con respecto a los anteriores en los que se muestra cada gráfica.

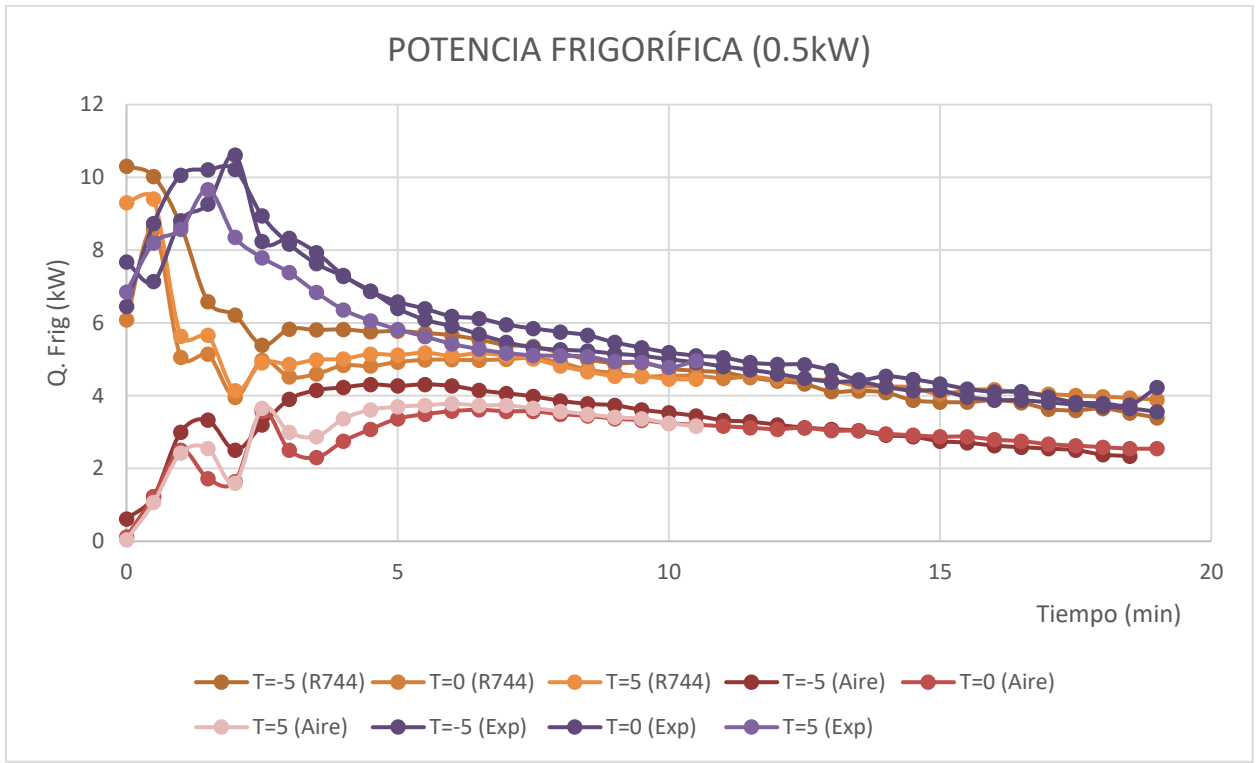


Figura 5-12: Comparación potencia frigorífica con 0.5 kW de resistencias eléctricas.

