



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Politécnica Superior de Alcoy

Estudio, cálculo y optimización del sistema de climatización
de un BMW X3 para la mejora de su rendimiento

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Juan Micó, Oriol

Tutor/a: Soler Escoda, Juan Miguel

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

Resumen

El siguiente proyecto que presento consiste en el diseño de una alternativa para el sistema de climatización de un vehículo. El vehículo en cuestión como se indica en el título es un BMW X3 del año 2007, con un sistema de climatización mono-zona.

El rediseño o la presentación de una alternativa se realiza para cumplir los siguientes objetivos, mejorar el rendimiento de este sistema y reducir la potencia que el sistema consume sobre el motor de combustión interna. El cumplimiento de estos objetivos sería una gran ayuda para que fuera un vehículo más ecológico y menos contaminante. Todo el proyecto se realizará según la normativa vigente y estudiando la viabilidad económica del proyecto.

Así pues, este TFG se englobaría dentro del “Diseño y Cálculo de componentes y equipos mecánicos, máquinas y mecanismos”. Se plantea de manera que incluya diversas competencias del Grado en Ingeniería Mecánica; tales como conocimientos aplicados de la ingeniería térmica, termodinámica aplicada y transmisión de calor. Así como principios básicos y su aplicación en la resolución de problemas de ingeniería.

Palabras clave

Climatización

Automóvil

Cálculo

Sistema

Refrigeración

Estudio, cálculo y optimización del sistema de climatización de un BMW X3 para la mejora de su rendimiento

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO 1. RESUMENES

DOCUMENTO 2. MEMORIA

DOCUMENTO 3. CÁLCULOS

DOCUMENTO 4. PRESUPUESTO

DOCUMENTO 5. PLANOS

DOCUMENTO N°1
RESUMENES

ÍNDICE

Resumen (Castellano)	5
Resum (Valencià).....	5
Summary (English).....	6

Resumen (Castellano)

El siguiente proyecto que presento consiste en el diseño de una alternativa para el sistema de climatización de un vehículo. El vehículo en cuestión como se indica en el título es un BMW X3 del año 2007, con un sistema de climatización mono-zona.

El rediseño o la presentación de una alternativa se realiza para cumplir los siguientes objetivos, mejorar el rendimiento de este sistema y reducir la potencia que el sistema consume sobre el motor de combustión interna. El cumplimiento de estos objetivos sería una gran ayuda para que fuera un vehículo más ecológico y menos contaminante. Todo el proyecto se realizará según la normativa vigente y estudiando la viabilidad económica del proyecto.

Así pues, este TFG se englobaría dentro del “Diseño y Cálculo de componentes y equipos mecánicos, máquinas y mecanismos”. Se plantea de manera que incluya diversas competencias del Grado en Ingeniería Mecánica; tales como conocimientos aplicados de la ingeniería térmica, termodinámica aplicada y transmisión de calor. Así como principios básicos y su aplicación en la resolución de problemas de ingeniería.

Palabras clave

Climatización

Automóvil

Cálculo

Sistema

Refrigeración

Resum (Valencià)

El següent projecte que presente consisteix en el disseny d'una alternativa per al sistema de climatització d'un vehicle. El vehicle en qüestió com s'indica en el títol és un BMW X3 de l'any 2007, amb un sistema de climatització mono-zona.

El disseny d'aquesta nova alternativa es realitza per a complir el següents objectius; millorar el rendiment d'aquest sistema i reduir la potencia que el sistema consumeix sobre el motor de combustió interna. El compliment d'aquests objectius seria una gran ajuda perquè fora un vehicle més ecològic i menys contaminant. Tot el projecte es realitzarà segons la normativa vigent i estudiant la viabilitat econòmica del projecte.

Aixina, este TFG s'englobaria dins del “Disseny i Càlcul de components i equips mecànics, màquines i mecanismes” es planteja de manera que incloga diverses competències del Grau en Enginyeria Mecànica, com son coneixments de termodinàmica

aplicada i transmissió de calor, principis bàsics i la seva aplicació a la resolució de problemes d'enginyeria; coneiximents aplicats de l'enginyeria tèrmica.

Paraules clau

Climatització

Automòbil

Càlcul

Sistema

Refrigeració

Summary (English)

The project I introduce now consists in the re-design of the air conditioning system air condition system from a BMW X3 from 2007, it mounts a mono-zone A/C system.

The re-designing and presenting an alternative it is done to accomplish the next targets, improve the performance of the A/C system, reduce the power consumption from the combustion engine. The achievement of these targets would help this car to become more environmentally friendly and less polluting. The project is intended to follow the current regulations and normative, its economic viability will be evaluated as well.

Then, this final degree project it is include in a "Design and calculation of components and mechanical equipment, machines and mechanisms", it also embraces diverse competences learned during the Bachelor degree, like the knowledge of applied thermodynamics and heat transmission, basics principles and their application solving engineering problems, and applied knowledge of thermal engineering.

Key Words

Air conditioning

Automobile

Calculation

System

Refrigeration

DOCUMENTO N°2
MEMORIA

ÍNDICE

1	Introducción	10
1.1	Objetivos	11
1.2	Alcance del proyecto.....	11
2	Normativa aplicable	11
3	Principios del aire acondicionado y la refrigeración	11
4	Componentes	13
4.1	Condensadores.....	13
4.2	Evaporadores	13
4.3	Compresores	13
4.4	Vasos expansores	13
4.5	Filtros deshidratadores	14
5	Refrigerantes	14
6	Parámetros de diseño (Sistema original)	14
7	Presentación de diferentes alternativas	15
8	Selección de alternativa	17
9	Diseño de un intercambiador.....	17
9.1	Intercambiador de carcasa y tubos	17
9.2	Intercambiador de placas.....	18
10	Diseño propio:.....	19
11	Selección de materiales.....	22
11.1	Tuberías.....	22
11.2	Carcasa	23
12	Estudio de fluidos del intercambiador	24
13	Nuevo funcionamiento del sistema	27
14	Normativa nuevos refrigerantes	28
15	Selección del refrigerante	30
15.1	Estudio de flujo con refrigerante R450A	31
15.2	Estudio de flujo con refrigerante R1233zd.....	33
15.3	Conclusión	36
16	Afectación del peso	37
17	Estudio económico	38
17.1	Costos	38

17.2	Inversión.....	39
17.3	Amortización	39
18	Conclusiones.....	40
19	Bibliografía	41

INDICE ILUSTRACIONES

Ilustración 1.	Sistema de producción de frío básico	14
Ilustración 2.	Sistema de producción de frío con intercambiador.....	16
Ilustración 3.	Sistema de producción de frío en "cascada"	16
Ilustración 4.	Intercambiador de carcasa y tubos	18
Ilustración 5.	Intercambiador de calor de placas	18
Ilustración 6.	Nuevo diseño intercambiador con tapas planas vista exterior.....	20
Ilustración 7.	Nuevo diseño intercambiador con tapas semiesféricas vista exterior	20
Ilustración 8.	Nuevo diseño intercambiador con tapas planas vista interior	21
Ilustración 9.	Nuevo diseño intercambiador con tapas semiesféricas vista interior	22
Ilustración 10.	Estudio de temperatura fluido serpentín (carcasa plana).....	25
Ilustración 11.	Estudio de temperatura fluido serpentín (carcasa semiesférica)	25
Ilustración 12.	Estudio de temperatura carcasa semiesférica-serpentín	27
Ilustración 13.	Gráfica niveles de PCA refrigerantes actuales.....	29
Ilustración 14.	Estudio temperatura serpentín R450A.....	32
Ilustración 15.	Estudio temperatura carcasa R450A.....	33
Ilustración 16.	Estudio de temperatura serpentín R1233zd	34
Ilustración 17.	Estudio de temperatura carcasa R1233zd.....	35

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Presión y temperatura de los puntos característicos del sistema original.....	15
Tabla 2.	Conductividad, densidad y precio por peso de diferentes metales conductores	23
Tabla 3.	Conductividad, densidad y precio por peso de diferentes polímeros no conductores.	24
Tabla 4.	Comparativa entre suposición de cálculo y realidad de estudio de flujo.....	28
Tabla 5.	Propiedades físicas refrigerante R-134a.....	30
Tabla 6.	Propiedades físicas refrigerantes R32, R450A, R455A, R1234ze, R1233zd y R1234yf ..	30
Tabla 7.	Comparación de propiedades físicas entre refrigerantes R-134a y R450A.....	31
Tabla 8.	Comparativa de rendimientos en el sistema entre R-134a, R450A y R1233zd	36
Tabla 9.	Comparativa sistema original con nuevo sistema y refrigerante.....	37

1 Introducción

El cambio climático está produciendo que cada vez las temperaturas que vivimos en países con un clima como el de España sean más extremas, con temperaturas muy elevadas durante el verano y gélidas durante el invierno, dando mayor importancia a un sistema como el aire acondicionado. En la actualidad el sistema de climatización se incorpora en la mayoría de los vehículos, aunque todavía se puede encontrar en las versiones más básicas de determinadas marcas y modelos como no se incluye el sistema de climatización en el equipamiento básico. La motivación de este proyecto es conocer si se puede mejorar el rendimiento de un sistema de climatización, y en caso de que se pueda mejorar saber si sería significativa la mejora.

El sistema de aire acondicionado no estuvo presente en los comienzos del automóvil ya que los primeros automóviles eran coches abiertos que incluían una capota. Las inclemencias climatológicas dieron el primer paso en la idea de climatizar el interior del automóvil. El primer intento se produjo en el rally de Montecarlo en los años 20 cuando uno de los participantes al tener tanto frío abrió un boquete en el salpicadero de su coche para beneficiarse del calor que desprendía el motor, desde entonces se aprovechó el calor del motor para calentar la cabina en la época invernal (el funcionamiento actual sigue siendo así). Pero en verano se produce una situación totalmente diferente, así en los años 30 nació el aire acondicionado automotriz. En 1932 el Laboratorio de Estudios y Desarrollo de General Motors concibió la idea del vapor comprimido mediante el refrigerante R-12, el primer coche con sistema de refrigeración como lo entendemos actualmente fue el Packard en 1939, en la que se contaba con una espiral enfriadora, que no era más que un evaporador muy largo que envolvía toda la cabina. [3]

Algunos años después se presentó el compresor en el sistema de aire acondicionado. Este se incluyó primero en un Cadillac, pero en concreto el sistema que montaba este modelo tenía un gran inconveniente, el compresor no contaba con un embrague electromagnético como se tiene en la actualidad, por lo que el compresor siempre estaba en funcionamiento mientras el motor de combustión estaba encendido. Si se deseaba quitarlo, el piloto tenía que parar el motor de combustión interna, y retirar la correa que unía el compresor con el motor.

Desde entonces los sistemas han avanzado hasta los que tenemos actualmente con controles electrónicos y compresores de menor tamaño y más eficientes, pero, así como avanzó el sistema, también han evolucionado los gases refrigerantes. Los primeros que se usaron fueron los CFC, estos al contener cloro, ante una fuga y posterior dispersión por la atmósfera dañaban la capa de ozono, actualmente se utiliza el gas R-134a, que en su composición carece de cloro.

Al contrario de lo que se piensa en algunos casos, el aire acondicionado no es un privilegio y si una necesidad, ya que desde hace varios años se incluye entre los sistemas de seguridad activa.

1.1 Objetivos

El objetivo del proyecto es el cálculo y diseño de una alternativa al actual sistema de climatización que incluye originalmente el vehículo de estudio para así poder mejorar la eficiencia de este y que esto repercuta en menores consumos y por ello contaminación.

1.2 Alcance del proyecto

El alcance dicho proyecto será meramente conceptual por lo que no se realizará ningún tipo de instalación. Se realizará el estudio de diferentes alternativas, profundizando en la más favorable, para realizar un rediseño del sistema de climatización. Pudiéndose diseñar nuevos dispositivos que se necesiten en alguna de las alternativas.

2 Normativa aplicable

Real Decreto 795/2010 “Normativa ambiental sobre sistemas frigoríficos en climatización de vehículos”. [1]

Directiva 2006/40/CE “Normativa europea relativa a las emisiones procedentes de los sistemas de aire acondicionado en vehículos de motor”. [2]

Reglamento (CE) 706/2007 “Arreglo a la directiva 2006/40/CE disposiciones administrativas para la homologación CE de tipo de vehículos y un ensayo armonizado para medir las fugas de determinados sistemas de aire acondicionado”.

Reglamento (UE) nº 517/2014 “Reglamento sobre gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el reglamento (CE) nº 842/2006”.

3 Principios del aire acondicionado y la refrigeración

El aire acondicionado se rige por los principios de la termodinámica para conseguir un cambio de temperatura entre un espacio y otro utilizando el proceso de la refrigeración. Dichos principios son los siguientes:

- El calor fluye siempre desde un cuerpo caliente a otro frío.
- Los objetos fríos tienen menor calor que los objetos calientes de la misma masa.

- Todo el universo está constituido por materia. Toda la materia existe en uno de tres estados: sólido, líquido o vapor.
- Cuando se enfría un vapor por debajo de su punto de rocío se convierte en líquido. Esto se denomina condensación.
- Al aumentar la presión sobre la superficie de un líquido aumentará el punto de ebullición de este, al disminuir la presión también disminuirá el punto de ebullición.
- Cuando se comprime un vapor, su temperatura y presión se elevan incluso aunque no se haya añadido calor.

La refrigeración es el proceso que se emplea en los aparatos de aire acondicionado: consiste en producir frío o mejor dicho, en extraer calor, ya que para producir frío lo que se hace es transportar calor de un lugar a otro. Esta extracción de calor se produce mediante cambios de estado en el refrigerante. Como se ha comentado anteriormente existen tres estados de la materia. Los cambios entre vapor, líquido y sólido se denominan cambios de estado. Para que ocurran estos cambios de estado debe aportarse o extraerse una gran cantidad de calor de la sustancia refrigerante.

Así, el lugar al que se le sustrae calor se enfría. Al igual que puede aprovechar diferencias de temperatura para producir calor. Para crear diferencias de calor, se requiere energía.

Generalmente la refrigeración por aire acondicionado se produce mediante dos sistemas:

- Refrigeración por compresión
- Refrigeración por absorción

A lo largo de este proyecto se tratará en todo momento de sistemas de refrigeración por compresión, para valorar la eficiencia entre diferentes sistemas de aire acondicionado, se utilizan los siguientes términos:

- COP
- EER

El COP o coeficiente de rendimiento, es el coeficiente entre la potencia calorífica total disipada en vatios, y la potencia eléctrica total consumida por el equipo de aire acondicionado durante el período de utilización.

El EER o coeficiente de eficacia frigorífica, representa el rendimiento energético del sistema cuándo se utiliza para enfriar.

Ya que en el presente proyecto únicamente se estudiará la refrigeración del sistema de climatización del vehículo, se atenderá al EER para la comparación y valoración de las diferentes alternativas

4 Componentes

4.1 Condensadores

El condensador es el encargado de disipar calor, tiene un gran parecido con el radiador debido a que ambos cumplen la misma función. Habitualmente el condensador se sitúa delante del radiador, pero en ocasiones debido al diseño aerodinámico del vehículo se coloca en otros lugares. El condensador debe constar de un flujo de aire suficiente y constante siempre que el sistema esté en funcionamiento.

Dentro del condensador, el refrigerante proveniente del compresor caliente y en estado gaseoso se enfría. Durante el enfriamiento, el gas se condensa para convertirse en líquido a alta presión.

4.2 Evaporadores

El evaporador al igual que el condensador es un dispositivo de transferencia de calor, pero cumpliendo la función inversa. El condensador libera calor al aire a través de sus conductos, mientras el evaporador toma el calor del aire que circula por su interior

4.3 Compresores

Un compresor es una máquina encargada de elevar la presión de un fluido, al igual que una bomba desplaza el fluido, pero no se considera una máquina hidráulica sino una térmica, ya que funciona con un fluido compresible. Este fluido sufre un cambio de densidad y normalmente también de temperatura. El compresor se diferencia de ventiladores y sopladores ya que estos últimos únicamente impulsan el fluido sin variar su presión, densidad o temperatura o al menos no considerablemente

4.4 Vasos expansores

Un vaso de expansión sirve para absorber el aumento de presión del agua que se origina en el circuito. El vaso de expansión funciona gracias a una membrana impermeable que delimita dos secciones dentro de la cámara, esta membrana genera una cámara de aire que se comprime cuando entra el refrigerante a alta temperatura y presión en la otra parte de la cámara. Cuando el refrigerante se enfría y pierde presión la forma

de la membrana vuelve al origen y se libera el refrigerante a una temperatura y presión menor.

4.5 Filtros deshidratadores

Un filtro deshidratador es un dispositivo que contiene algún material desecante y filtrante para eliminar la humedad y otros contaminantes de un sistema. Este tipo de filtros son utilizados en infinidad de sistemas, no solo de refrigeración sino también sistemas neumáticos.

La finalidad es igual para todos sus usos, eliminar la humedad u otros contaminantes del fluido de trabajo, para preservar mejor el resto de los dispositivos que componen el sistema.

5 Refrigerantes

Los gases refrigerantes son el fluido en cuestión con el que funcionan los dispositivos antes mencionados. Estos fluidos son los encargados de transportar calor de un foco frío a un foco caliente mediante diferentes cambios de estado.

6 Parámetros de diseño (Sistema original)

El circuito de refrigeración de forma simplificada se ve como en la siguiente imagen:

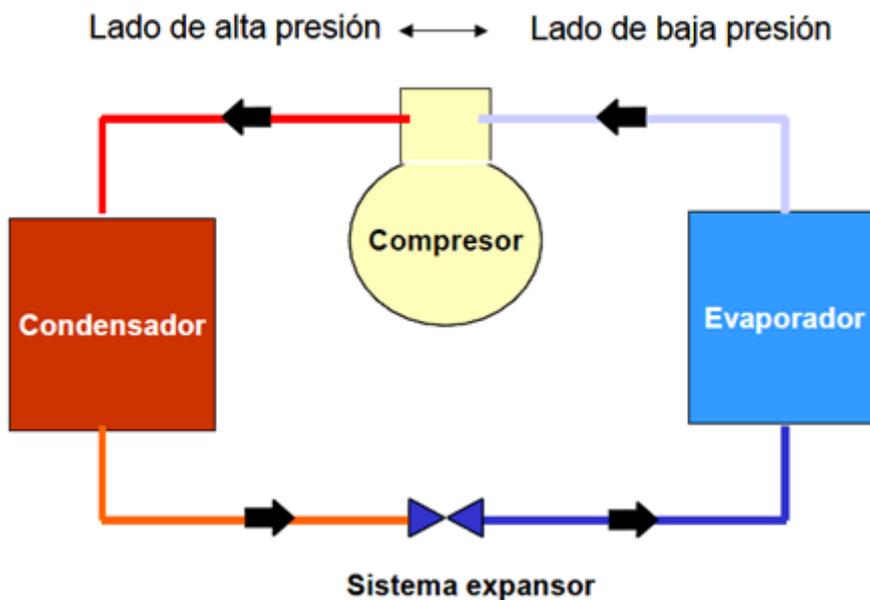


Ilustración 1. Sistema de producción de frío básico

Tras realizar una documentación se puede saber los parámetros de funcionamiento. Para conocer la eficiencia de un sistema es necesario trabajar con su entalpía o entropía, sin embargo, estos valores son difíciles de medir. Por lo que para simplificar las medidas de este tipo de sistemas siempre se trabaja con temperaturas y presiones. Posteriormente mediante herramientas de software o diagramas se obtienen entalpías y entropías. Los puntos característicos que definen el sistema son 4 como se ve en la siguiente tabla:

	Temperatura (°C)	Presión (bar)
Salida Evaporador	5	3
Entrada Condensador	110	20
Salida Condensador	60	19
Entrada evaporador	0	3

Tabla 1. Presión y temperatura de los puntos característicos del sistema original

En el anterior esquema se ha obviado el filtro deshidratador porque aunque este ayuda a conservar mejor el sistema, no es básico para su funcionamiento. Otro aspecto que cabe destacar es el refrigerante original del sistema, este funciona con el refrigerante R134a.

7 Presentación de diferentes alternativas

Como alternativas al sistema actual de climatización que utiliza el vehículo, el autor de esta memoria propone dos nuevos sistemas que comparten ciertas similitudes con el actual sistema para poder así reutilizar los componentes actuales del sistema y con ello economizar la inversión a realizar.

Estas variantes son dos, la primera variante es la introducción de un intercambiador de calor, para intercambiar calor entre el refrigerante a la salida del condensador y a la salida del evaporador.

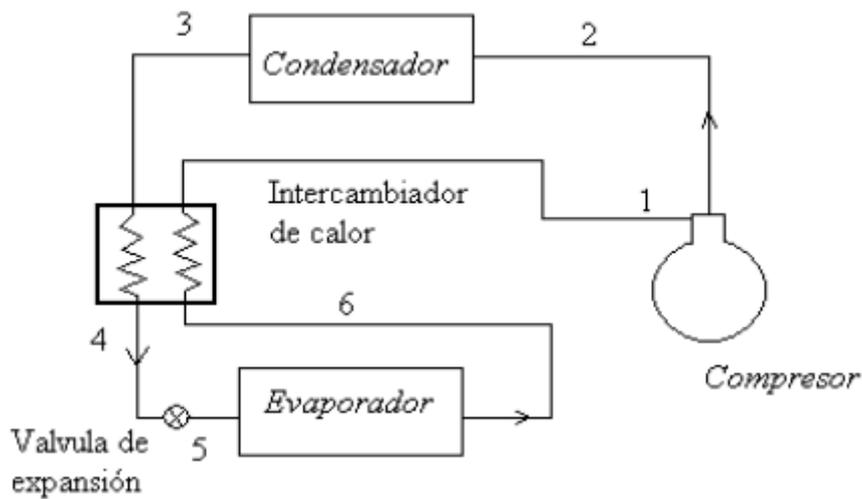


Ilustración 2. Sistema de producción de frío con intercambiador

La segunda variante necesitaría de más componentes para poder llevarse a cabo, ya que se trata de introducir un sistema de refrigeración en "cascada". Este sistema consiste en la combinación de dos sistemas como el original, un sistema a baja presión y otro a alta presión. Pero en esta variante seguiría habiendo solo un evaporador y un condensador ya que se introduciría un intercambiador de calor, este actuaría como condensador del sistema a baja presión y como evaporador del sistema a alta presión. El siguiente esquema aclara la distribución de lo explicado anteriormente.

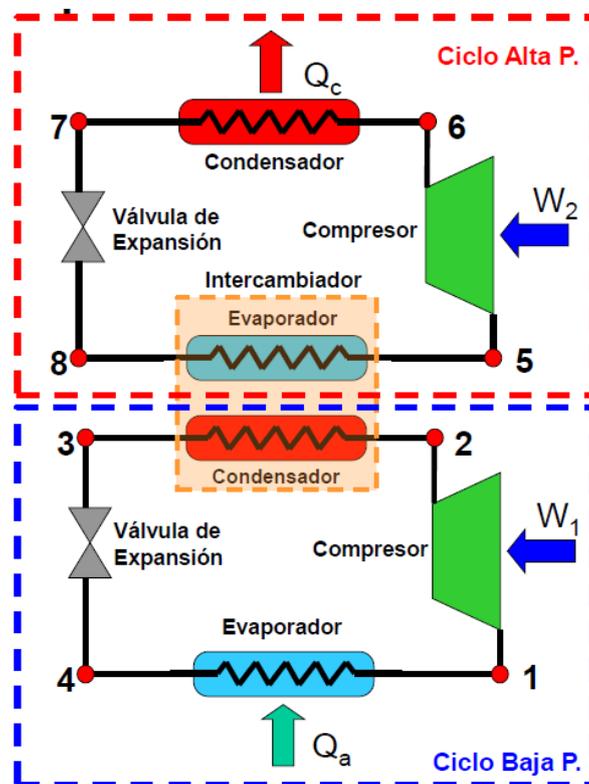


Ilustración 3. Sistema de producción de frío en "cascada"

8 Selección de alternativa

A la hora de seleccionar la alternativa se tendrá en cuenta tanto el rendimiento del sistema, el EER “Efficiency Energy Ratio” como la similitud con el sistema original para que la adaptación al vehículo fuera lo más fácil posible. Teniendo en cuenta todos estos aspectos, se elige como alternativa a desarrollar el sistema que solo incluye un intercambiador de calor, ya que es el sistema con el menor consumo del compresor y la mayor ratio de eficiencia, respecto al sistema original esto supone un 75% más de Eficiencia energética (EER) y un 4 % más de rendimiento global del sistema.

9 Diseño de un intercambiador

El primer paso para el diseño del intercambiador fue ver qué clase de intercambiadores hay en el mercado hoy en día. El objetivo de realizar esta documentación es que el diseño del intercambiador sea una adaptación de un intercambiador comercial, pero realizándolo en un tamaño compatible con un vehículo, e intentando reducir el peso lo máximo posible.

Lo primero que se debe aclarar es que hay dos tipos de intercambiadores de calor, en función de si los fluidos se mezclan o no en el interior del intercambiador. Aunque en este caso será igual el fluido dentro del intercambiador, este deberá ser indirecto para que no se mezclen las dos entradas de fluido, dado que este tendrá una diferencia de presiones que debe conservarse para el correcto funcionamiento del sistema.

9.1 Intercambiador de carcasa y tubos

Actualmente uno de los intercambiadores más utilizados industrialmente es el intercambiador de carcasa y tubos, pudiendo ser estos en U o no. Estos intercambiadores consisten en dos cámaras de presión independientes. Por las dos cámaras fluyen dos medios de tal forma que cuando existe una diferencia de temperatura entre ellos el calor se intercambia sin que los medios se mezclen. Los intercambiadores de calor de carcasa y tubo se adaptan a altas y bajas presiones, altas y bajas temperaturas y fluidos corrosivos o no. Cuando mayor sea la diferencia de la temperatura, menor será la superficie de transferencia de calor. Son además compactos y eficientes y sus altas velocidades mejoran la velocidad de transferencia del calor. Estos intercambiadores se pueden usar para prácticamente cualquier intercambio entre dos fluidos, incluyendo aquellos con cambios de fase.

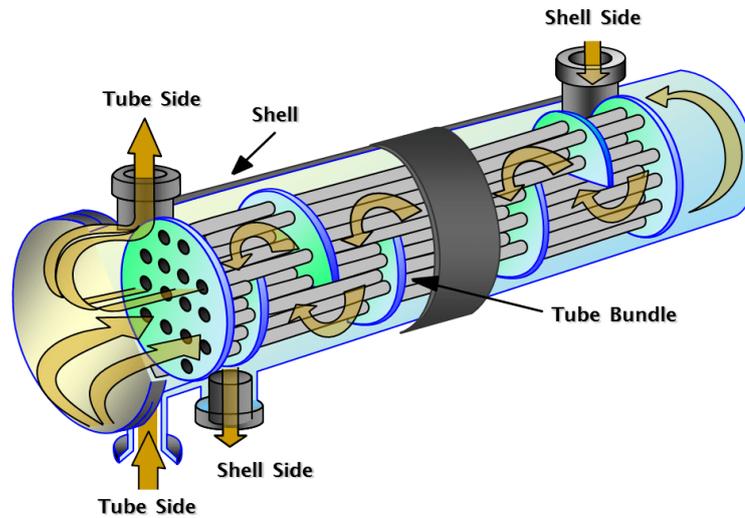


Ilustración 4. Intercambiador de carcasa y tubos

En general, el intercambiador de carcasa y tubo está compuesto por tubos cilíndricos, montados dentro de una carcasa también cilíndrica, con el eje de los tubos paralelos al eje de la carcasa. Un fluido circula dentro de los tubos, y el otro por el exterior (fluido del lado de la carcasa)

9.2 Intercambiador de placas

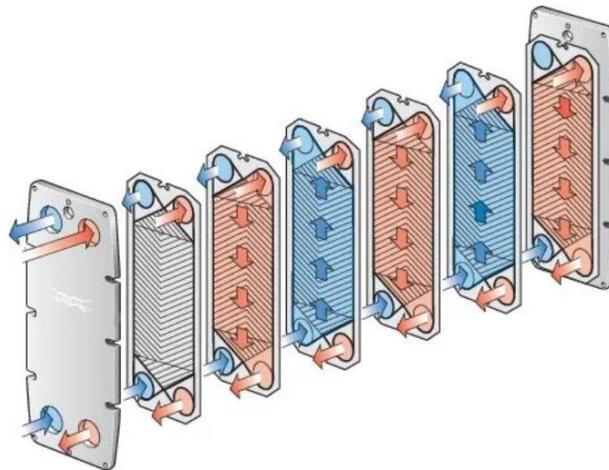


Ilustración 5. Intercambiador de calor de placas

Como se puede observar, el total del líquido que pasa a través del intercambiador se divide en partes iguales en función del número de placas que disponga el intercambiador. Cada dos placas se genera un canal de circulación por el que fluye una de esas porciones de líquido.

Gracias a este mecanismo, y a la corrugación de las placas, se incrementa notablemente la velocidad de circulación creando un flujo turbulento que reduce el riesgo de incrustaciones al tiempo que optimiza el intercambio de calor, de tal forma que el fluido logrará alcanzar el 100% de su temperatura al final del recorrido de cada placa. Cabe añadir que este tipo de intercambiador se puede ver tanto en placas planas como en forma de espiral

A la hora de realizar el diseño del intercambiador de calor se ha optado por un sistema de carcasa y tubos realizando una serie de pequeñas modificaciones para intentar conseguir el máximo intercambio sin que el peso sea excesivo.

10 Diseño propio:

La primero que se debe indicar es de que tipo será el intercambiador que diseñar, se decide que el intercambiador funcione a contracorriente. Mientras que para la forma de este se opta por una adaptación de un intercambiador de carcasa y tubos. No se utiliza un intercambiador de carcasa y tubos como tal con el objetivo de que el nuevo intercambiador vea reducido tanto sus dimensiones como su peso. La forma que tiene el intercambiador también es clave ya que su posicionamiento en el interior del capó de un vehículo debe ocupar el menor espacio posible. Se utiliza una forma cilíndrica alargada para conseguir así una mayor superficie de intercambio. El intercambiador se diseña para ser colocado de forma transversal al eje de las ruedas delanteras, ajustándose a uno de los laterales del vehículo donde no interfiera con el posicionamiento del motor.

La siguiente disyuntiva con el diseño es la forma de las tapaderas o carcasas laterales. Surgen dos alternativas, darle forma plana o una forma semiesférica. La forma plana ahorraría espacio y peso mientras que la forma semiesférica mejoraría la circulación del refrigerante por el interior de la carcasa. En las siguientes imágenes podemos comparar ambos diseños exteriormente.

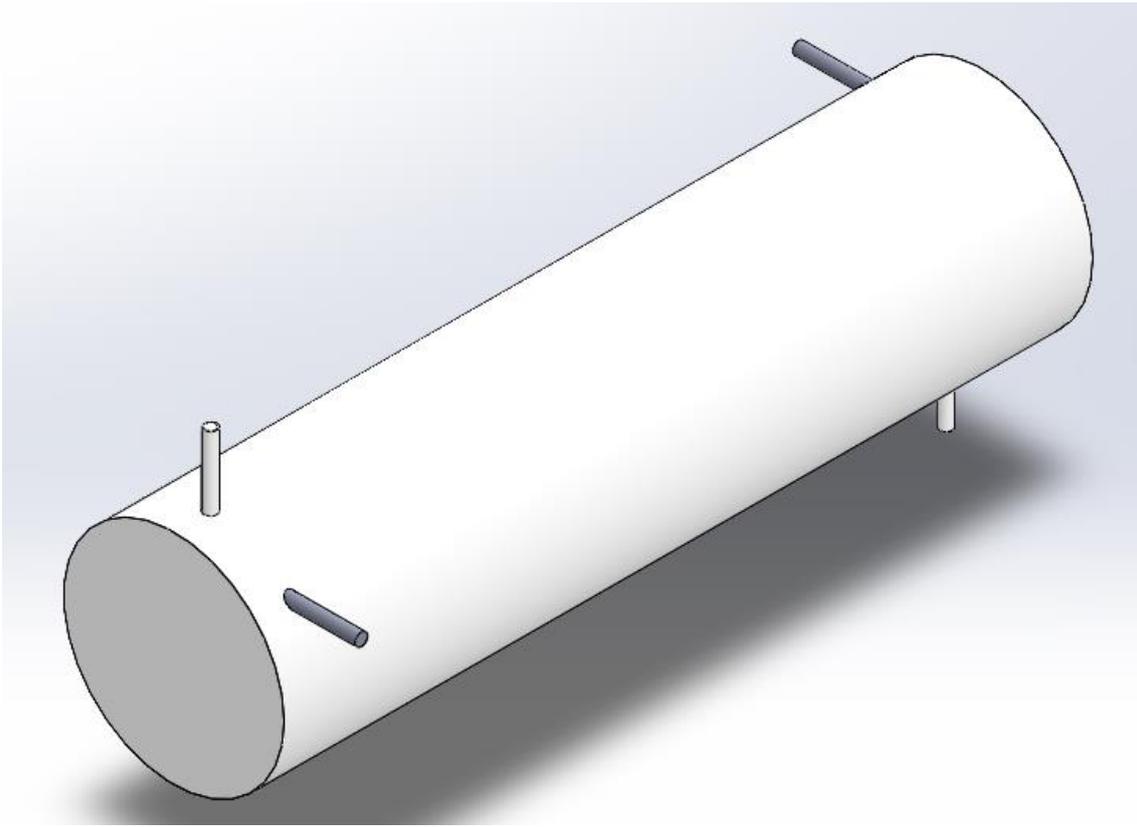


Ilustración 6. Nuevo diseño intercambiador con tapas planas vista exterior

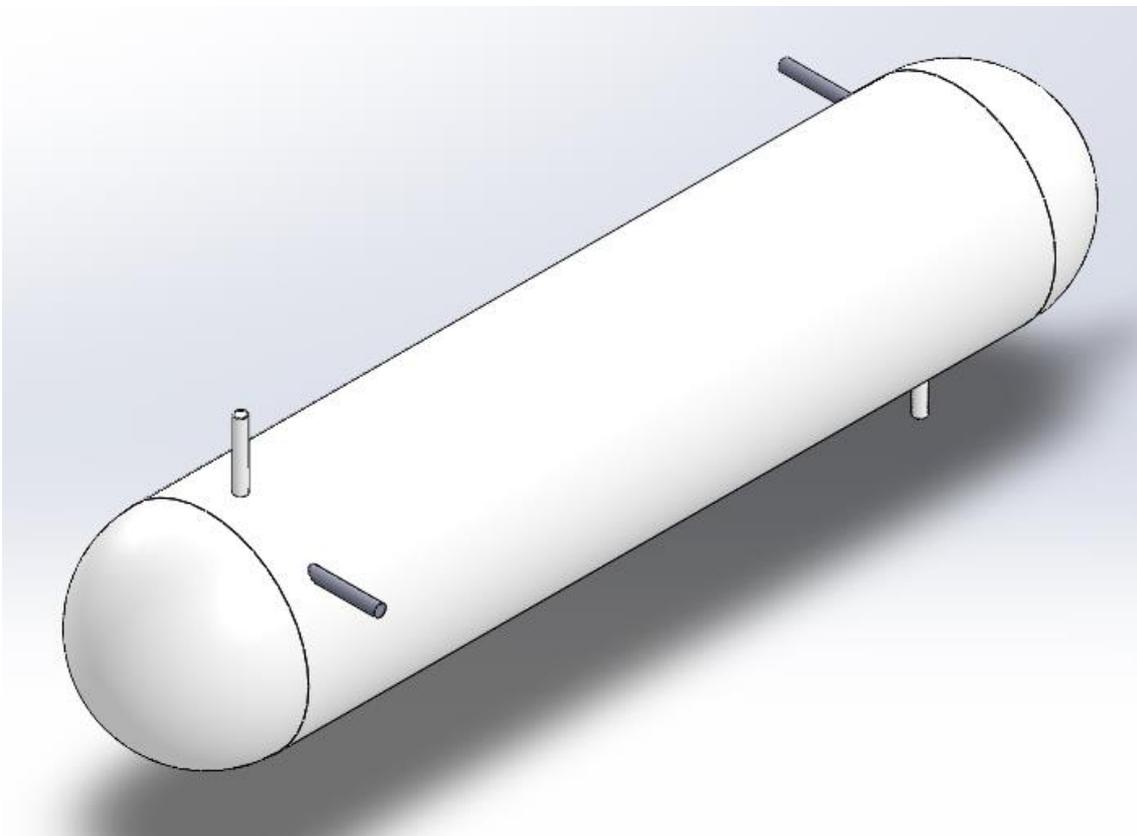


Ilustración 7. Nuevo diseño intercambiador con tapas semiesféricas vista exterior

En las siguientes imágenes, realizando las carcasas transparentes se permite ver el interior del intercambiador, en ambos casos este consta de una tubería en forma de serpentín la que une la salida del condensador y la entrada del evaporador. La tubería tiene una longitud de 9,82 m, con un diámetro exterior de 17,15 mm, y un diámetro interior de 12,15 mm.

Esta tubería tiene forma de serpentín, el diámetro del serpentín es lo más grande posible para maximizar así la superficie de intercambio. La distancia entre la salida y la entrada del serpentín es de 1 m.

Estos diámetros han sido utilizados para simplificar la instalación en el sistema, ya que los actuales dispositivos y tuberías existentes en el vehículo utilizan estos diámetros de tubería.