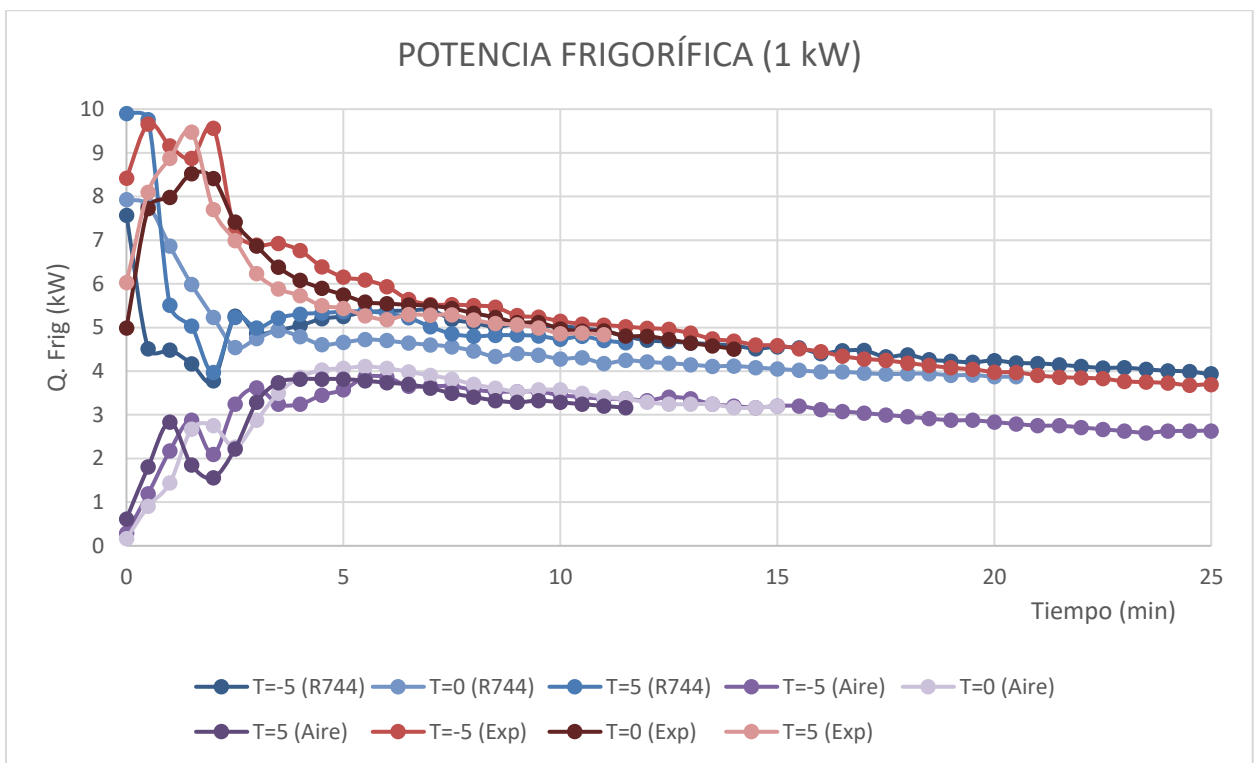


Figura 5-13: Comparación potencia frigorífica con 1 kW de resistencias eléctricas.

La representación a modo de gráficas de los tres métodos de resolución para el cálculo de la potencia frigorífica muestra que el modelo teórico (R744) es correcto con respecto al experimental. Y se llega los siguientes comentarios:

- I) El cálculo de la potencia frigorífica a través del lado del aire es el menos exacto, teniendo en cuenta que únicamente representa su calor sensible y que tiene una diferencia notable en las gráficas de aproximadamente 1kW.
- II) En los primeros 5 minutos ninguna de las potencias frigoríficas es similar, aun que si marcan la misma tendencia. Por ello para el posterior apartado en referencia a la validación del modelo no se tendrá en cuenta estos puntos.

Para finalizar el apartado de potencias frigoríficas se puede concluir que es sencillo interpretar que el modelo teórico que hace referencia al cálculo desde el lado de R744 es completamente válido de aplicar al obtener valores de igual magnitud que el método experimental obtenido a través de todas las características del elemento principal de la zona de baja presión, el evaporador.

Es por ello por lo que el método de resolución a través del lado del aire que queda fuera para la validación que se lleva a cabo en el próximo apartado, por no resultar efectivo al no tener en cuenta la totalidad de la potencia frigorífica. No por ello, no es válido, sino que no complementa el estudio. Como mejora a este cálculo para ensayos futuros será implementar el cálculo del caudal de condensado del aire a su paso por el evaporador.

6. VALIDACIÓN DE LA POTENCIA DEL EVAPORADOR

Tras desarrollar todos los ensayos a distintas cargas de operación en el interior de la cámara frigorífica y temperaturas de consigna impuesta, la validación experimental con respecto del modelo teórico desarrollado es llevada a cabo para dos cargas distintas y todas las temperaturas marcadas.

Por no tener un desarrollo específico para el paso del aire a través del equipo debido a que los valores numéricos más próximos son aquellos que se han alcanzado mediante una estimación y no por un cálculo desarrollado como los dos anteriores.

Numéricamente ninguno de los métodos da los valores que se esperaban al inicio de este proyecto. Esto es debido a su modo de trabajo entre arranques y paradas en los que nunca se llega a un trabajo permanente del conjunto, a pesar de que las gráficas comentadas anteriormente muestren que el permanente se alcanza en el equipo estudiado. Esto no es así, pues la tendencia es a disminuir a medida que avanza el tiempo para alcanzar un permanente en la práctica.