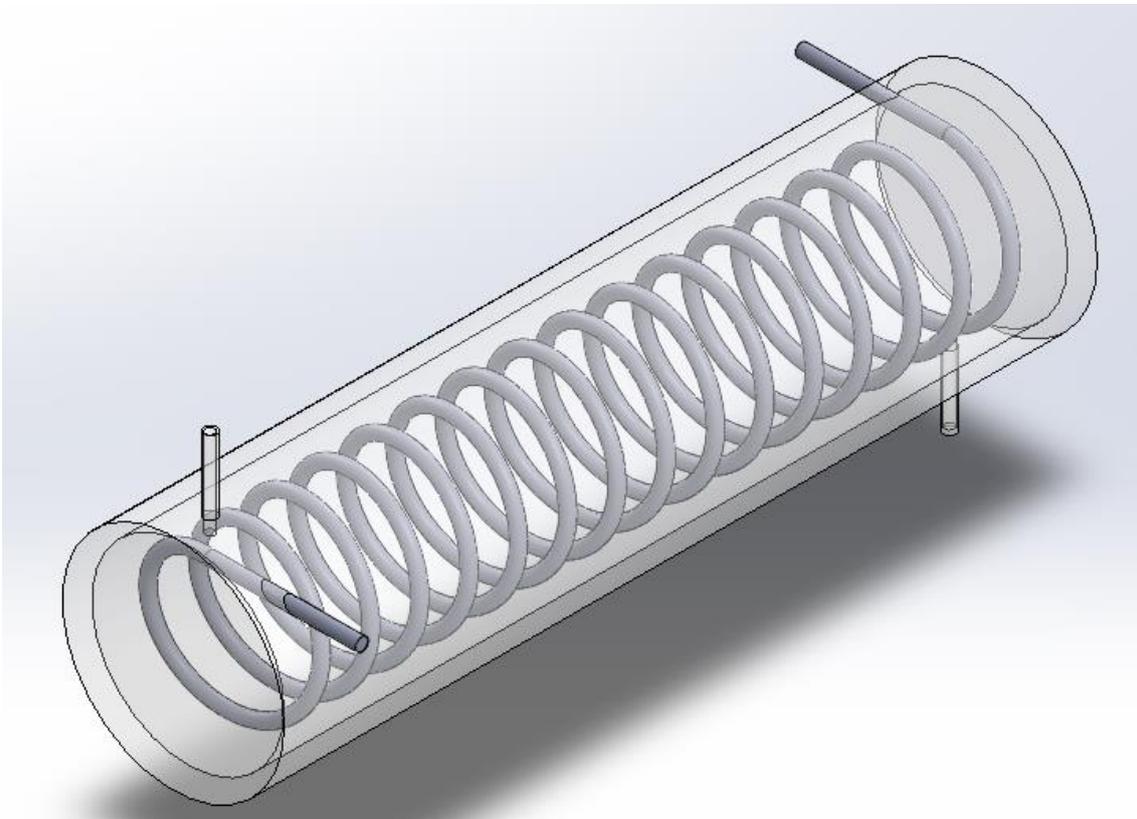


Ilustración 8. Nuevo diseño intercambiador con tapas planas vista interior

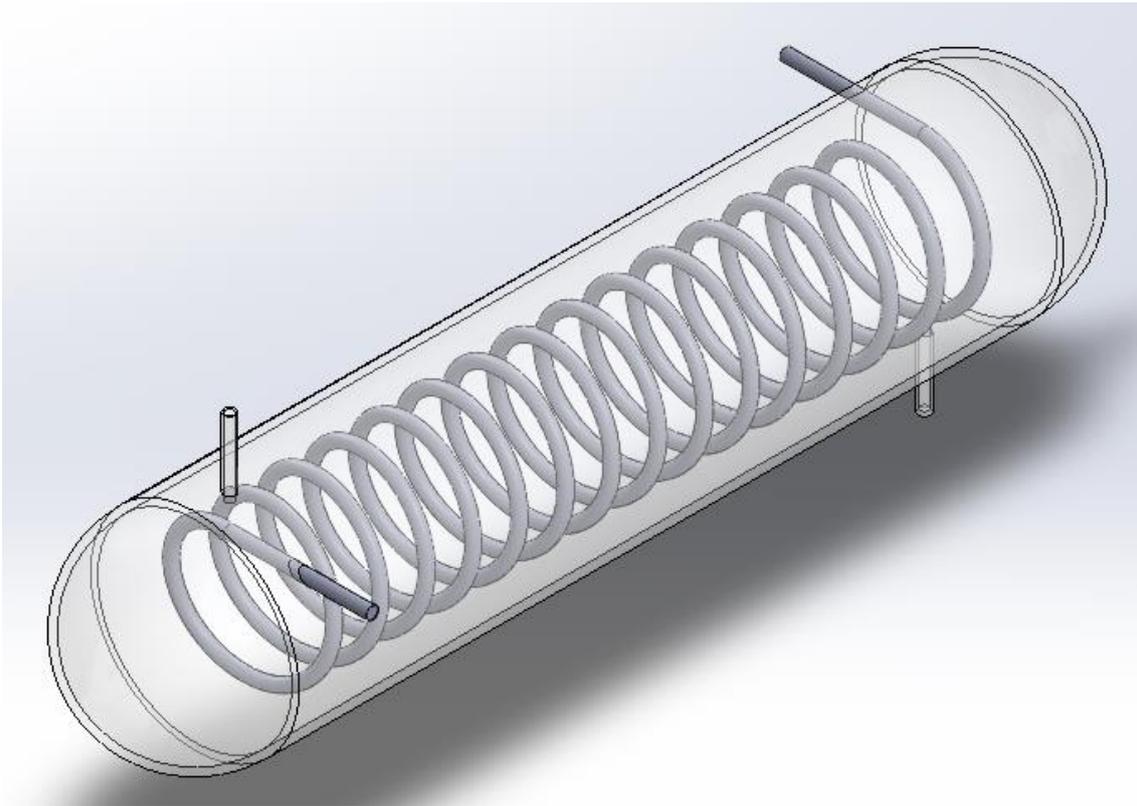


Ilustración 9. Nuevo diseño intercambiado con tapas semiesféricas vista interior

La decisión sobre cómo será la carcasa finalmente se tomará más adelante cuando se realice el estudio de flujo del proyecto.

11 Selección de materiales

Para la selección de materiales del intercambiador se ha separado en dos piezas, dado que estas deberán tener diferentes características. La primera de estas piezas es el serpentín, la función principal es la de intercambiar calor. La segunda pieza es la carcasa, la encargada de sellar y aislar el sistema del exterior.

11.1 Tubería

Cabe mencionar en este apartado que toda la tubería que utiliza originalmente el sistema es tubería de aluminio, tanto para la conducción de unos dispositivos a otros como para los serpentines del condensador y el evaporador.

Realizando una pequeña búsqueda sobre los materiales con mejor conducción térmica, se orienta rápidamente en metales y dentro de los metales con mejor conducción estos son algunos de los mejores:

- Plata

- Cobre
- Oro
- Aluminio

Otra característica que debe tener todo el intercambiador, no solo la tubería, sino todo el conjunto de tubería más carcasa es que debe ser ligero. En la siguiente tabla se comparará la conductividad térmica de los metales mencionados anteriormente respecto a su densidad y al precio que tienen actualmente (Durante la realización de esta memoria).

Material	Conductividad (W/(m·K))	Densidad (Kg/m ³)	Precio (€/Kg)
Plata	429	10490	642,21
Cobre	398	8966	8,48
Oro	315	19300	51.371,75
Aluminio	247	2700	1,8

Tabla 2. Conductividad, densidad y precio por peso de diferentes metales conductores

Como se ve en la tabla anterior, aunque el aluminio sea el material ya utilizado en la instalación es la mejor opción aun no siendo el mejor conductor. La plata y el oro al ser metales preciosos se descartan por su alto precio, mientras que el cobre se descarta por tener una densidad 232% mayor a la del aluminio aumentando esto considerablemente el peso y pudiendo perjudicar el ahorro de combustible final por parte del vehículo.

11.2 Carcasa

Para la carcasa el material que se busca ya no es un conductor sino un aislante para aislar la transferencia de calor entre el ambiente y el intercambiador. A su vez también se buscará que la carcasa sea lo más ligera posible.

Cuando se busca un material aislante y ligero las primeras opciones que aparecen en todas las búsquedas son materiales poliméricos. Estos son algunos de los siguientes que no están referidos a la construcción, sino que se podría hacer un cilindro.

- ABS
- PC
- PVC
- PE

Realizando una tabla como la anterior se comparará sus propiedades para ver cuál es la mejor opción. [17]

Material	Conductividad (W/(m·K))	Densidad (Kg/m ³)	Tg (°C)	Precio (€/Kg)
ABS	0,18	1070	110	2,22
PC	0,19-0,22	1200	150	1,94
PVC	0,16	1250-1500	80	1,13
PA6	0,23	1140	60	2,17
PA6-GF	0,23	1350	180	4,34

Tabla 3. Conductividad, densidad y precio por peso de diferentes polímeros no conductores

En cuanto a la densidad y la conductividad todos los polímeros estudiados tienen propiedades muy similares y todas compatibles con la función que deben desempeñar. La primera propiedad que descarta dos materiales es la transición vítrea, esta tanto para el PVC como para la PA6 es menor de 90°C que es la temperatura de trabajo de un MCI como el que tiene el vehículo estudiado. Los posibles materiales son el ABS, PC y PA6-GF, de estos se descarta el ABS, porque no es un material inflamable pero no consume la llama si esta se genera, lo que puede suponer un riesgo. Finalmente, entre el policarbonato y la poliamida reforzada con fibra de vidrio se decide utilizar el policarbonato por la diferencia de precio entre ambos. El PC supone un ahorro de un 55,3 % por cada kilo fabricado.

12 Estudio de fluidos del intercambiador

Para realizar el estudio del intercambiador se va a utilizar la herramienta Flow Simulation, esta herramienta está dentro del programa de diseño de SolidWorks. El diseño que se utiliza es el que se ha mostrado anteriormente, los datos de funcionamiento son los que aparecen en el documento de cálculos.

En esta simulación se quiere comprobar cuales son las temperaturas reales que se obtendrían en las salidas del intercambiador. El intercambiador cuenta con dos entradas. La primera entrada es la proveniente del condensador, esta cuenta con refrigerante a alta presión y temperatura. Y la segunda entrada es la proveniente del evaporador, esta contraria a la anterior cuenta con refrigerante a baja temperatura y presión. El objetivo es ver cuál es la temperatura real de salida de ambos fluidos.

Empezaremos con el fluido caliente, el fluido a la entrada del intercambiador se encuentra a 60°C, en la realización de cálculos teóricos se supuso que esta temperatura descendería hasta tener una temperatura a la salida de 45°C. Ahora se verán las dos variantes antes descritas de carcasa y como afectan al fluido dentro del serpentín.

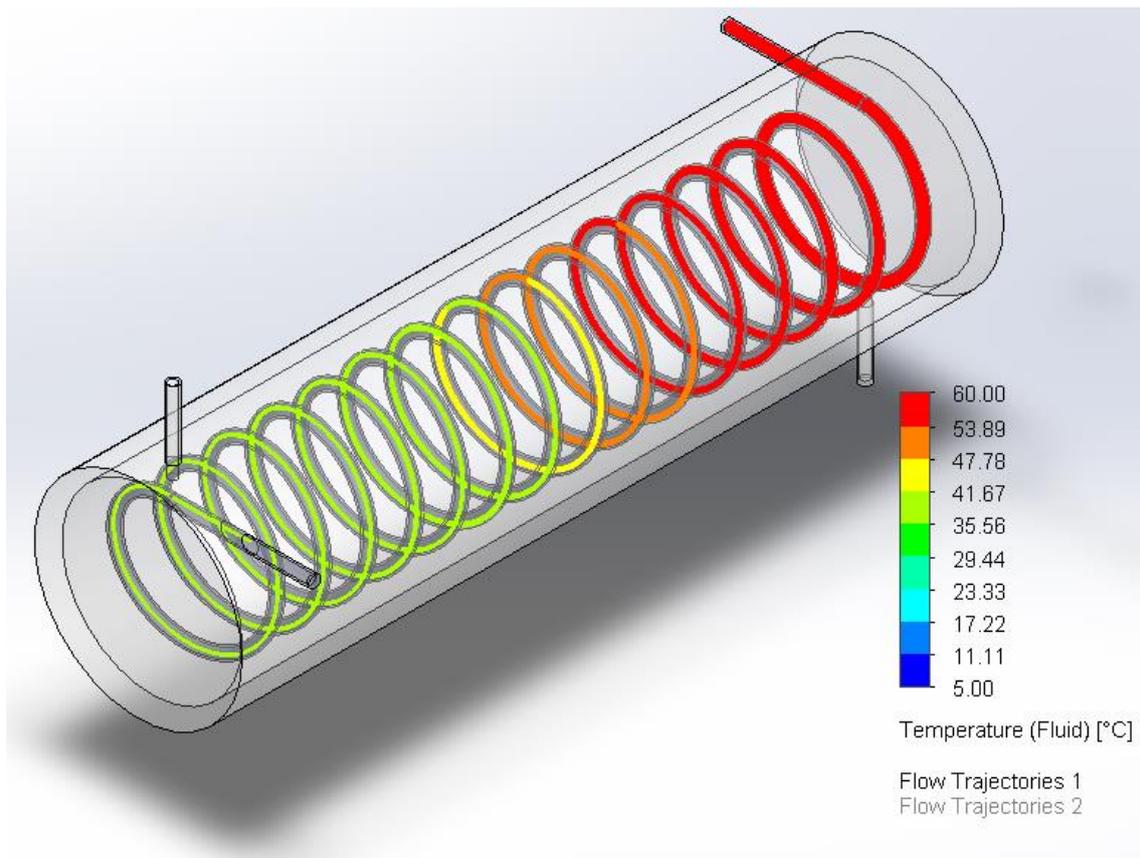


Ilustración 10. Estudio de temperatura fluido serpentín (carcasa plana)

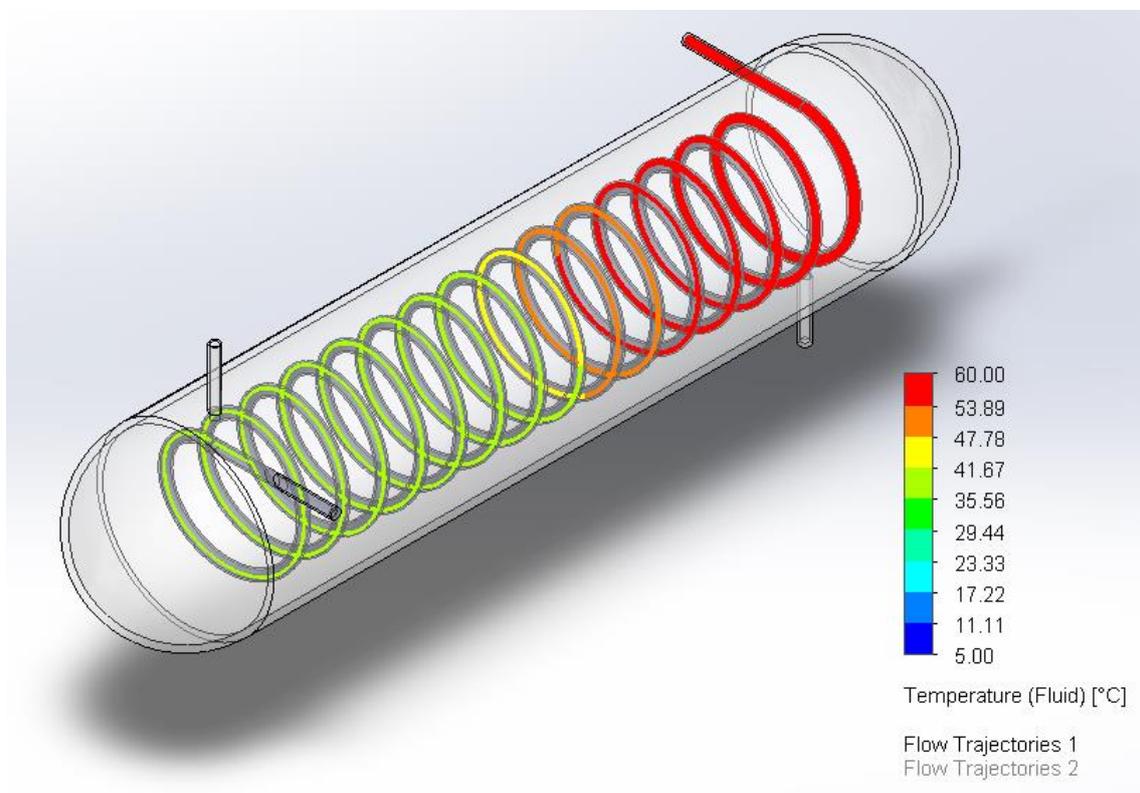


Ilustración 11. Estudio de temperatura fluido serpentín (carcasa semiesférica)

Como se ve en las imágenes anteriores el fluido entra a una temperatura de 60°C en ambos casos y desciende hasta una temperatura de 39,25°C con una carcasa de tapas planas mientras que con tapas curvas desciende hasta 37,3°C. La presión permanece constante en 19 bares en ambos casos ya que no hay ningún cambio en la sección de la tubería. Como se puede ver, la temperatura resultante esta 5,75°C y 7,7°C por debajo de la que se había supuesto con tapadera plana y semiesférica respectivamente, esto significa que el intercambiador funciona mejor de lo esperado.

En cuanto al fluido frío, en la siguiente imagen se muestra el recorrido por el interior del intercambiador.

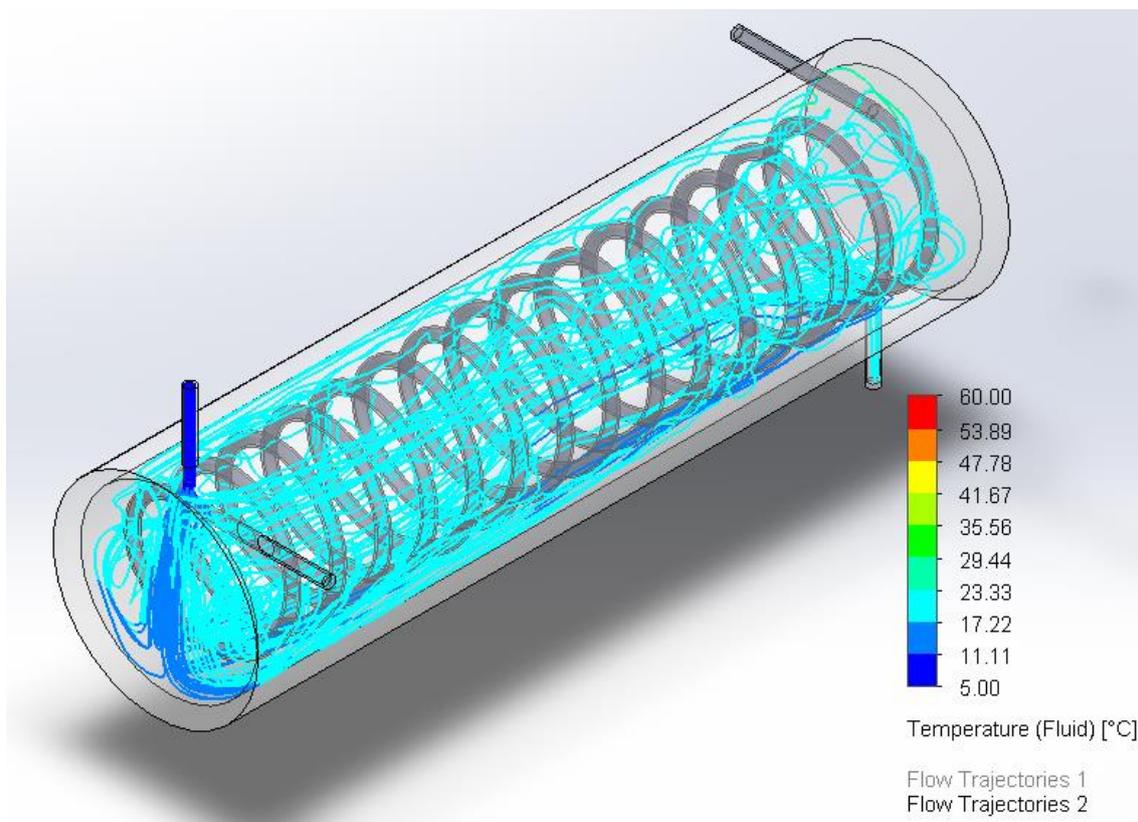
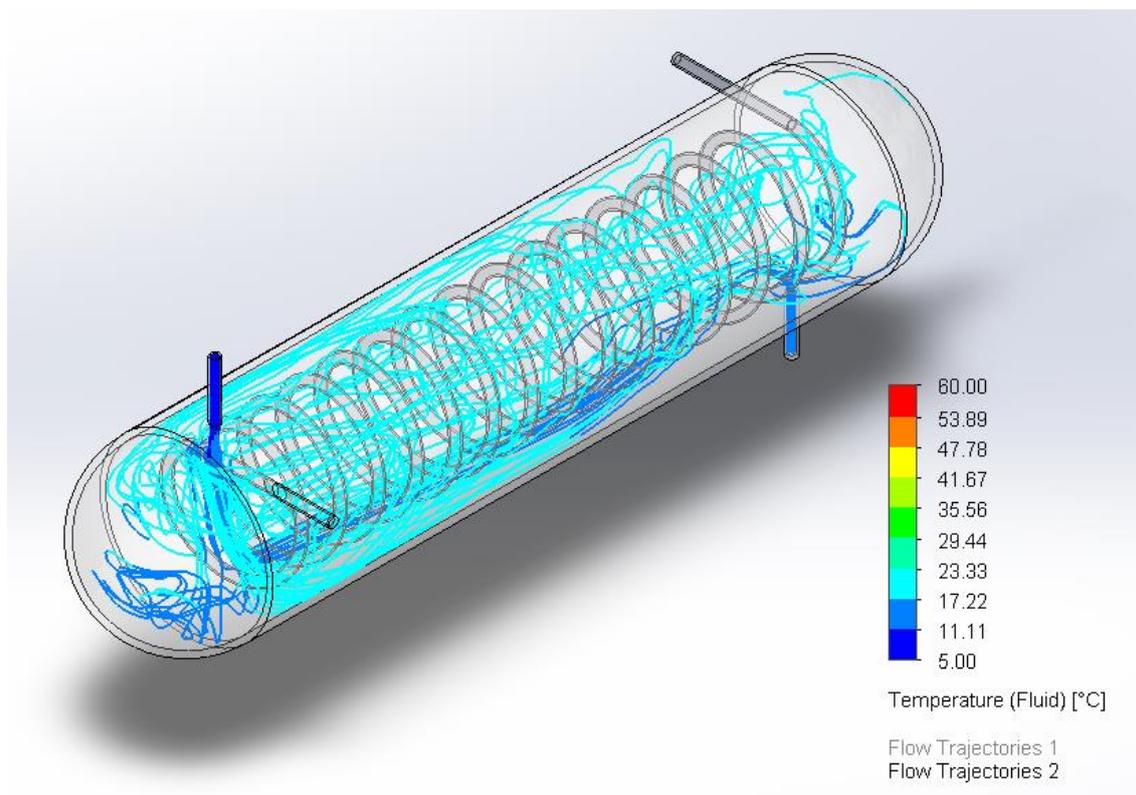