0.5 kW					
T=-5		T=0		T=5	
DTLM	Modelo	DTLM	Modelo	DTLM	Modelo
6.581	5.777	6.388	4.945	5.819	5.121
6.391	5.724	6.09	4.987	5.63	5.183
6.182	5.661	5.91	4.99	5.423	5.097
6.124	5.54	5.689	4.979	5.282	5.168
5.955	5.394	5.473	5.003	5.173	5.103
5.849	5.354	5.322	5.037	5.112	5.011
5.755	5.18	5.263	4.912	5.096	4.818
5.662	5.001	5.232	4.714	5.074	4.664
5.465	4.892	5.154	4.622	4.942	4.538
5.323	4.901	5.101	4.531	4.916	4.544
5.186	4.746	4.998	4.543	4.779	4.458
5.103	4.685	4.916	4.55	4.955	4.454
5.05	4.642	4.802	4.478		
4.911	4.499	4.716	4.518		
4.864	4.408	4.601	4.446		
4.854	4.323	4.478	4.45		
4.697	4.113	4.382	4.415		
4.437	4.135	4.389	4.267		
4.535	4.086	4.239	4.257		
4.453	3.876	4.138	4.223		
4.33	3.828	4.146	4.041		
4.186	3.823	3.966	4.159		
4.108	3.876	3.884	4.168		
4.119	3.811	3.877	4.074		
3.963	3.634	3.816	4.043		
3.817	3.596	3.754	4.005		
3.792	3.651	3.698	3.972		
3.746	3.529	3.651	3.94		
		3.658	3.886		
		3.555	3.798		
		3.578	3.769		

Tabla 6-1: Valores numéricos de potencia frigorífica frente a 0.5kW de resistencias

1 kW					
T=-5		T=0		T=5	
DTLM	Modelo	DTLM	Modelo	DTLM	Modelo
6.155	5.255	5.748	5.529	5.44	5.361
6.087	5.35	5.582	5.519	5.268	5.372
5.935	5.377	5.547	5.485	5.182	5.323
5.642	5.387	5.52	5.259	5.295	5.224
5.527	5.402	5.501	5.143	5.285	5.02
5.523	5.188	5.438	4.916	5.292	4.854
5.503	5.106	5.326	4.921	5.174	4.799
5.465	5.016	5.233	4.998	5.091	4.822
5.273	5.078	5.112	4.926	5.064	4.825
5.236	5.023	5.114	4.962	4.99	4.807
5.146	5.033	4.969	4.843	4.858	4.736
5.081	4.978	4.916	4.826	4.87	4.797
5.058	4.923	4.922	4.732	4.834	4.704
5.02	4.795	4.804	4.639	5.31	4.673
4.985	4.708	4.802	4.704		
4.957	4.678	4.725	4.577		
4.869	4.648	4.645	4.583		
4.738	4.617	4.578	4.545		
4.69	4.587	4.507	4.515		
4.602	4.515	4.841	4.479		
4.588	4.558				
4.512	4.532				
4.45	4.406				
4.341	4.469				
4.281	4.473				
4.247	4.328				
4.186	4.374				
4.13	4.262				
4.077	4.23				
4.042	4.203				
3.98	4.245				
3.974	4.189				
3.904	4.179				
3.864	4.146				
3.846	4.108				
3.829	4.075				
3.767	4.08				
3.749	4.042				
3.728	4.009				
3.677	3.993				
3.694	3.938				
3.581	3.998				
3.56	3.964				
3.595	3.871				
3.498	3.91				
3.479	3.892				
3.534	3.799				
3.512	3.803				
3.467	3.807				
3.497	3.79				
3.512	3.774				
3.489	3.778				
3.439	3.778				
3.521	3.746				
3.471	3.746				
3.459	3.747				
3.502	3.735				
3.477	3.736				
3.506	3.719				
3.459	3.719				
3.444	3.702				

Tabla 6-2: Valores numéricos de potencia frigorífica frente a 1 kW de resistencias