Ilustración 9. Estudio de temperatura carcasa plana-serpentín



Il·lustració 12. Estudio de temperatura carcasa semiesférica-serpentin

Vemos que la entrada se sitúa en la parte superior izquierda de la imagen, por donde entra refrigerante a una temperatura de 5°C, a la salida se registra la misma presión que a la entrada, 3 bares y una temperatura de 17,66°C y 16,67°C para las tapaderas planas y semiesféricas respectivamente, vemos que esta temperatura se queda por debajo de los 20°C supuestos anteriormente. Aun así, se considera buena la temperatura de salida del intercambiador.

Para este estudio de fluido se han aplicado los materiales a las piezas y se ha tenido en cuenta el efecto de la gravedad sobre el refrigerante.

Finalmente, tras haber calculado el rendimiento de ambos intercambiadores en el documento de cálculos, se elige como mejor alternativa el intercambiador con tapas planas por tener un mejor rendimiento y un menor tamaño, lo que supondría una mayor facilidad para su instalación.

13 Nuevo funcionamiento del sistema

En este apartado se compararán los resultados del cálculo del sistema con las temperaturas reales que se han obtenido del estudio de flujo del intercambiador. Con los valores obtenidos en el documento de cálculos se realiza la siguiente tabla.

	Sistema ideal	Sistema real
$\eta_{\text{Compresor}}$	0,6628	0,6347
$\eta_{\text{Evaporador}}$	0,8869	0,9047
$\eta_{\text{Condensador}}$	0,8343	0,9352
η_{Total}	0,4904	0,5370
Potencia frigorífica (kJ/s)	19,9767	20,8290
Consumo compresor (kJ/s)	8,6424	8,9154

Tabla 4. Comparativa entre suposición de cálculo y realidad de estudio de flujo

Como se ve en la anterior tabla el cambio en las temperaturas que se habían supuesto previamente afecta positivamente al sistema aumentando tanto el rendimiento general de este como la potencia frigorífica generada, mientras que afecta negativamente al consumo del compresor. Numéricamente vemos como el aumento del rendimiento general del sistema es de 4,66%. Pero volviendo a apartados anteriores se comprueba que este rendimiento es significativamente inferior al que tenía previamente el sistema original del vehículo, el que contaba con un rendimiento de un 62,21 %. A su vez la potencia frigorífica aumenta 0,8523 kJ/s, lo que no es demasiado significativo.

Uno de los objetivos de este proyecto es el consumo de combustible, ligado al consumo del compresor. Como vemos el consumo del compresor no están bueno como se preveía inicialmente. Idealmente se tenía un consumo de 8,6424 kJ/s, quedándose finalmente en un 8,9154 kJ/s realmente. Puede parecer que ya no supone una gran mejora, pero este resultado final debe ponerse en contexto y compararse con el consumo original del sistema de 10,3913 kJ/s. Por lo que la mejora sigue obteniendo una reducción de un 14,20 %.

14 Normativa nuevos refrigerantes

Actualmente en la unión europea está en vigor la normativa europea F-Gas 517/2014. Esta norma lleva en vigor el 1 de enero de 2015, el objetivo de esta norma es la progresiva reducción de emisiones mediante el control de uso de los gases fluorados de efecto invernadero, sustituyéndose por otro tipo de gases de menor PCA (Potencial de Calentamiento Atmosférico) antes del 2030.

A nivel nacional, fue la aplicación del Impuesto sobre los gases fluorados (artículo 5 de la Ley 16/2013), en vigor desde el 1 de enero de 2014, la que urgió a buscar alternativas al sector.

Recientemente el 1 de enero del 2022 entró en vigor la última prohibición de esta normativa [6]. Esta norma establece en su ANEXO III “Prohibiciones de comercialización” de:

- “Frigoríficos y congeladores para uso comercial (aparatos sellados herméticamente), que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150”.
- “Centrales frigoríficas multi compresor compactas, para uso comercial, con una capacidad valorada igual o superior a 40kW, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en que pueden emplearse gases fluorados de efecto invernadero con un PCA inferior a 1500”.

En estos momentos, las soluciones pasan por encontrar sinergias entre tecnologías. No va a haber una solución única como hasta ahora, dónde para cada tipo de instalación se utilizaba un refrigerante. Para una misma problemática habrá soluciones distintas combinando distintos tipos de instalaciones y sus componentes, con distintos tipos de refrigerantes.

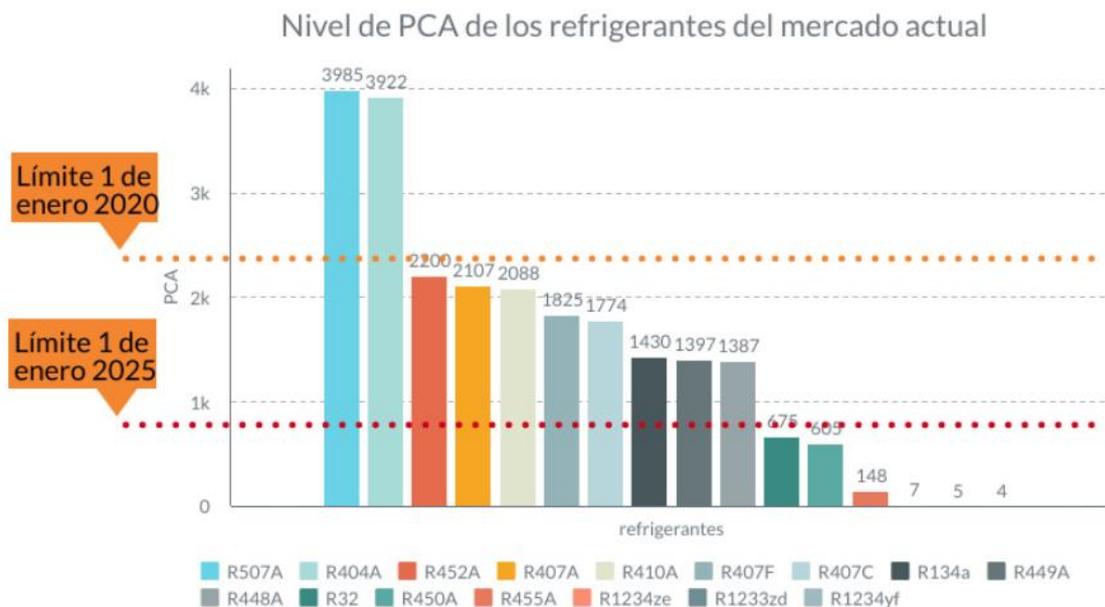


Ilustración 13. Gráfica niveles de PCA refrigerantes actuales

Como se ve en la gráfica anterior a partir del 1 de enero del 2020 no se podrá seguir utilizando el refrigerante R507A y el R404A. El gas del sistema objeto de este proyecto utiliza refrigerante R134a que cumple la actual normativa. También se observa en el gráfico cuándo es la nueva fecha de prohibición, el 1 de enero de 2025. Para el año 2025 el gas R134a junto con muchos otros dejará de cumplir con la normativa.

Por lo que el autor de esta memoria ha decidido realizar un cambio de refrigerante para intentar cumplir tanto con la actual normativa como con la futura actualización que ya está establecida.

15 Selección del refrigerante

Como se menciona en apartados anteriores la normativa F-Gas 517/2014 ha entrado en otra fase, durante la realización de esta memoria, quedan inutilizados dos refrigerantes. Esto no afectaría en nada al proyecto, ya que el actual refrigerante, el R134a continúa estando permitido. Pero el autor de esta memoria ha decidido cambiar el refrigerante por dos motivos, no utilizar un refrigerante que tiene fecha de caducidad (1 de enero de 2025) y a su vez poder seleccionar un refrigerante más respetuoso con el medio ambiente.

Por lo anteriormente mencionado quedan 6 alternativas al refrigerante actual que cumplen con la normativa solicitada en 2025. Estos refrigerantes son el R32, R450A, R455A, R1234ze, R1233zd y el R1234yf. El criterio de selección entre los anteriores refrigerantes será únicamente la similitud de características o mejora de estas respecto al R134a.

Primeramente, se deberán estudiar las propiedades físicas del R134a, estas se presentan en la siguiente tabla:

Propiedades físicas	R-134a	Unidades
Peso Molecular	102	g/mol
Punto ebullición a 1,013 bar	-26,2	°C
Temperatura crítica	101,1	°C
Presión crítica	40,67	Bar
Densidad líquido a 25 °C	1,206	kg/l
Presión de vapor a 25 °C	32,25	Bar
ODP	0,0	-

Tabla 5. Propiedades físicas refrigerante R-134a

Una vez conocidas estas propiedades físicas se deben conocer las propiedades de los refrigerantes sustitutos para poder comparar con el actual refrigerante.

Propiedades físicas	R32	R450A	R455A	R1234ze	R1233zd	R1234yf	Unidades
Peso Molecular	52,024	108,6	87500	114,0	130,5	114,0	g/mol
Punto ebullición a 1,013 bar	-51,7	-23,1	-52,1	-19,0	18,31	-29,4	°C
Temperatura crítica	78,35	104,4	85,6	109,4	165,6	94,7	°C
Presión crítica	58,16	38,2	46,6	36,36	35,73	33,81	Bar
Densidad líquido a 25 °C	0,9588	1,1654	1,0334	1,1597	1,263	1,092	kg/l
Presión de vapor a 25 °C	16,897	5,9	1,042	4,99	1,3	6,83	Bar
ODP	0	0	0	0	0	0	-

Tabla 6. Propiedades físicas refrigerantes R32, R450A, R455A, R1234ze, R1233zd y R1234yf

Tras estudiar los refrigerantes sustitutos, compararlos en las anteriores tablas y realizar una exhaustiva búsqueda. Se ve que el refrigerante R1233zd es el refrigerante con las mejores propiedades, a su vez durante la búsqueda se pudo corroborar que el sustitutivo natural de R134a es el R450A por la similitud en sus propiedades. Esta similitud ahorraría posibles problemas de funcionamiento de los dispositivos que actualmente funcionan con el gas R134a.

Pero ante la disyuntiva de que refrigerante elegir se decide realizar un estudio de flujo con ambos refrigerantes, ver que temperaturas y rendimiento alcanza el intercambiador y a su vez ver que influencia tiene estos cambios en el global del sistema.

Para el estudio de estos dos refrigerantes se repetirá el proceso que ya se ha llevado a cabo con el refrigerante original, por lo que se seguirá utilizando la herramienta Flow Simulation de Solidworks.

En esta tabla se puede comparar directamente las propiedades de ambos refrigerantes.

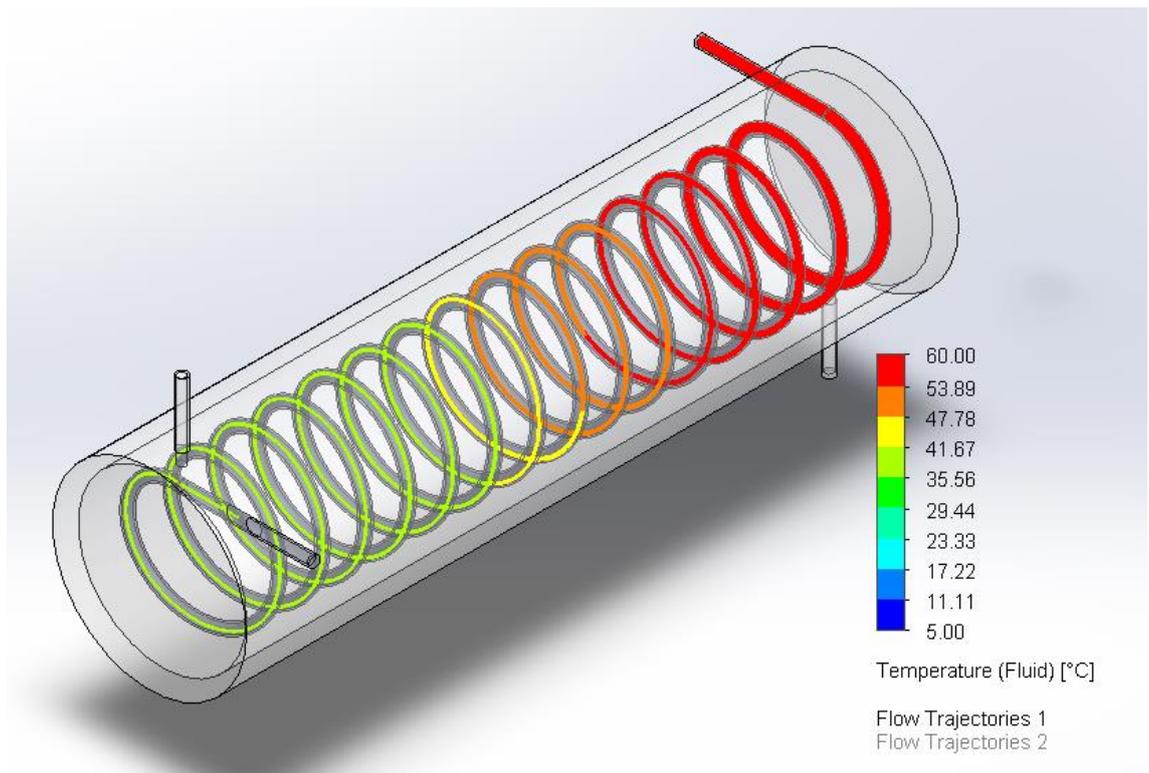
Propiedades físicas	R-134a	R450A	Unidades
Peso Molecular	102	108,6	g/mol
Punto ebullición a 1,013 bar	-26,2	-23,1	°C
Temperatura crítica	101,1	104,4	°C
Presión crítica	40,67	38,2	Bar
Densidad líquido a 25 °C	1,206	1,1654	kg/l
Presión de vapor a 25 °C	32,25	5,9	Bar
ODP	0,0	0	-

Tabla 7. Comparación de propiedades físicas entre refrigerantes R-134a y R450A

15.1 Estudio de flujo con refrigerante R450A

El gas refrigerante R450A es una mezcla HFC+HFO, azeotrópico, sustituto directo “drop-in” del R-134a en instalaciones existentes. Como todos los refrigerante HFC+HFO no daña la capa de ozono. Su clasificación de seguridad es A1 grupo L1, es decir, tiene baja toxicidad y no es inflamable.

En cuanto a su toxicidad, está considerado un gas poco tóxico en comparación con otros refrigerantes. Aun así, los vapores del R450A son más pesados que el aire y suelen acumularse cerca del suelo. Concentraciones atmosféricas muy altas pueden producir efectos anestésicos y asfixia. Altas exposiciones pueden ocasionar un ritmo cardíaco anómalo y pueden resultar repentinamente fatales. [16]



Il·lustració 14. Estudi temperatura serpentin R450A

En la anterior ilustración podemos ver como es el recorrido de refrigerante caliente R450A a través del serpentin. Como en los anteriores y todos los casos estudiados se supone la entrada a 60°C. En este caso la temperatura del refrigerante cae hasta los 39,96°C, como en los anteriores casos la temperatura es mejor que la supuesta inicialmente que estaba en los 45°C.

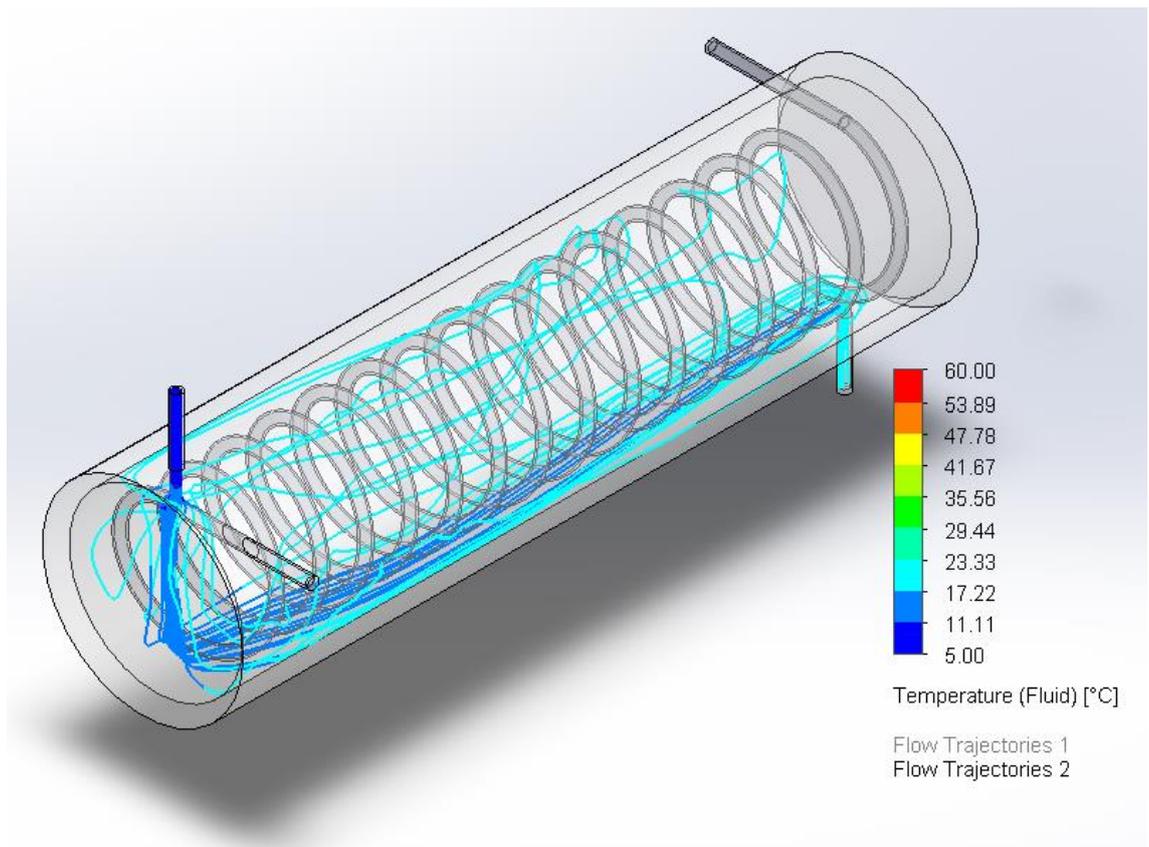


Ilustración 15. Estudio temperatura carcasa R450A

En la anterior imagen se ve el refrigerante atravesando la carcasa, se introduce el refrigerante a 5°C, el objetivo como en los anteriores casos es alcanzar los 20°C. Continuando con las similitudes de los anteriores casos, este tampoco alcanza la temperatura esperada y se queda en los 17,61°C, que es un resultado prácticamente igual al obtenido por el refrigerante R-134a.