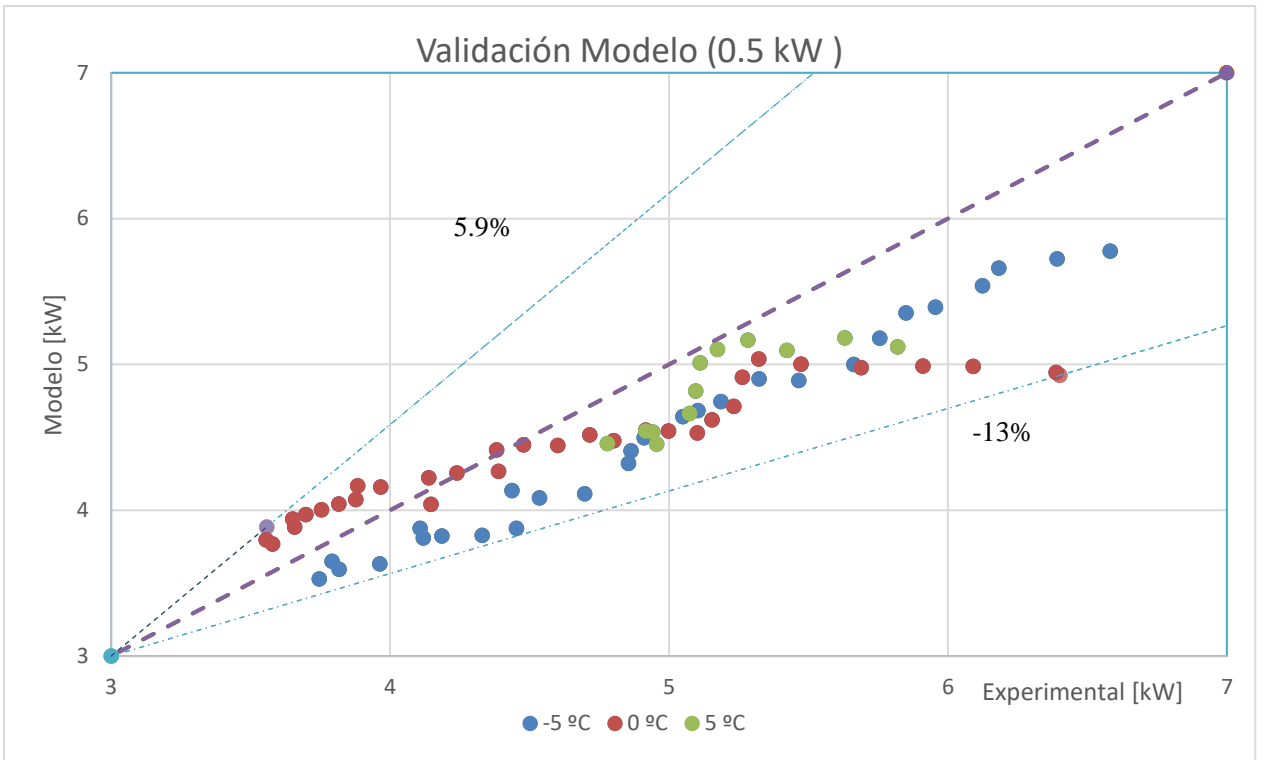


Figura 6-1: Validación Modelo-Experimental 0.5 kW

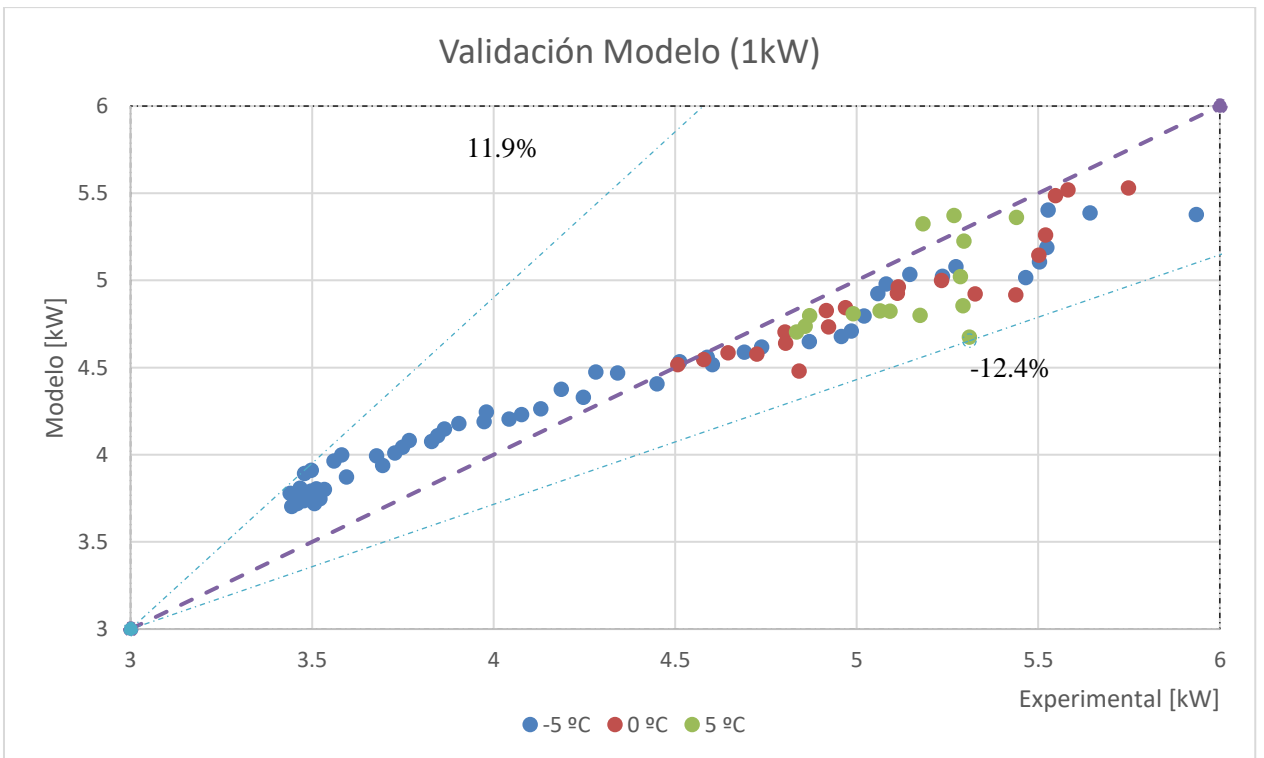


Figura 6-2: Validación Modelo-Experimental 1kW

Por último, como comentario a este capítulo se puede concluir que las desviaciones máximas originadas en el análisis de cargas con distintas temperaturas son pequeñas y menores del 15% en todos los casos.

En cuanto a valores numéricos, a medida que se progresa en el tiempo se observa en todas las Figuras que representan gráficas del proyecto que su tendencia es mas similar en los últimos puntos de cada ensayo que en los primeros. Es debido a que no se encuentra en un arranque total donde las variables de operación oscilan durante un pequeño tiempo de duración.

Como comentario final a este trabajo el modelo que se ha desarrollado para calcular la potencia frigorífica y que únicamente hace uso de ciertas temperaturas y presiones a diferencia del modelo experimental que usa todos los puntos obtenidos de los ensayos, se implanta como un modelo válido de calculo por presentar tanto tendencias similares como errores de valor bajo.

Para que el lado del aire se pueda implantar correctamente para futuros trabajos sería necesario adquirir un medidor de humedad a la salida y otro a la entrada. Además, otra solución a este modelo es el cálculo del caudal medio en estado líquido según un tiempo de operación.

Como esta instalación ha sido diseñada para un análisis experimental como el que se ha realizado durante este trabajo, no se puede añadir como mejora que dicho grupo trabaje durante períodos largos sin establecer paradas, aunque si que el tiempo de funcionamiento una vez alcanzado los parámetros de consigna establecidos previamente permanzca la máquina durante un período mas amplio. Esto implicaría tener valores de mayor exactitud.

REFERENCIAS

- [1] A. Barrena Medina, «Reglamento (UE) n° 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 16 de abril de 2014, sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) n° 842/2016 (Texto pertinente a efectos del EEE 46-46),» *Diario Oficial de la Unión Europea*, 2014.
- [2] B. Peris Pérez, J. Expósito Carrillo, F. Sánchez de la Flor, J. Salmeron Lissén y A. Morillo Navarro, «Thermoeconomic analysis of CO₂ Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EER) for low- temperature refrigeration in warm climates.,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 188, 2021.
- [3] A. Pearson, «Carbon dioxide- new uses for an old refrigerant,» *International Journal of Refrigerant*, vol. 28, pp. 1140-1148, 2005.
- [4] F. Sanz, O. Fernández y I. Vadillo, «Aplicaciones con CO₂ en Refrigeración Comercial,» Dafnoss, 2015. [En línea]. Available: <https://www.congresotecnofrio.es/>. [Último acceso: 3 Marzo 2022].
- [5] L. G, «Revival of carbon dioxide as a refrigerant,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 17, n° 5, pp. 292-301, 1994.
- [6] F. Illán Gómez, J. García Cascales y M. Pelegrín Cruzado, «Diseño de una bomba de calor para la producción de ACS,» Universidad Politécnica de Cartagena, Murcia, 2016.
- [7] R. Llopis Dómenech, D. Sánchez García-Vacas, R. Cabello López y E. Torella Alacaraz, «Límites de mejora energética de ciclos de refrigeración de CO₂ transcíticos utilizando sistemas de subenfriamiento mecánico,» de *IX CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA TERMODINÁMICA*, Cartagena, 2015.
- [8] L. Parolin Massuchetto, R. Corrêa do Nascimento, S. Rocha de Carvalho, H. Valença de Araújo y J. Hallak d'Angelo, «Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R717 and R744/RE170,» *International Journal of Refrigeration*, pp. 201-212, 2019.
- [9] H. Getu y P. Bansal, «Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 45-54, 2008.
- [10] N. Baolian y Z. Yufeng, «Experimental study of the refrigeration cycle performance for the R744/R290 mixtures,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 37-42, 2007.
- [11] G. Di Nicola, F. Polonara, R. Stryjek y A. Arteconi, «Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 1436-1445, 2011.
- [12] S. Tassou y Y. Ge, «Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems,» *Energy Conversion and Management*, vol. 52, n° 4, pp. 1868-1875, 2011.
- [13] P. Gullo, B. Elmegaard y G. Cortella, «Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 64, pp. 61-79, 2016.
- [14] A. Chesi, F. Esposito, G. Ferrera y L. Ferrari, «Experimental analysis of R744 parallel compression cycle,» *Applied Energy*, vol. 135, pp. 274-285, 2014.

- [15] J. Catalán Gil, D. Sánchez y R. Cabello, «Análisis teórico de sistemas de refrigeración booster con R744,» *El Instalador*, nº 548, pp. 104-114, 2017.
- [16] R. Tarín Vidal y E. Serabia Escrivá, «Análisis energético de una instalación de CO2 transcrito con eyectores,» Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2019.
- [17] J. Expósito Carrillo, F. Sánchez de La Flor y J. Salmerón Lissén, «Thermodynamic comparison of ejector cooling cycles. Ejector characterisation by means of entrainment ratio and compression efficiency,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 74, p. 371–384, 2017.
- [18] E. Bellos y C. Tzivanidis, «A comparative study of CO2 refrigeration systems,» *Energy Conversion and Management*, vol. 1, 2019.
- [19] J. Cabello y A. Albert, «El uso del CO2 como refrigerante en centrales frigoríficas.,» 2014. [En línea]. Available: <https://www.pecomark.com>. [Último acceso: 28 Marzo 2022].
- [20] R. Subhabrata y D. Gargi, «Evaporators,» de *Process Equipment and Plant Design*, Elsevier, 2020, pp. 161-202.

ANEXO I: CÁLCULO A TRAVÉS DE R744

Todos los anexos están explicados para un único punto de operación, para la resolución total a lo largo del tiempo se ha abarcado gracias a tablas de cálculo de la misma aplicación informática.