15.2 Estudio de flujo con refrigerante R1233zd

El R-1233zd es un gas fluorado de la familia de las hidrofluorolefinas (HFO). Tiene un PCA muy bajo y baja presión. Es adecuado para nuevas instalaciones de climatización industrial y de edificios en los que se utiliza agua refrigerada o de fluidos intermedios en sistemas de gran potencia equipados de compresores centrífugos en los que se ha remplazado el R-123 y en instalaciones nuevas diseñadas para dicho fluido.

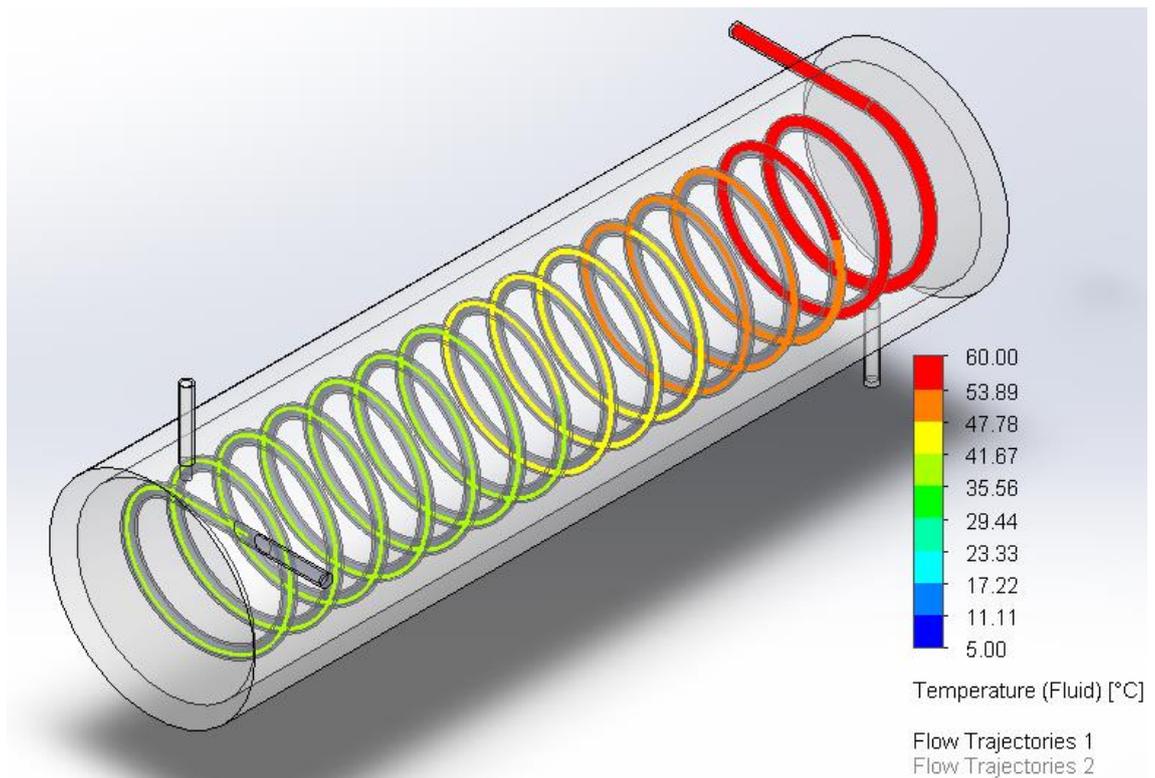
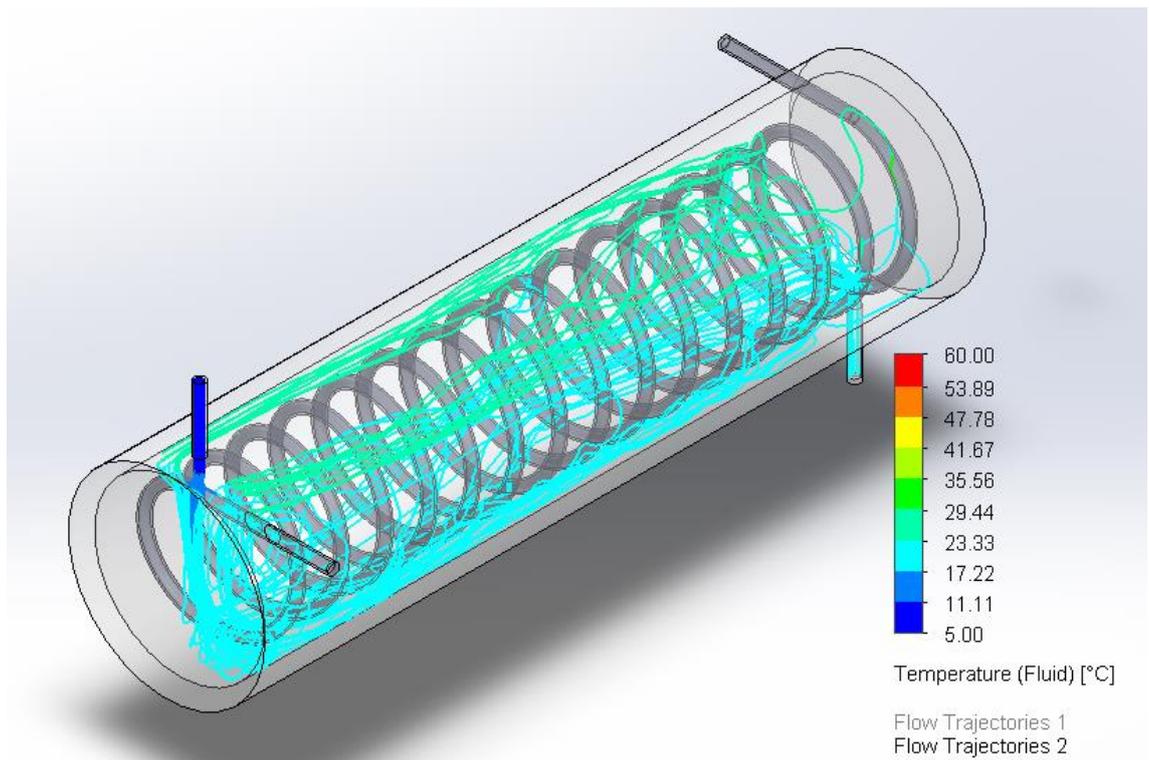


Ilustración 16. Estudio de temperatura serpentín R1233zd

En la anterior imagen podemos ver como es el recorrido de refrigerante caliente R1233zd a través del serpentín. La temperatura de entrada vuelve a situarse en 60°C descendiendo hasta los 39,86°C, la temperatura continúa siendo inferior a las 45°C que se suponían inicialmente, se encuentra una diferencia entre este refrigerante y el R450A de 0,10°C lo que es considerable despreciable.



Il·lustració 17. Estudi de temperatura carcasa R1233zd

En la anterior imagen se ve al refrigerante atravesando la carcasa, se introduce el refrigerante a 5°C, en el caso de este refrigerante se la temperatura aumenta hasta los 18,27°C. Esta temperatura supone una mejora respecto al refrigerante R-134a y al R450A.

A su vez también se puede apreciar como el líquido circula mejor por el interior de la carcasa ya que ocupa mayor superficie dentro de la misma, se puede apreciar la diferencia entre la circulación interior del refrigerante y la de los anteriores.

15.3 Conclusión

Tras haber realizado las simulaciones y realizar todos los cálculos del sistema con ambos refrigerantes, ya se puede tomar la decisión de que refrigerante es mejor sustituto.

En la siguiente tabla se van a comparar los valores obtenidos de los cálculos, en la tabla aparecen los resultados para el mismo sistema con intercambiador, pero con diferentes refrigerantes.

	R-134a	R450A	R1233zd
Rendimiento global del sistema	53,70	57,74	47,67
Potencia frigorífica (kJ/s)	20,829	19,3607	22,2370
Potencia consumida (kJ/s)	8,9154	8,8195	9,4565
EER	2,3363	2,1952	2,3515

Tabla 8. Comparativa de rendimientos en el sistema entre R-134a, R450A y R1233zd

En la tabla aparecen los valores que tiene el sistema con el refrigerante original, se puede ver que el refrigerante R450A tiene un mejor rendimiento global de los dispositivos, también es la alternativa con un menor consumo aunque su potencia frigorífica también es la menor entre las otras alternativas.

Por su parte el refrigerante R1233zd obtiene la mayor potencia frigorífica pero también el mayor consumo. El valor más importante a la hora de comparar dos sistemas frigoríficos es el EER, lo que verdaderamente compara su eficiencia. Por lo que si la decisión se tomará en función del EER obviamente se elegiría el R1233zd.

Pero para el objetivo de este proyecto se considera mucho más importante la reducción de potencia consumida, que la potencia frigorífica obtenida. El objetivo como tal es mantener la potencia frigorífica que ofrece el sistema original reduciendo la potencia consumida por el compresor, para que así la repercusión sea mayor en el consumo de combustible del vehículo.

Por lo que el refrigerante elegido es el R450A, no por ser el más eficiente sino por ser el que más reduce el consumo.

En la siguiente tabla se va a poner en perspectiva lo obtenido finalmente con la introducción del intercambiador y la elección del refrigerante en contraste con el sistema y refrigerante originales.

	Sistema original (R-134a)	Nuevo sistema (R450A)
Rendimiento global del sistema	62,21	57,74
Potencia frigorífica (kJ/s)	15,1374	19,3607
Potencia consumida (kJ/s)	10,3913	8,8195
EER	1,4567	2,1952

Tabla 9. Comparativa entre sistema original con nuevo sistema y refrigerante

En la anterior tabla es fácil ver la mejora obtenida del sistema, puede caber la duda de si realmente se mejora, ya que el rendimiento global del sistema es menor en el nuevo sistema, este rendimiento lo que representa es la eficiencia de los dispositivos. Este rendimiento se reduce ya que se fuerza el rendimiento de los dispositivos del sistema para obtener una reducción de consumos.

Pero realizando un análisis rápido de datos el rendimiento global del sistema baja en un 4,47%, también se reduce la potencia consumida en un 15,13%. Por su parte aumenta la potencia frigorífica en un 27,90% y el coeficiente de rendimiento energético se mejora hasta un 50,70%.

Visto estos datos se puede afirmar que se ha incrementado en gran medida la eficiencia del sistema y también se ha reducido considerablemente la potencia consumida de el mismo.

16 Afectación del peso

Como se ha mencionado en repetidas ocasiones a lo largo de esta memoria el objetivo prioritario es reducir el consumo de combustible del vehículo. Pero al modificar el sistema de producción del frío que incluía originalmente introduciendo un intercambiador de calor, también se está aumentando el peso en vacío del vehículo.

Este peso en vacío hace referencia a la masa del vehículo sin ningún tipo de carga, como podrían ser los pasajeros, el combustible o cualquier tipo de equipaje. En este apartado se va a estudiar cómo puede afectar el aumento de peso al consumo de combustible del vehículo.

La compañía de vehículos Toyota afirma que “cargar el vehículo con 100 kg repercute en el consumo del vehículo en un 1%”. Lo primero que se debe saber es el peso del intercambiador que se va a introducir. El peso total de este es de 32,16 kg, pero también es un factor a tener en cuenta el peso en vacío del propio vehículo que es de 1820 kg. [12]

La anterior mención de la compañía Toyota esta extraída de un artículo de la marca sobre como la carga del vehículo afecta al consumo, también se menciona que depende mucho de qué clase de vehículo se trate. En vehículos pequeños el efecto se ve mucho más pronunciado que en vehículos grandes, ya que este aumento está ligado a la propia masa del vehículo y en qué porcentaje se aumenta, por lo que se puede realizar una sencilla equivalencia.

El peso medio de un utilitario es de unos 1300 kg en promedio, por lo que un aumento de 100 kg supone un aumento del 7,7 % de la masa del vehículo. Para el caso de estudio que se está tratando en esta memoria, el intercambiador supone un aumento de peso del 1,8 %, muy por debajo de lo anterior visto y dado que la mejora realizada no afectaría a la aerodinámica del vehículo que es la parte más sensible al consumo de combustible se puede considerar el efecto de esta carga extra del vehículo como despreciable.

Comparando el peso que tiene el intercambiador con otros elementos del vehículo, se obtiene que un kit para cambiar una rueda (rueda temporal, gato hidráulico y llave) pesa alrededor de 25 Kg. Por lo que un peso de 32,16 kg no es demasiado elevado.

17 Estudio económico

En el siguiente apartado, se realizará un estudio económico de la adaptación del sistema de producción de frío del vehículo en cuestión. A través de los diferentes apartados se tratará la inversión que se ha de realizar, los costos de los componentes que incluyen el nuevo sistema respecto al anterior y la amortización de este cambio para poder así concluir la viabilidad del proyecto.

17.1 Costos

En el apartado de costes como en el apartado de inversión deben diferenciarse dos casos. Originalmente la idea de este proyecto como se especifica al principio de esta memoria es la introducción de una alternativa sobre un sistema ya existente. A su vez también se quiere comprobar la viabilidad en un vehículo que originalmente no contaba con un sistema de climatización

Para un vehículo que ya incorporaba el sistema original de climatización el único coste es la introducción del intercambiador de calor y la adaptación del sistema. Mientras que en el caso de un vehículo que no contaba con un sistema de producción de frío deberán constar como costes todos los dispositivos que forman dicho sistema más el intercambiador y la adaptación de todo el sistema.

Como se puede extraer del DOCUMENTO Nº4 PRESUPUESTO, el coste total del proyecto para un vehículo que contaba con sistema de producción de frío

originalmente es de 3.396,79 €. Para el caso de un vehículo que ya contaba con un sistema de producción de frío al anterior precio se le descontaría el precio de las piezas originales del sistema de climatización, las que tienen un coste total de 450,36 €, por lo que el precio final del proyecto en este caso sería de 2946,40 €.

17.2 Inversión

En este apartado de inversión se continúa considerando dos posibles variantes. En ambos casos se trata de un vehículo usado ya que el modelo y versión para el que se realiza el estudio es un vehículo antiguo aunque tenga versiones sucesorias más moderna, los dos casos continúan siendo los mismos, vehículos que ya cuentan con una vida de uso, y solo difieren en si cuentan o no con el original sistema de climatización. Como se ha especificado en el apartado anterior por el desglose de precios. El precio para cada uno de los casos es diferente.

17.3 Amortización

En este apartado se realizará la amortización del proyecto, la amortización de este proyecto viene producida por el ahorro de combustible que la mejora en el sistema estudiado supone para el vehículo. A su vez, dependerá de cuántos kilómetros tiene el vehículo en el momento de su instalación y los kilómetros que es necesario recorrer para recuperar la inversión.

Para saber el ahorro que esta mejora de sistema implica en el vehículo se debe volver a la tabla 5 del DOCUMENTO Nº3 CÁLCULOS, en la que se analiza el ahorro del combustible que esto supone en el vehículo. Este ahorro es de 0,1916 L/100 Km. Pero para ver lo que esto supondría en dinero, tomamos un precio medio del diésel del año 2021. El precio medio del diésel en el año 2021 fue de 1,345 €/L. Esto supone un ahorro de 0,2577 €/100 Km o lo que es lo mismo 0,0026 €/Km. Por lo que realizando un sencillo cálculo podemos saber los kilómetros que es necesario recorrer para amortizar la inversión inicial.

Continuando con los dos casos anteriormente descritos, vemos que para el caso de que el vehículo no cuente con sistema de climatización originalmente la amortización requerirá de más kilómetros al haberse realizado una inversión mayor, esta amortización se realiza en 1.318.118 Km. En el segundo caso, en el que el vehículo ya contaba con el sistema de climatización original, la inversión es menor por lo que la amortización se realizará antes, en un total de 1.143.345 Km.

18 Conclusiones

En conclusión, si atendemos a los objetivos que se habían fijado previamente al inicio de esta investigación que están plasmados al comienzo de esta memoria, se ve que el objetivo de reducir el consumo del sistema de producción de frío se cumple, y esto repercute en el consumo de combustible del vehículo, como se detalla anteriormente el consumo de combustible del vehículo se reduce en un 1,19%, esto no solo implica un ahorro para el propietario sino una menor cantidad de emisiones para el medio ambiente. Por lo que dicho esto se puede concluir que la parte técnica del proyecto obtiene un resultado satisfactorio.

En cuanto a la parte económica, se ha estudiado los costes que implicaría la realización del intercambiador de calor necesario para obtener la mejora previamente mencionada. A su vez se estudia la amortización de la inversión en diferentes casos de estudio. En ninguno de los anteriores casos la amortización es viable, esto se produce por dos factores principalmente, la vida útil de un vehículo diésel que según los fabricantes se estima en una media de 300.000 km, como se ve en el apartado anterior las amortizaciones están alrededor de 1.000.000 km, esta cantidad de kilómetros no es propia de un utilitario sino de un vehículo de trabajo como un camión. El segundo factor es que el número de kilómetros de la amortización es con el sistema de climatización activado, por lo que los kilómetros en los que el compresor no está activado no cuentan para el computo de kilómetros de la amortización.

Si realizamos ingeniería inversa en el apartado de la amortización obtenemos que el coste de este proyecto no debería superar los 1.000 €, con el coste que se obtiene del DOCUMENTO Nº5 PRESUPUESTO de 3.396,79 € vemos que se esta lejos de este objetivo. Por lo que habría que buscar otro tipo de alternativa al proceso productivo, esta alternativa deberá ser la producción de este sistema en serie para que el precio por unidad se vea reducido significativamente.

Por lo que finalmente se puede concluir que el proyecto supone una mejora para el sistema de producción de frío de este vehículo. Pero también se demuestra que económicamente con la producción de una única unidad es elevado, con lo que no se obtiene una recuperación de la inversión. Por lo que la realización de este proyecto y su aplicación a la realidad no es viable.

19 Bibliografía

[1] MINISTERIO DE AGRICULTURA Y PESCA, ALIMENTACIÓN Y MEDIO AMBIENTE. Normativa medioambiental sobre sistemas frigoríficos en climatización de vehículos.

(https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/5_nota_informativa_sobre_climatizacion_vehiculos_tcm30-432097.pdf)

[2] EUR-LEX. Directiva de emisiones procedentes de la producción de frío en vehículos.

(<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/?uri=LEGISSUM%3A124280>)

[3] MOTORYRACING. Historia del aire acondicionado en el vehículo.

(<https://www.motoryracing.com/coches/noticias/la-interesante-historia-del-aire-acondicionado-automotriz/>)

[4] NISSENS. Catálogo de componentes del sistema de climatización

(<https://catalogue.nissens.com/Product>)

[5] MECÁNICOAUTOMOTRIZ. Manual de capacitación de Toyota para el sistema de aire acondicionado.

(<https://www.mecanicoautomotriz.org/1023-manual-capacitacion-sistema-aire-acondicionado-automatico-toyota>)

[6] CALORYFRIO. Descripción de la normativa sobre nuevos refrigerantes.

(<https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/evolucion-futuro-refrigeracion-gases-refrigerantes.html>)

[7] BLOGSPOT. Curva Par-Potencia del BMW X3 2.0d 150CV.

(<http://bmw-x3.blogspot.com/2011/05/curva-de-potencia-del-x3-20d-150-cv.html>)

[8] UPV. Rúbrica del TFG en la EPSA.

(http://www.epsa.upv.es/docus/170_rubricas_TFG_es.pdf)

[9] UPV. Criterio de evaluación del TFG en la EPSA.

(http://www.epsa.upv.es/docus/170_evaluacion_TFG_es.pdf)

[10] YOUTUBE. Curso de aprendizaje de SolidWorks Flow Simulation.

(https://www.youtube.com/watch?v=_giyISM5pp8)

- [11] ETHERMO. Software online para el cálculo de puntos termodinámicos.
(<http://www.ethermo.us/ShowDetail3222.htm>)
- [12] TOYOTA. Afectación del peso en el consumo del vehículo.
(<https://www.toyotaofcolchester.com/blogs/901/car-blog/how-much-weight-can-your-vehicle-carry/>)
- [13] GRIFFON. Compra del adhesivo PVC para la carcasa.
(<http://www.griffon.es/es-es/products/838-adhesivos-de-pvc/product/389-pvc-gel/>)
- [14] GRIFFON. Compra silicona sellante para las juntas del intercambiador.
(<http://www.griffon.es/es-es/products/889-masillas-de-silicona/product/1844-silicone-sealant-s-100/>)
- [15] ALPINOCLIMA. Información sobre el vaso de expansión.
(<https://alpinoclima.es/vasos-de-expansion/>)
- [16] GASSERVEI. Ficha técnica del gas R450A.
(<https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-450a-gas-servei-sa.pdf>)
- [17] CAIROSTUDIO. Propiedades ABS y PC.
(<https://cairosestudio.com/polimeros-para-modelado-por-deposicion-fundida-fdm/>)

DOCUEMENTO N°3
CALCULOS

ÍNDICE

1	Introducción a los calculos	45
2	Cálculo del flujo másico requerido.....	45
2.1	Intercambio térmico en el condensador.....	46
2.2	Intercambio térmico en el evaporador	46
2.3	Gasto másico Refrigerante R-134a.....	46
3	Estudio rendimiento sistema original	46
4	Cálculo de rendimientos de las alternativas	48
4.1	Sistema con intercambiador	48
4.2	Sistema en “cascada”	49
5	Cálculo de la carga térmica de refrigeración.....	50
5.1	Sistema original	51
5.2	Sistema con intercambiador	51
5.3	Sistemas en cascada.....	51
6	Rendimiento real del intercambiador	51
7	Cálculo de rendimiento tras estudio de flujo.....	52
8	Rendimientos del intercambiador con el cambio de refrigerante.....	53
8.1	Rendimiento del intercambiador (R450A)	53
8.2	Rendimiento del intercambiador (R1233zd).....	53
8.3	Rendimiento del sistema (R450A).....	54
8.4	Rendimiento del sistema(R1233zd)	55
9	Comparativa consumos del vehículo	56

INDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1.	Diagrama de Mollier refrigerante R-134a	45
Ilustración 2.	Grafica potencia par BMW X3 2.0D.....	56

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Puntos característicos del sistema con intercambiador.....	48
Tabla 2.	Puntos característicos sistema en cascada.....	49
Tabla 3.	Puntos característicos del sistema tras estudio de flujo	52
Tabla 4.	Revoluciones-Velocidad-Consumo BMW X3 2.0D.....	57
Tabla 5.	Comparativa de consumo entre sistemas antiguo-nuevo.....	58

1 Introducción a los cálculos

En este documento se recogen todos los cálculos realizados a lo largo del proyecto, tanto cálculos iniciales que son globales a todos los apartados como cálculos más específicos de cada apartado.

Inicialmente todos los cálculos se realizaron en sucio para poder realizar una estimación de valores y comprobar si la mejora supuesta se corroboraba. Estos cálculos termodinámicos se realizaron utilizando el diagrama de Mollier, este diagrama es fácil de utilizar y a su vez te permite optimizar los valores viendo el dibujo del circuito plasmado sobre el diagrama.

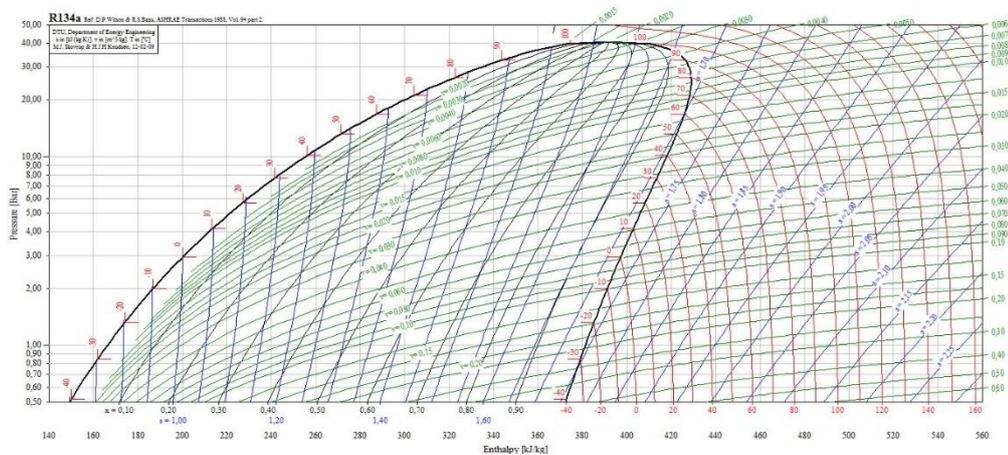


Ilustración 18. Diagrama de Mollier refrigerante R-134a

Posteriormente se han ajustado todos los valores utilizando un software libre disponible en internet llamado eThermo. El software de eThermo no solo se ha utilizado para conocer las entalpías de los puntos característicos de los diferentes sistemas, también se ha utilizado para poder recrear en SolidWorks el funcionamiento de los nuevos refrigerantes. El software de Solidworks requiere que se le introduzcan tablas de valores de densidad, viscosidad dinámica, cp y conductividad térmica en función de la temperatura.

2 Cálculo del flujo másico requerido

En este apartado se calculará el flujo masico de refrigerante necesario, para ello se tomarán unos datos de partida. Se supondrá que el sistema en cuestión funcionará en Alcoy, provincia de Alicante, España. También se supondrá que es un día de verano donde la temperatura ambiente será de 40°C. Se suponen estas condiciones porque es una situación en la que se utilizaría la climatización del vehículo.

$$Temp. ambiente = 40^{\circ}C = 313K$$

$$Altura Alcoy = 562 m$$

$$\text{Presión atmosférica} = 710 \text{ mmHg} = 94753 \sim 95000 \text{ Pa}$$

$$\text{Caudal de aire max. requerido} = 500 \text{ m}^3/\text{h} = 0,139 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\rho_{\text{aire Alcoy}} = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{95.000}{287 \cdot 313} = 1,058 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Gasto másico} = \dot{m} = \rho \cdot V = 1,058 \cdot 0,139 = 0,147 \text{ kg/s}$$

2.1 Intercambio térmico en el condensador

En este apartado se calculará el calor disipado por el aire que atraviesa el condensador.

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_f - T_i) = 0,147 \cdot 1004 \cdot (353 - 313) = 5903,45 \text{ W} = 5,903 \text{ kW}$$

2.2 Intercambio térmico en el evaporador

En este apartado se calculará el calor absorbido por el aire que atraviesa el evaporador.

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_i - T_f) = 0,147 \cdot 1004 \cdot (318 - 283) = 5165,58 \text{ W} = 5,166 \text{ kW}$$

2.3 Gasto másico Refrigerante R-134a

En este apartado una vez calculado el calor que debe disipar el condensador y sabiendo las temperaturas de entrada y salida del refrigerante a través del condensador, se calculará el gasto másico de refrigerante necesario a través del sistema.

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_f - T_i) \rightarrow \dot{m} = \frac{Q_{\text{cond}}}{c_p \cdot (T_f - T_i)} = \frac{5903,45}{852 \cdot (383 - 333)} = 0,131 \text{ kg/s}$$

3 Estudio rendimiento sistema original

Para calcular el rendimiento del sistema, se ha optado por calcular el rendimiento de los diferentes dispositivos que componen el sistema. Se calculará el rendimiento del evaporador, condensador y compresor. El rendimiento del vaso de expansión no se calcula ya que no se puede calcular como tal, dado que no tiene un punto ideal para poder comparar las características de presión, temperatura y entalpía obtenidas.

Para el cálculo del rendimiento de estos dispositivos, se calcularán mediante las entalpías de los diferentes puntos que arriba se han mencionado, estos puntos reales se comparan con los puntos que se deberían obtener de forma teórica y así saber el nivel de eficiencia de dicho dispositivo.

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1	3	5	402,8863	1,7408
2	20	110	482,2093	1,8471
3	19	60	287,3336	1,2437
4	3	0	287,3336	-

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1s	3	0,6721	398,9952	1,7267
2s	20	89,2727	457,49	1,7408
3s	20	67,4808	299,953	1,3209
4s	3	0,6721	287,3336	-

$$\eta_{compresor} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{457,49 - 402,8863}{482,2093 - 402,8863} = 0,6884$$

$$\eta_{condensador} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{299,953 - 482,2093}{287,3336 - 482,2093} = 0,9352$$

$$\eta_{evaporador} = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} = \frac{398,9952 - 287,3336}{402,8863 - 287,3336} = 0,9663$$

Pero el rendimiento total del sistema será el rendimiento combinado de los anteriores dispositivos.

$$\eta_T = \eta_{compresor} \cdot \eta_{condensador} \cdot \eta_{evaporador} = 0,6884 \cdot 0,9352 \cdot 0,9663 = 0,6221$$

Por lo que el rendimiento al que trabaja el sistema original del vehículo es del 62,21 %.

Aparte del rendimiento, con estos datos podemos calcular otras cifras de interés, como la potencia frigorífica y la potencia consumida por el compresor:

$$Q_a = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = 0,131 \cdot (402,8863 - 287,3336) = 15,1374 \text{ kJ/s}$$

$$W_{Compresor} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0,131 \cdot (482,2093 - 402,8863) = 10,3913 \text{ kJ/s}$$

4 Cálculo de rendimientos de las alternativas

4.1 Sistema con intercambiador

Para el cálculo del rendimiento de esta variante se utilizará el mismo procedimiento utilizado para el sistema original del vehículo. Se definirán los puntos característicos y se les darán unos valores de presión y temperatura, para trabajando sobre el diagrama de Mollier conocer su entalpía. Para esta variante vemos que los puntos ya no son 4 sino 6, y son los siguientes:

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1	3	20	416,2366	1,7876
2	20	110	482,2093	1,8471
3	19	60	287,3336	1,2437
4	19	45	263,7428	1,2113
5	3	0	263,7428	
6	3	5	402,8863	1,7408

Tabla 10. Puntos característicos del sistema con intercambiador

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1s	3	0,6721	398,9952	1,7267
2s	20	91,2875	459,9613	1,7876
3s	20	67,4808	299,953	1,3209
4s	20	67,4808	299,953	1,3209
5s	3	0,6721	263,74	-
6s	3	0,6721	398,9952	1,7267

Como vemos en la anterior tabla los puntos 3 y 6, que se corresponden con las entradas al intercambiador de calor no tienen la entalpía definida. La entalpía en estos puntos puede definirse sobre el diagrama, pero no es necesario para los cálculos que se van a realizar:

$$\eta_{compresor} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{459,9613 - 416,2366}{482,2093 - 416,2366} = 0,6628$$

$$\eta_{condensador} = \frac{h_{4s} - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{299,953 - 482,2093}{263,7428 - 482,2093} = 0,8343$$

$$\eta_{evaporador} = \frac{h_{1s} - h_5}{h_1 - h_5} = \frac{398,9952 - 263,7428}{416,2366 - 263,7428} = 0,8869$$

Por lo que el rendimiento del sistema quedará definido de la siguiente forma:

$$\eta_T = \eta_{compresor} \cdot \eta_{condensador} \cdot \eta_{evaporador} = 0,6628 \cdot 0,8343 \cdot 0,8869 = 0,4904$$

La potencia frigorífica y la potencia consumida por el compresor son las siguientes:

$$Q_a = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_5) = 0,131 \cdot (416,2366 - 263,7428) = 19,9767 \text{ kJ/s}$$

$$W_{\text{Compresor}} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0,131 \cdot (482,2093 - 416,2366) = 8,6424 \text{ kJ/s}$$

En los anteriores cálculos no se tiene en cuenta el intercambiador, pero el intercambiador es un intercambiador contracorriente. El intercambiador viene definido por las siguientes dos ecuaciones:

$$q_{\text{caliente}} = \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{fs})$$

$$q_{\text{frío}} = \dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot (T_{cs} - T_{fe})$$

En el caso de este intercambiador como tanto el fluido caliente como el frío son el mismo, el c_{p_c} y el c_{p_f} son iguales al tratarse del mismo fluido, y como es un circuito de fluido cerrado el gasto másico para ambos fluidos es a su vez iguales. Atendiendo a la teoría de que el calor cedido por el fluido caliente es igual al absorbido por el fluido frío, se igualan las dos ecuaciones anteriores y eliminando como se ha mencionado los anteriores parámetros, se obtiene que los intervalos de temperatura entre la entrada y la salida de un fluido deben ser iguales en magnitud a los del otro fluido

4.2 Sistema en “cascada”

Para el cálculo del rendimiento de la variante de dos sistemas en cascada se utiliza el mismo procedimiento que con las dos variantes anteriores pero teniendo en cuenta que se cuenta con un compresor más, y en el caso del intercambiador se tratará de la misma forma que en el apartado anterior al tener las mismas condiciones.

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg·K)
1	1,5	7	408,3357	1,8135
2	6	75	462,7801	1,8803
3	6	18	224,6687	1,0866
4	1,5	-20	224,6687	-
5	5	60	449,6421	1,8555
6	20	110	482,2093	1,8471
7	19	60	287,3336	1,2837
8	5	15	287,3336	-

Tabla 11. Puntos característicos sistema en cascada

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1s	1,5	-17,1323	388,3214	1,7388
2s	6	51,9344	440,304	1,8135
3s	6	21,5717	229,6825	1,1037
4s	1,5	-17,1323	224,6687	-
5s	5	15,7346	407,4714	1,7197
6s	20	99,9793	470,4227	1,8555
7s	20	67,4808	299,953	1,3209
8s	5	15,7346	287,336	-

En la tabla los puntos 2, 3, 5 y 8 se corresponden con las entradas y salidas del sistema de baja y alta presión respectivamente, pero a diferencia del caso anterior se necesita conocer la entalpía de alguno de estos puntos para conocer el rendimiento de ciertos dispositivos.

$$\eta_{compresorBaja} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{440,304 - 408,3357}{462,7801 - 408,3357} = 0,5872$$

$$\eta_{compresorAlta} = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} = \frac{485,4227 - 449,6421}{482,2093 - 449,6421} = 0,6381$$

$$\eta_{condensador} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} = \frac{299,953 - 482,2093}{287,3336 - 482,2093} = 0,9352$$

$$\eta_{evaporador} = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} = \frac{388,3214 - 224,6687}{408,3357 - 224,6687} = 0,8910$$

Una vez conocido los anteriores rendimientos se puede conocer la eficacia general de sistema:

$$\eta_T = \eta_{compresorBaja} \cdot \eta_{compresorAlta} \cdot \eta_{condensador} \cdot \eta_{evaporador} =$$

$$0,5872 \cdot 0,6381 \cdot 0,9352 \cdot 0,8910 = 0,3122$$

La potencia frigorífica y la consumida por el compresor son las siguientes:

$$Q_a = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = 0,131 \cdot (408,3357 - 224,6687) = 24,0604 \text{ kJ/s}$$

$$W_{Compresor} = \dot{m}_r \cdot ((h_2 - h_1) + (h_6 - h_5)) =$$

$$0,131 \cdot ((462,7801 - 408,3357) + (482,2093 - 449,6421)) = 11,3985 \text{ kJ/s}$$

5 Cálculo de la carga térmica de refrigeración

En este apartado se calculará el EER de cada sistema, o lo que es lo mismo su rango de eficiencia cuándo el sistema enfría

El “Energy Efficiency Ratio” viene definido por la siguiente ecuación

$$EER = \frac{\text{Potencia}_{\text{Frigorífica}}}{\text{Potencia}_{\text{Consumida}}}$$

Tras haber calculado en todos los apartados la potencia frigorífica y la potencia consumida se puede saber fácilmente el coeficiente de eficiencia energética de cada sistema

5.1 Sistema original

$$EER = \frac{15,1374}{10,3913} = 1,4567$$

5.2 Sistema con intercambiador

$$EER = \frac{19,9767}{8,6424} = 2,3115$$

5.3 Sistemas en cascada

$$EER = \frac{24,0604}{11,3985} = 2,1108$$

6 Rendimiento real del intercambiador

Para ver cuál ha sido el rendimiento del intercambiador según la simulación, se ha de volver a mencionar como se había supuesto el intercambiador ideal.

$$q_{\text{caliente}} = \dot{m}_c \cdot cp_c \cdot (T_{ce} - T_{fs})$$

$$q_{\text{frío}} = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot (T_{cs} - T_{fe})$$

Como se vio anteriormente con estas fórmulas, al tener el mismo flujo másico y el mismo factor cp el calor transmitido por el fluido caliente debía ser igual al absorbido por el fluido frío. Esto resultaba en que el intervalo térmico entre la salida y la entrada de ambos fluidos debía ser de la misma magnitud. Inicialmente se dieron saltos de 15°C, el fluido caliente pasaba de 60°C a 45°, y a su vez el fluido frío iría desde los 5°C a los 20°C. Con estos saltos se podía afirmar que el rendimiento del intercambiador era ideal.

Tras realizar las simulaciones y conocer las temperaturas de salida de ambos fluidos se puede ver cuáles son los nuevos saltos térmicos.

Carcasa tapas planas:

El fluido caliente pasa de una temperatura de 60° a 39,25°C, mientras el fluido frío pasa de una temperatura de 5° a 17,66°C. Siguiendo el mismo criterio se observa lo siguiente.

$$\eta_o = \frac{\Delta T_{\text{fluido frío}}}{\Delta T_{\text{fluido caliente}}} = \frac{(45 - 5)}{(60 - 15)} = \frac{40}{40} = 1$$

$$\eta = \frac{\Delta T_{\text{fluido frío}}}{\Delta T_{\text{fluido caliente}}} = \frac{(39,25 - 5)}{(60 - 17,66)} = \frac{34,25}{42,34} = 0,8089$$

Aplicar esto, implica que se obtiene un rendimiento del intercambiador de un 80,89%.