La razón por la cual no se detalla el cálculo de la potencia frigorífica a través del aire es porque su única variación es a través de una diferencia de temperaturas y caudal de aire en lugar de por diferencia de entalpías de R744 como en este Anexo.

```
"T_camara: es la temperatura del aire a la entrada
T_evaporador: es la temperatura del aire a la salida"
"DATOS de TEMPERATURAS"
T1= 0,3 "Temperatura de aspiración del compresor"
T8=-10,8 "Temperatura de evaporación"
T_camara=0,7
T_evaporador=-5,4
p_evap=24,6 "presión de evaporación"
T7=12,2 "Temperatura del líquido o salida del tanque flash"
p_int=46,2 "presión del depósito o intermedia"
p_cond= 69,3 "presión de condensación"
T5=17,8 "Temperatura de salida gas cooler"

rend_isent=0,7
rend_vol=0,88
rend_em=0,98

cc=8
percent_COMP= 1 "Trabajo del compresor en porcentaje"
Hz=80+0,8*percent_COMP
RPM=60*Hz/2
RPS=RPM/60
F=RPS
Vd_geom=cc/10^(6)*F*3600 "[m3/h]"
mev_geom=Vd_geom/3600*rho1
mev_teo=rend_vol*mev_geom

mev_teo=m_LP
m_cd=m_HP
m_int=m_MP

m_cd=mev_teo/(1-x6)
m_int=m_cd*x6
Wc=Wc/rend_em

rend_tankflash=0,915
mliq_bypass=(m_LP-m_LP*rend_tankflash)/rend_tankflash
Qevap=m_LP*(h1-h8)
Qcond=m_HP*(h4-h5)
Wc=m_LP*(h2-h1)+m_HP*(h4-h3)
COP=Qevap/Wc

h1=enthalpy(R744; T=T1;p=p_evap)
h8=h7
h7=enthalpy(R744; T=T7; x=0)

rho1=density(R744;T=T1;p=p_evap)

s1=entropy(R744;T=T1; p=p_evap)
s3=Entropy(R744;h=h3;P=p_int)
s2s=s1
s4s=s3

h2s=Enthalpy(R744;s=s2s;P=p_int)
h4s=Enthalpy(R744;s=s4s;P=p_cond)
rend_isent=(h2s-h1)/(h2-h1)
rend_isent=(h4s-h3)/(h4-h3)

m_LP*h2+m_MP*h8=m_HP*h3
h8=Enthalpy(R744;x=1;P=p_int)
x6=Quality(R744;h=h8;P=p_int)
h8=h5
h5=Enthalpy(R744;T=T5;p=p_cond)

"Epsilon - NTU"
epsilon_evap=(T_camara - T_evaporador)/(T_camara - T8)
epsilon_evap=(1-exp(-NTU*(1-R)))/(1-R*exp(-NTU*(1-R)))
UA/Cmin=NTU
```

```

R=Cmin/Cmax
Cmin=min(Ca;Cref)
Cmax=max(Ca;Cref)

Ca=m_aire* Cp_aire
m_aire=1050 "[m3/h]" * rho_aire/3600
rho_aire=density(air;T=average(T_camara;T_evaporador); p=1) "[kg/m3]"
Cp_aire=cp(air; T=average(T_camara;T_evaporador))

Cref=m_LP*Cp_R744
Cp_R744=cp(R744; T=average(T8;T1); p=p_evap)

```

SOLUTION

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

Ca = 0,3766	cc = 8	Cmax = 0,3766
Cmin = 0,02183	COP = 3,044	Cp _{aire} = 1,004
Cp _{R744} = 1,303	Cref = 0,02183	Q _{evap} = 0,5304
F = 40,4	h1 = -53,95	h2 = -13,71
h2s = -25,78	h3 = -19,09	h4 = 10,83
h4s = 1,854	h5 = -263,6	h6 = -263,6
h7 = -274,9	h8 = -274,9	h9 = -85,05
Hz = 80,8	mev _{geom} = 0,01903	mev _{iso} = 0,01675
m _{iqbypass} = 0,001556	m _{aire} = 0,3752	m _{od} = 0,01811
m _{HP} = 0,01811	m _{int} = 0,001365	m _{LP} = 0,01675
m _{MP} = 0,001365	NTU = 0,7693	percentCOMP = 1
D _{cond} = 69,3	Q _{evap} = 24,6	pin = 46,2
Q _{cond} = 4,971	Q _{evap} = 3,701	R = 0,05796
rend _{em} = 0,98	rend _{isent} = 0,7	rend _{isidish} = 0,915
rend _{vol} = 0,88	rho1 = 58,89	p _{aire} = 1,287
RPM = 2424	RPS = 40,4	s1 = -0,7636
s2s = -0,7636	s3 = -0,7428	s4s = -0,7428
T1 = 0,3	T5 = 17,8	T7 = 12,2
T8 = -10,8	T _{camara} = 0,7	T _{evaporador} = -5,4
UA = 0,01679	V _{dgeom} = 1,164	Wc = 1,216
Wel = 1,241	x6 = 0,07536	