Carcasa tapas semiesféricas:

El fluido caliente en esta variante va de una temperatura inicial de 60° a 37,3°C, mientras el fluido frío pasa de una temperatura de 5° a 16,67°C. Aplicando la misma formula obtenemos lo siguiente.

$$\eta = \frac{\Delta T_{\text{fluido frío}}}{\Delta T_{\text{fluido caliente}}} = \frac{(37,3 - 5)}{(60 - 16,67)} = \frac{32,30}{43,33} = 0,7454$$

Vemos que el rendimiento de esta variante es de 74,54%.

7 Cálculo de rendimiento tras estudio de flujo

En este apartado se recalculará el rendimiento del sistema de producción de frío con el intercambiador, esta vez se utilizarán los datos que se han obtenido del estudio de flujo para ajustar los valores de rendimiento y consumo del compresor a lo obtenido según la simulación.

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1	3	17,66	414,1526	1,7804
2	20	110	482,2093	1,8471
3	19	60	287,3336	1,2837
4	19	39,25	255,1526	1,184
5	3	0	255,1526	-
6	3	5	402,8863	1,7408

Tabla 12. Puntos característicos del sistema tras estudio de flujo

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1s	3	0,6721	398,9952	1,7267
2s	20	89,1551	457,3451	1,7804
3s	20	67,4804	299,953	1,3209
4s	20	67,4804	299,953	1,3209
5s	3	0,6721	255,1526	-
6s	3	0,6721	398,9952	1,7267

Con las entalpías de la tabla anterior se calculará como en apartados anteriores el rendimiento de los sistemas.

$$\eta_{compresor} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{457,3451 - 414,1526}{482,2093 - 414,1526} = 0,6347$$

$$\eta_{condensador} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{299,953 - 482,2093}{287,3336 - 482,2093} = 0,9352$$

$$\eta_{evaporador} = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} = \frac{398,9952 - 255,1526}{414,1526 - 255,1526} = 0,9047$$

$$\eta_T = \eta_{compresor} \cdot \eta_{condensador} \cdot \eta_{evaporador} = 0,6347 \cdot 0,9352 \cdot 0,9047 = 0,5370$$

Por lo que el rendimiento total del sistema es de 53,70%. Los valores de potencia frigorífica y potencia consumida son las siguientes:

$$Q_a = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = 0,131 \cdot (414,1526 - 255,1526) = 20,829 \text{ kJ/s}$$

$$W_{Compresor} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0,131 \cdot (482,2093 - 414,1526) = 8,9154 \text{ kJ/s}$$

8 Rendimientos del intercambiador con el cambio de refrigerante.

En este apartado se calcularán los dos refrigerantes alternativos al original, calculándose por separado como afecta este cambio al trabajo del intercambiador y al trabajo de todo el sistema. Una vez obtenidos estos datos se decidirá el refrigerante sustituto a utilizar.

8.1 Rendimiento del intercambiador (R450A)

Se repetirá el proceso seguido inicialmente con el intercambiador y el refrigerante R-134a para calcular el rendimiento del intercambiador con este nuevo refrigerante.

Los datos obtenidos de la simulación son los siguientes, el fluido caliente descende su temperatura de 60°C a 39,96°C, mientras que el fluido frío lo aumenta de 5°C a 17,61°C. Con lo que se puede formar la siguiente expresión.

$$\eta = \frac{\Delta T_{fluido\ frío}}{\Delta T_{fluido\ caliente}} = \frac{(39,96 - 5)}{(60 - 17,61)} = \frac{34,96}{42,39} = 0,8247$$

El rendimiento es de 82,47%.

8.2 Rendimiento del intercambiador (R1233zd)

Para el refrigerante R1233zd se utilizará la misma ecuación sustituyendo los valores correspondientes, que son se muestran a continuación.

El fluido caliente va de una temperatura de 60°C a 39,86°C, por su parte el fluido frío asciende desde los 5°C a los 18,27°C. Con lo que se obtiene un rendimiento del 83,54%.

$$\eta = \frac{\Delta T_{\text{fluido frío}}}{\Delta T_{\text{fluido caliente}}} = \frac{(39,86 - 5)}{(60 - 18,27)} = \frac{34,86}{41,73} = 0,8354$$

8.3 Rendimiento del sistema (R450A)

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg·K)
1	2	17,61	407,0518	1,824
2	20	110	474,3762	1,8682
3	19	60	289,8012	1,3389
4	19	39,96	259,2604	1,2444
5	2	0	259,2604	-
6	2	5	396,0016	1,7851

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg·K)
1s	2	-8,3853	385,3343	1,7479
2s	20	96,1758	457,736	1,824
3s	20	71,3075	308,4398	1,3926
4s	20	71,3075	308,4398	1,3926
5s	2	-8,3853	259,2604	-
6s	2	-8,3853	385,3343	1,7479

$$\eta_{\text{compresor}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{457,736 - 407,0518}{474,3762 - 407,0518} = 0,7528$$

$$\eta_{\text{condensador}} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{308,4398 - 474,3762}{289,8012 - 474,3762} = 0,8990$$

$$\eta_{\text{evaporador}} = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} = \frac{385,3343 - 259,2604}{407,0518 - 259,2604} = 0,8531$$

$$\eta_T = \eta_{\text{compresor}} \cdot \eta_{\text{condensador}} \cdot \eta_{\text{evaporador}} = 0,7528 \cdot 0,8990 \cdot 0,8531 = 0,5774$$

El rendimiento total del sistema con el refrigerante R450A a 57,74%, los valores de potencia frigorífica y potencia consumida son las siguientes.

$$Q_a = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = 0,131 \cdot (407,0518 - 259,2604) = 19,3607 \text{ kJ/s}$$

$$W_{\text{Compresor}} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0,131 \cdot (474,3762 - 407,0518) = 8,8195 \text{ kJ/s}$$

Se calcula el coeficiente de eficiencia energética de este sistema para poder compararlo con el otro refrigerante.

$$EER = \frac{19,3607}{8,8195} = 2,1952$$

8.4 Rendimiento del sistema(R1233zd)

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg·K)
1	0,5	18,27	419,3161	1,7985
2	5	110	491,5034	1,8736
3	5	60	275,2115	1,2475
4	5	39,86	249,5679	1,1681
5	0,5	0	249,5679	-
6	0,5	5	408,7375	1,7955

	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg·K)
1s	0,5	0,9925	405,5794	1,7499
2s	5	80,9562	463,8354	1,7985
3s	5	69,1407	287,0897	1,2827
4s	5	69,1407	287,0897	1,2827
5s	0,5	0,9925	249,5679	-
6s	0,5	0,9925	405,5794	1,7499

$$\eta_{compresor} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{463,8354 - 419,3161}{491,5034 - 419,3161} = 0,6167$$

$$\eta_{condensador} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{287,0897 - 491,5034}{275,2115 - 491,5034} = 0,841$$

$$\eta_{evaporador} = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} = \frac{405,5794 - 249,5679}{419,3161 - 249,5679} = 0,9191$$

$$\eta_T = \eta_{compresor} \cdot \eta_{condensador} \cdot \eta_{evaporador} = 0,6167 \cdot 0,841 \cdot 0,9191 = 0,4767$$

El rendimiento total del sistema es del 47,67%, mientras que la potencia frigorífica del sistema y la potencia consumida por el compresor son las siguientes.

$$Q_a = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = 0,131 \cdot (419,3161 - 249,5679) = 22,2370 \text{ kJ/s}$$

$$W_{Compresor} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0,131 \cdot (491,5034 - 419,3161) = 9,4565 \text{ kJ/s}$$

El coeficiente de eficiencia energética es el siguiente.

$$EER = \frac{22,2370}{9,4565} = 2,3515$$

9 Comparativa consumos del vehículo

En este apartado se estudiarán los consumos del vehículo en diferentes ámbitos de uso, principalmente la comparación entre el sistema original de climatización y la nueva alternativa implementada.

Para saber cuánto incrementan el consumo del vehículo estos sistemas, se debe conocer inicialmente el consumo del vehículo. Para ello se puede interpretar de la siguiente gráfica. [7]

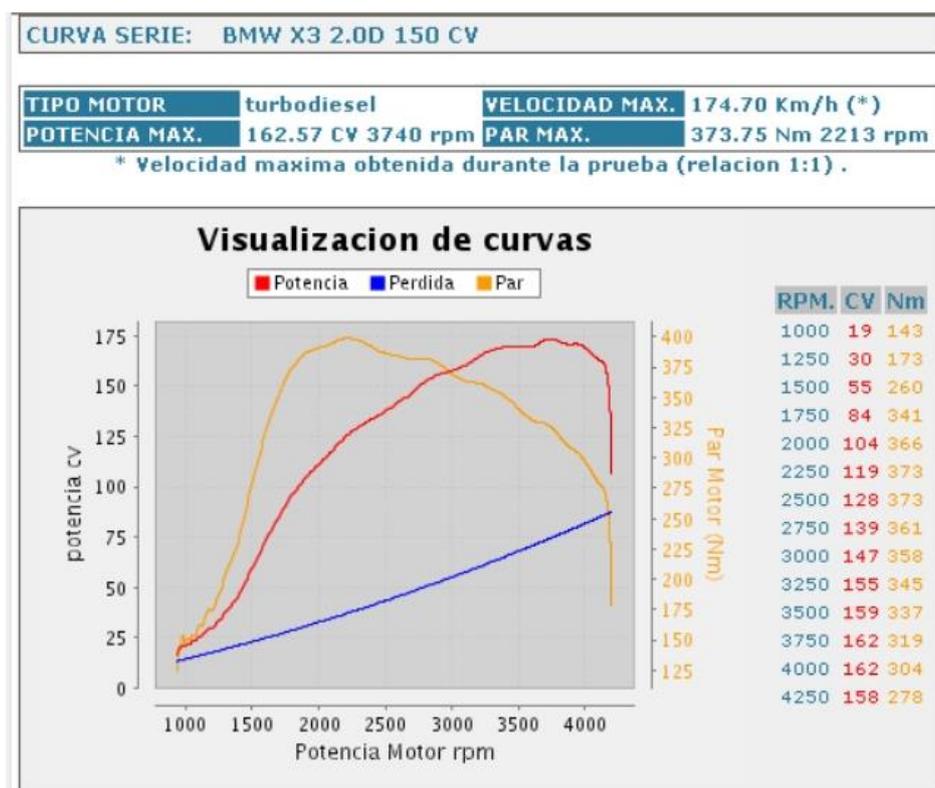


Ilustración 19. Gráfica potencia par BMW X3 2.0D

En la anterior gráfica se ve el tanto el par como la potencia que se obtienen a diferentes revoluciones del motor. Pero para conocer el consumo específico del vehículo se obtiene de la siguiente tabla:

Revoluciones (RPM)	Velocidad (Km/h)	Consumo ($\frac{g}{CV \cdot h}$)
1000,00	49,50	442,89
1250,00	61,88	280,50
1500,00	74,25	126,23
1750,00	86,63	70,13
2000,00	99,00	52,59
2250,00	111,38	47,73
2500,00	123,75	53,42
2750,00	136,13	62,43
3000,00	148,50	77,28
3250,00	160,88	97,04
3500,00	173,25	120,40
3750,00	185,63	146,09
4000,00	198,00	166,22
4250,00	210,00	192,06

Tabla 13. Revoluciones-Velocidad-Consumo BMW X3 2.0D

Para calcular este consumo suplementario que supone la climatización se debe escoger un caso, para este cálculo se utilizará el caso de menor consumo posible. El menor consumo en este vehículo se produce a 2250 rpm, cuando el vehículo se encuentra a una velocidad de 111,38 km/h y un consumo de 47,73 $\frac{g}{CV \cdot h}$. Como se ha estudiado en los anteriores apartados, el compresor de estos sistemas consume una cantidad de trabajo.

El sistema original del vehículo consume una potencia de 10,3913 kW, la alternativa escogida por el autor de esta memoria tiene un consumo de 8,8195 kW. Estos consumos convertidos a caballos son 13,9350 y 11,8271 CV respectivamente.

Para entender por qué se produce el aumento de combustible debe conocerse que el compresor está accionado por el motor de combustión del vehículo. Cuando este sistema se enciende exige al motor la producción de una mayor potencia para poder mantener la velocidad que se tenía previamente, el motor para aumentar la potencia ofrecida debe aumentar las revoluciones, lo que aumenta el consumo.

Por lo que trabajando con los valores de la anterior gráfica y tabla, e interpolando los valores necesarios se puede obtener la siguiente comparativa.

	Antiguo sistema	Nuevo sistema
Velocidad vehículo (Km/h)	111,38	111,38
Potencia necesaria (CV)	132,9350	130,8271
Revoluciones motor (RPM)	2612,1591	2564,2523
Consumo combustible (L/100 Km)	6,9486	6,7570
Consumo combustible $\left(\frac{g}{CV \cdot h}\right)$	49,4862	48,8970

Tabla 14. Comparativa de consumo entre sistemas antiguo-nuevo

Como se ve en la anterior tabla comparativa, el nuevo sistema de producción de frío del vehículo reduce el consumo de este a través de exigir un menor esfuerzo al motor de combustión. Se reducen en un 1,83 % las revoluciones del motor necesarias y en un 1,19% el consumo específico del vehículo, el consumo cada 100 km se ve reducido en un 2,76%.

DOCUMENTO N°4
PRESUPUESTO

ÍNDICE

1.	Mediciones.....	61
1.1.	Capítulo 01 Intercambiador	61
1.1.1.	Subcapítulo 01.01 Serpentín	61
1.1.2.	Subcapítulo 01.02 Carcasa	61
1.2.	Capítulo 02 Montaje / Unión de la carcasa	62
1.3.	Capítulo 03 Refrigerante	62
1.4.	Capítulo 04 Piezas originales	62
2.	Precios unitarios	63
2.1.	Capítulo 01 Intercambiador	63
2.1.1.	Subcapítulo 01.01 Serpentín	63
2.1.2.	Subcapítulo 01.02 Carcasa	64
2.2.	Capítulo 02 Montaje / Unión de la carcasa	64
2.3.	Capítulo 03 Refrigerante	65
2.4.	Capítulo 04 Piezas originales	65
3.	Presupuestos parciales.....	66
3.1.	Capítulo 01 Intercambiador	66
3.1.1.	Subcapítulo 01.01 Serpentín	66
3.1.2.	Subcapítulo 01.02 Carcasa	67
3.2.	Capítulo 02 Montaje / Unión de la carcasa	67
3.3.	Capítulo 03 Refrigerante	68
3.4.	Capítulo 04 Piezas originales	69
4.	Resumen del presupuesto.....	70

1 Mediciones

1.1 Capítulo 01 Intercambiador

1.1.1 Subcapítulo 01.01 Serpentín

Código	Ud.	Descripción	Medición
01.01.01	Ud.	Tubería redonda de aluminio , aleación 6060 T66. Dimensiones 18x12x6000 mm (Diámetro exterior-interior-longitud). Suministrada por LUMETAL Plastic S.L.	2,00
01.01.02	h	Rectificado en torno de la tubería original para adaptarla a los diámetros requeridos para la fabricación del intercambiador, 17,15x12,5 mm	3,00
01.01.03	h	Soldadura TIG con electrodo de aluminio revestido para unir los dos tramos de tubería para alcanzar la longitud deseada.	1,00
01.01.04	h	Dobladora en espiral , para conferirle a las tuberías rectas la forma en espiral con el ángulo requerido y el número de espirales necesarias. Realizado con la dobladora GALILEO HV 50.	1,00

1.1.2 Subcapítulo 01.02 Carcasa

Código	Ud.	Descripción	Medición
01.02.01	h	Diseño asistido por ordenador (CAD) para obtener el diseño de la carcasa y el molde de la misma.	1,00
01.02.02	día	Alquiler de impresora 3D . Alquiler de impresora EntresD Up 300 por la empresa EntresD.	2,00
01.02.03	Ud.	Policarbonato (PC) . Rollos de policarbonato para impresión 3D con un diámetro de 1,75 mm, proporcionados por la empresa Impresoras3D.	31,00

1.2 Capítulo 02 Montaje / Unión de la carcasa

Código	Ud.	Descripción	Medición
02.01	h	Operario de montaje , con conocimiento en aplicación de resinas y demás materiales adhesivos	5,00
02.02	Ud.	Gel adhesivo . Gel adhesivo Pattex Nural 92 especial para plásticos.	4,00
02.03	Ud.	Silicona neutra . Silicona neutra libre de meko, sin olor, especialmente indicada para el sellado e impermeabilización de láminas de policarbonato en cubiertas evitando filtraciones de agua.	1,00

1.3 Capítulo 03 Refrigerante

Código	Ud.	Descripción	Medición
03.01	Kg	Refrigerante R-450A . Mezcla HFC+HFO, como todos los gases de este tipo no daña la capa de ozono. Clasificación de seguridad A1 grupo L1, por lo que se engloba en baja toxicidad y no inflamable	12,00

1.4 Capítulo 04 Piezas originales

Código	Ud.	Descripción	Medición
04.01	Ud.	Evaporador de aluminio con dimensiones 200x310x65 mm sin valvula de expansión y con diámetro de entrada 17,6 mm y diámetro de salida 11,7 mm. Fabricado por RIDEX.	1,00
04.02	Ud.	Condensador de aluminio con dimensiones 540x311x16 mm, diámetros de entrada y salida de 17,6 mm. Fabricado por RIDEX.	1,00
04.03	Ud.	Compresor de refrigerante con aceite de lubricación PAG 46, polea de 110 mm para correas de 5 ranuras en V. Diámetro de entrada al compresor de 28,4 mm. Fabricado por THERMOTEC.	1,00
04.04	Ud.	Valvula de expansión fabricada en aluminio por el fabricante THERMOTEC. Con rosca 1 de 18 y rosca 2 de 13,75. Regulable mediante tornillo de apriete.	1,00
04.05	Ud.	Presostato fabricado por THERMOTEC, con rosca macho de 3/8 - 24 y 12 V de tensión de servicio.	1,00
04.06	Ud.	Filtro deshidratante con tamiz molecular 100% de 3A. Fabricación en versión unidireccional: M-M roscar SAE de 1/4 a 1/2. Acabado con pintura en polvo con alta resistencia a la corrosión. Fabricados por THERMOTEC.	1,00
			62

2 Precios unitarios

2.1 Capítulo 01 Intercambiador

2.1.1 Subcapítulo 01.01 Serpentín

Código	Ud.	Descripción	Precio en cifras	Precio en letras
01.01.01	Ud.	Tubería redonda de aluminio , aleación 6060 T66. Dimensiones 18x12x6000 mm (Diámetro exterior-interior-longitud). Suministrada por LUMETAL Plastic S.L.	16,70 €	DIECISEIS EUROS CON SETENTA CENTIMOS
01.01.02	h	Rectificado en torno de la tubería original para adaptarla a los diámetros requeridos para la fabricación del intercambiador, 17,15x12,5 mm	60,00 €	SESENTA EUROS
01.01.03	h	Soldadura TIG con electrodo de aluminio revestido para unir los dos tramos de tubería para alcanzar la longitud deseada.	40,00 €	CUARENTA EUROS
01.01.04	h	Dobladora en espiral , para conferirle a las tuberías rectas la forma en espiral con el ángulo requerido y el número de espirales necesarias. Realizado con la dobladora GALILEO HV 50.	150,00 €	CIENTO CINCUENTA EUROS