ANEXO II: CÁLCULO A TRAVÉS DE LA CORRELACIÓN DE CONVECCIÓN

```
"!Datos proporcionados por la app informática"
T_camara=6,8 "Temperatura de entrada del aire"
T_evaporador=-1,4 "Temperatura de salida del aire"
T1=4,3 "Temperatura de aspiración por el compresor o recalentamiento"
T8=-11,9 "Temperatura de evaporación"
T7=11,4 "Temperatura del líquido o salida del tanque flash"
Text=15 "Temperatura exterior"
p_evap=25,1 "Presión de evaporación" [bar]
m_LP=0,02034 "Caudal en la zona de baja presión" [kg/s]

"!CALCULO DE DTLM"
"Calculo de propiedades para DTLM"
h1=enthalpy(R744;T=T1;p=p_evap)
h1sat=enthalpy(R744;T=T8;x=1)
h8=enthalpy(R744;T=T7;x=0)

"Cálculo del calor en la zona de cambio de fase"
Q_ccf=m_LP*(h1-h1sat)
Q_ccf=m_aire*Cp_aire*(T_camara-T_prima)
Cp_aire=cp(Air;T=average(T_camara;T_evaporador))

"Calculo de DTLM en zona con cambio de fase y sin cambio de fase"
DTLM_1=((T_prima-T8)-(T_evaporador-T8))/ln((T_prima-T8)/(T_evaporador-T8))
DTLM_2=((T_camara-T8)-(T_prima-T1))/ln((T_camara-T8)/(T_prima-T1))

DTLM=(Q_ccf*DTLM_2)/Qt+(Q_scf*DTLM_1)/Qt
"Qt=m_aire*Cp_aire*(T_camara-T_evaporador)"
Qt=m_LP*(h1-h8) "Modelo de Bernardo"
Q_scf=Qt-Q_ccf

"!DATOS"
NT=18
NF=2

di=do-2*e
e=0,5*10^(-3) "[m]"
do=0,525*10^(-3) "[m]"

SL=0,025
ST=0,025
SD^2=SL^2+(ST/2)^2

"!CÁLCULO DE POTENCIA FRIGORÍFICA"
Qevap=U*A*F*DTLM
A=6,3"[m2]"
F=1 "coef. de ensuciamiento igual a la unidad por ser contracorriente"
U=hi

"!CÁLCULO DEL FACTOR DE CONVECCION"
m_aire=1050 "[m3/h]" rho_aire/3600
1050=V*Apaso*3600
Apaso=0,2*0,9

V*ST=Vmax*A1
Amin=min(A1;A2)
A1=(ST-Do)
A2=2*(SD-Do)

"Cálculo de Nusselt"
Nu_D=C1*C2*Re^m*Pr^(0,36)*(Pr/Prs)^(1/4) "Corr.17"
C1=0,35
C2=0,9
m=0,6

Pr=Prandtl(Air;T=average(T_evaporador; T_camara))
Prs=Prandtl(Air;T=T_evaporador)
```

$Re = \rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{max}} \cdot d_o / \mu$ "Tiene que ser con V_{max} y D_{ext} para esta Corr. 17"
 $\mu = \text{viscosity}(\text{air}; T = \text{average}(T_{\text{evaporador}}; T_{\text{camara}}))$
 $\rho_{\text{aire}} = \text{density}(\text{air}; T = T_{\text{camara}}; P = 1)$ "[kg/m3]"

$Nu_D = h_i \cdot d_o / k$
 $k = \text{conductivity}(\text{air}; T = \text{average}(T_{\text{evaporador}}; T_{\text{camara}}))$ "[k/W/m*K]"

SOLUTION

Unit Settings: SI C bar J mass deg

A = 6,3	A1 = 0,01548	A2 = 0,03685
Amin = 0,01548	Apaso = 0,18	C1 = 0,35
C2 = 0,9	Cp _{aire} = 1004	di = 0,008525
do = 0,009525	DTLM = 13,04	DTLM _i = 13,71
DTLM ₂ = 6,547	e = 0,0005	F = 1
h1 = -49902	h1sat = -71143	h8 = -277169
hi = 62,88	k = 0,02384	m = 0,6
μ = 0,00001742	m _{aire} = 0,363	m _P = 0,02034 [kg/s]
NF = 2	NT = 18	y _D = 25,12
Pr = 0,7336	Prs = 0,7347	p _{evap} = 25,1 [bar]
Q _{evap} = 5166	Qt = 4623 [kg/s]	Q _{ref} = 432 [kg/s]
Q _{ref} = 4191 [kg/s]	Re = 1781	p _{aire} = 1,244
SD = 0,02795	SL = 0,025	ST = 0,025
T1 = 4,3	T7 = 11,4	T8 = -11,9
Text = 15	T _{camara} = 6,8	T _{evaporador} = -1,4
T _{prima} = 5,614	U = 62,88	V = 1,62
Vmax = 2,618		