2.1.2 Subcapítulo 01.02 Carcasa

Código	Ud.	Descripción	Precio en cifras	Precio en letras
01.02.01	h	Diseño asistido por ordenador (CAD) para obtener el diseño de la carcasa y el molde de la misma.	14,00 €	CATORCE EUROS
01.02.02	día	Alquiler de impresora 3D. Alquiler de impresora EntresD Up 300 por la empresa EntresD.	60,00 €	SESENTA EUROS
01.02.03	Ud.	Policarbonato (PC). Rollos de policarbonato para impresión 3D con un diámetro de 1,75 mm, proporcionados por la empresa Impresoras3D.	24,49 €	VEINTICUATRO EUROS CON CUARENTA Y NUEVE CENTIMOS

2.2 Capítulo 02 Montaje / Unión de la carcasa

Código	Ud.	Descripción	Precio en cifras	Precio en letras
02.01	h	Operario de montaje, con conocimiento en aplicación de resinas y demás materiales adhesivos	11,00 €	ONCE EUROS
02.02	Ud.	Gel adhesivo. Gel adhesivo Pattex Nural 92 especial para plásticos.	8,99 €	OCHO EUROS CON NOVENTA Y NUEVE CENTIMOS
02.03	Ud.	Silicona neutra. Silicona neutra libre de meko, sin olor, especialmente indicada para el sellado e impermeabilización de láminas de policarbonato en cubiertas evitando filtraciones de agua.	7,29 €	SIETE EUROS CON VEINTINUEVE CENTIMOS

2.3 Capítulo 03 Refrigerante

Código	Ud.	Descripción	Precio en cifras	Precio en letras
03.01	Kg	Refrigerante R-450A. Mezcla HFC+HFO, como todos los gases de este tipo no daña la capa de ozono. Clasificación de seguridad A1 grupo L1, por lo que se engloba en baja toxicidad y no inflamable	21,25 €	VEINTIÚN EUROS CON VEINTICINCO CENTIMOS

2.4 Capítulo 04 Piezas originales

Código	Ud.	Descripción	Precio en cifras	Precio en letras
04.01	Ud.	Evaporador de aluminio con dimensiones 200x310x65 mm sin valvula de expansión y con diámetro de entrada 17,6 mm y diámetro de salida 11,7 mm. Fabricado por RIDEX.	44,49 €	CUARENTA Y CUATRO EUROS CON CUARENTA Y NUEVE CENTIMOS
04.02	Ud.	Condensador de aluminio con dimensiones 540x311x16 mm, diámetros de entrada y salida de 17,6 mm. Fabricado por RIDEX.	44,99 €	CUARENTA Y CUATRO EUROS CON NOVENTA Y NUEVE CENTIMOS
04.03	Ud.	Compresor de refrigerante con aceite de lubricación PAG 46, polea de 110 mm para correas de 5 ranuas en V. Diámetro de entrada al compresor de 28,4 mm. Fabricado por THERMOTEC.	295,96 €	DOS CIENTOS NOVENTA Y CINCO EUROS CON NOVENTA Y SEIS CENTIMOS
04.04	Ud.	Valvula de expansión fabricada en aluminio por el fabricante THERMOTEC. Con rosca 1 de 18 y rosca 2 de 13,75. Regulable mediante tornillo de apriete.	24,48 €	VEINTICUATRO EUROS CON CUARENTA Y OCHO CENTIMOS
04.05	Ud.	Presostato fabricado por THERMOTEC, con rosca macho de 3/8 - 24 y 12 V de tensión de servicio.	21,72 €	VEINTIÚN EUROS CON SETENTA Y DOS CENTIMOS
04.06	Ud.	Filtro deshidratante con tamiz molecular 100% de 3A. Fabricación en versión unidireccional: M-M roscar SAE de 1/4 a 1/2. Acabado con pintura en polvo con alta resistencia a la corrosión. Fabricados por THERMOTEC.	18,72 €	DIECIOCHO EUROS CON SETENTA Y DOS CENTIMOS

3 Presupuestos parciales

3.1 Capítulo 01 Intercambiador

3.1.1 Subcapítulo 01.01 Serpentín

Código	Ud.	Descripción	Medición	Precio	Importe
01.01.01	Ud.	Tubería redonda de aluminio , aleación 6060 T66. Dimensiones 18x12x6000 mm (Diámetro exterior-interior-longitud). Suministrada por LUMETAL Plastic S.L.	2,00	16,70 €	33,40 €
01.01.02	h	Rectificado en torno de la tubería original para adaptarla a los diámetros requeridos para la fabricación del intercambiador, 17,15x12,5 mm	3,00	60,00 €	180,00 €
01.01.03	h	Soldadura TIG con electrodo de aluminio revestido para unir los dos tramos de tubería para alcanzar la longitud deseada.	1,00	40,00 €	40,00 €
01.01.04	h	Dobladora en espiral , para conferirle a las tuberías rectas la forma en espiral con el ángulo requerido y el número de espirales necesarias. Realizado con la dobladora GALILEO HV 50.	1,00	150,00 €	150,00 €
TOTAL SUBCAPÍTULO 01.01 SERPENTÍN					403,40 €

3.1.2 Subcapítulo 01.02 Carcasa

Código	Ud.	Descripción	Medición	Precio	Importe
01.02.01	h	Diseño asistido por ordenador (CAD) para obtener el diseño de la carcasa y el molde de la misma.	1,00	14,00 €	14,00 €
01.02.02	día	Alquiler de impresora 3D. Alquiler de impresora EntresD Up 300 por la empresa EntresD.	2,00	60,00 €	120,00 €
01.02.03	Ud.	Policarbonato (PC). Rollos de policarbonato para impresión 3D con un diámetro de 1,75 mm, proporcionados por la empresa Impresoras3D.	31,00	24,49 €	759,19 €
TOTAL SUBCAPÍTULO 01.02 CARCASA					893,19 €
TOTAL CAPÍTULO 01 INTERCAMBIADOR					1.296,59 €

3.2 Capítulo 02 Montaje / Unión de la carcasa

Código	Ud.	Descripción	Medición	Precio	Importe
02.01	h	Operario de montaje, con conocimiento en aplicación de resinas y demás materiales adhesivos	5,00	11,00 €	55,00 €
02.02	Ud.	Gel adhesivo. Gel adhesivo Pattex Nural 92 especial para plásticos.	4,00	8,99 €	35,96 €
02.03	Ud.	Silicona neutra. Silicona neutra libre de meko, sin olor, especialmente indicada para el sellado e impermeabilización de láminas de policarbonato en cubiertas evitando filtraciones de agua.	1,00	7,29 €	7,29 €
TOTAL CAPÍTULO 02 MONTAJE / UNIÓN CARCASA					98,25 €

3.3 Capítulo 03 Refrigerante

Código	Ud.	Descripción	Medición	Precio	Importe
03.01	Kg	Refrigerante R-450A. Mezcla HFC+HFO, como todos los gases de este tipo no daña la capa de ozono. Clasificación de seguridad A1 grupo L1, por lo que se engloba en baja toxicidad y no inflamable	12,00	21,25 €	255,00 €
TOTAL CAPÍTULO 03 REFRIGERANTE					<hr/> 255,00 €

3.4 Capítol 04 Piezas originales

Código	Ud.	Descripción	Medición	Precio	Importe
04.01	Ud.	Evaporador de aluminio con dimensiones 200x310x65 mm sin valvula de expansión y con diámetro de entrada 17,6 mm y diámetro de salida 11,7 mm. Fabricado por RIDEX.	1,00	44,49 €	44,49 €
04.02	Ud.	Condensador de aluminio con dimensiones 540x311x16 mm, diámetros de entrada y salida de 17,6 mm. Fabricado por RIDEX.	1,00	44,99 €	44,99 €
04.03	Ud.	Compresor de refrigerante con aceite de lubricación PAG 46, polea de 110 mm para correas de 5 ranuras en V. Diámetro de entrada al compresor de 28,4 mm. Fabricado por THERMOTEC.	1,00	295,96 €	295,96 €
04.04	Ud.	Valvula de expansión fabricada en aluminio por el fabricante THERMOTEC. Con rosca 1 de 18 y rosca 2 de 13,75. Regulable mediante tornillo de apriete.	1,00	24,48 €	24,48 €
04.05	Ud.	Presostato fabricado por THERMOTEC, con rosca macho de 3/8 - 24 y 12 V de tensión de servicio.	1,00	21,72 €	21,72 €
04.06	Ud.	Filtro deshidratante con tamiz molecular 100% de 3A. Fabricación en versión unidireccional: M-M roscar SAE de 1/4 a 1/2. Acabado con pintura en polvo con alta resistencia a la corrosión. Fabricados por THERMOTEC.	1,00	18,72 €	18,72 €
TOTAL CAPÍTULO 04 PIEZAS ORIGINALES					450,36 €

4 Resumen del presupuesto

Código	Resumen	Porcentaje	Importe (€)
01	Intercambiador	38,17%	1.296,59 €
01.01	Serpentín	11,88%	403,40 €
01.02	Carcasa	26,30%	893,19 €
02	Montaje / Unión carcasa	2,89%	98,25 €
03	Refrigerante	7,51%	255,00 €
04	Piezas originales	13,26%	450,36 €
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL			3.396,79 €
TOTAL PRESUPUESTO SIN IVA			2.683,46 €
21% IVA			713,33 €
TOTAL PRESUPUESTO POR CONTRATA			3.396,79 €

Asciende el presupuesto general a la expresada cantidad de TRES MIL TRES CIENTOS NOVENTA Y SEIS EUROS CON SETENTA Y NUEVE CENTIMOS.

Alcoy, mayo de 2022

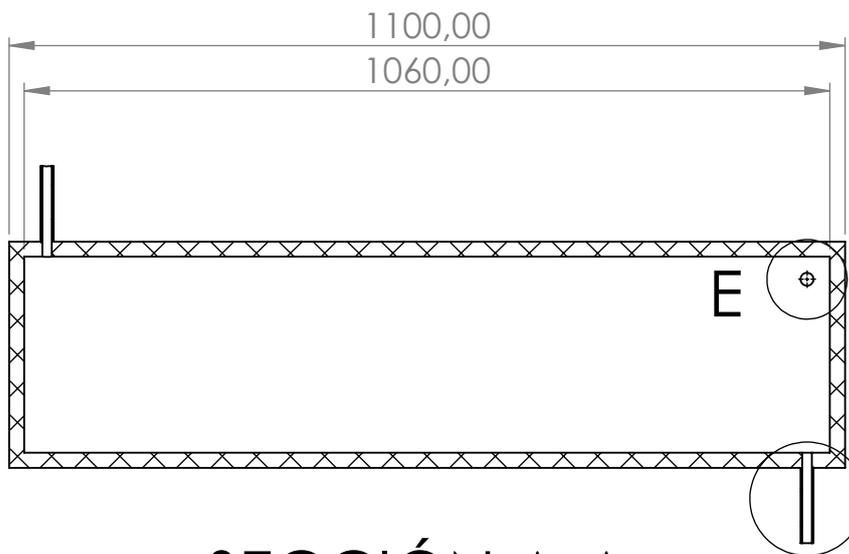
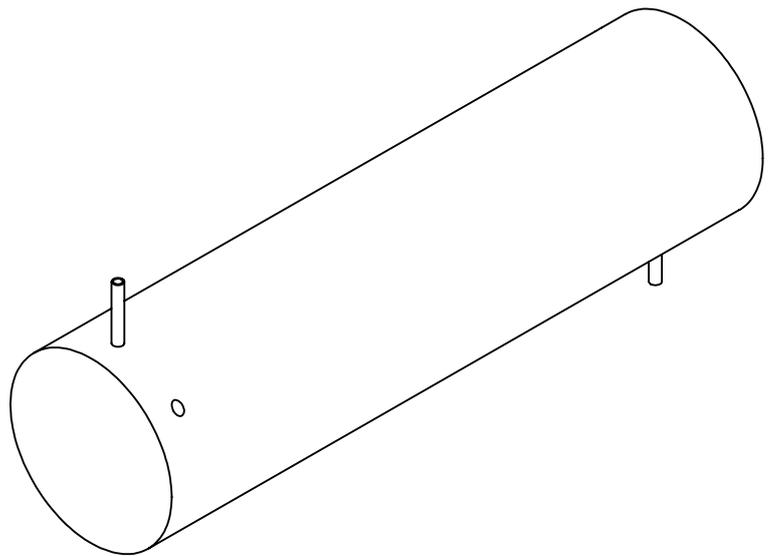
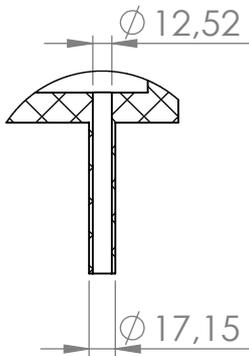
El autor:

Oriol Juan Micó

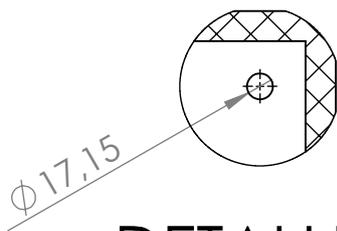
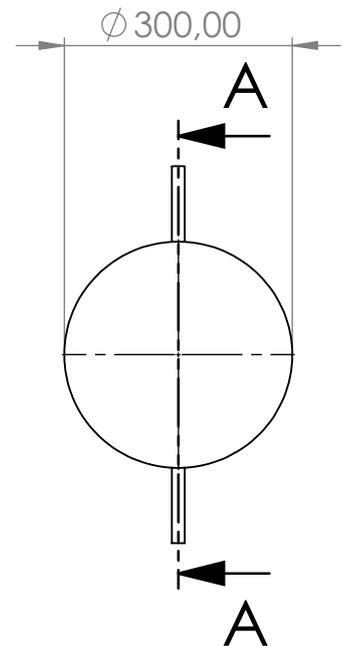
DOCUMENTO N°5
PLANOS

DETALLE C

ESCALA 1 : 5



SECCIÓN A-A



DETALLE E

ESCALA 1 : 5



UNIDADES : Milímetros

FECHA : Mayo 2022

AUTOR : Juan Micó, Oriol

PLANO : ACOTACIÓN CARCASA

TÍTULO:
Estudio, cálculo y optimización
del sistema de climatización de
un BMW X3 para la mejora de
su rendimiento

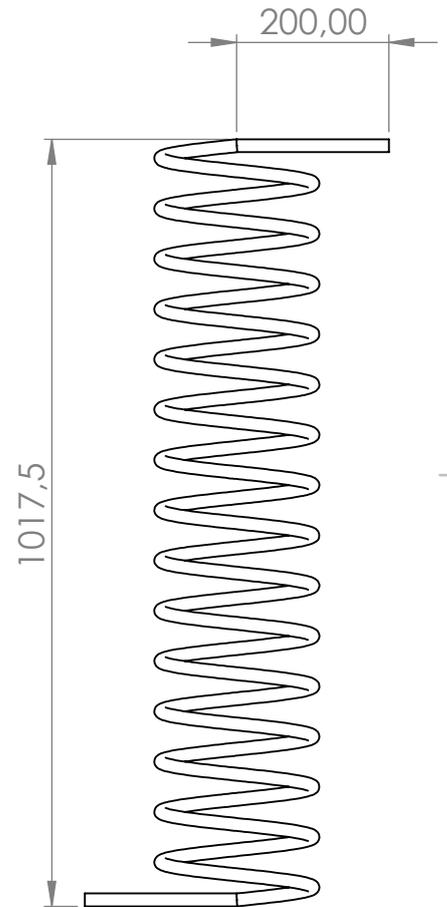
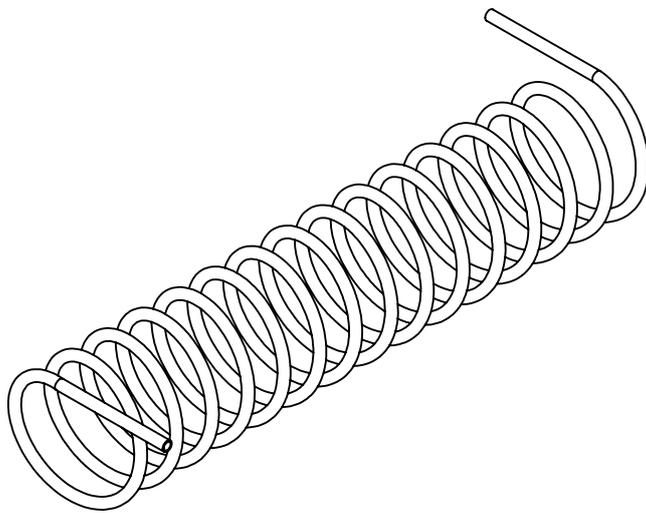
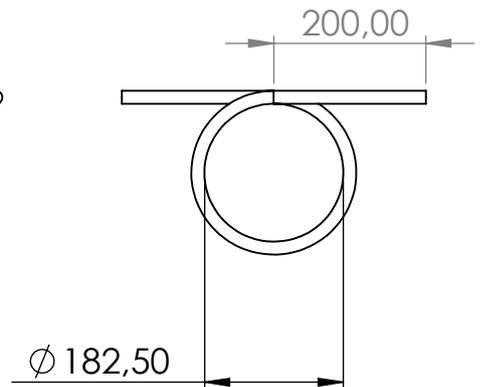
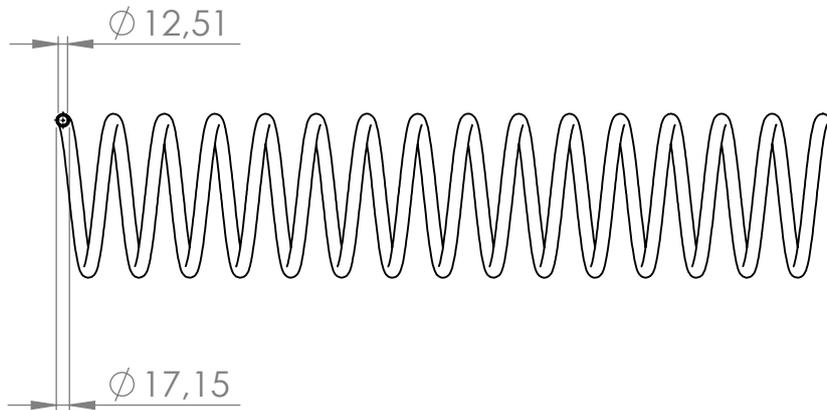
ESCALA:1:10

A4

HOJA 1 DE 1

Nº PLANO :

01



Nº de revoluciones	15
Angulo entrada-salida	90°



UNIDADES : Milímetros FECHA : Mayo 2022

AUTOR : Juan Micó, Oriol

PLANO : ACOTACIÓN SERPENTÍN

TÍTULO:
Estudio, cálculo y optimización del sistema de climatización de un BMW X3 para la mejora de su rendimiento

ESCALA:1:10 A4

Nº PLANO :

HOJA 1 DE 1 02

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

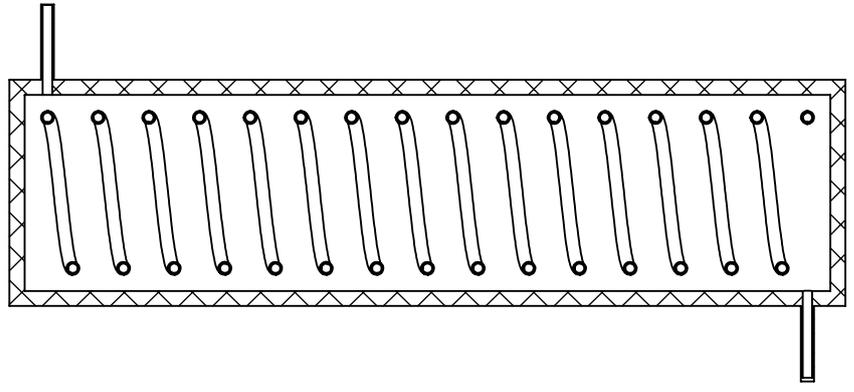
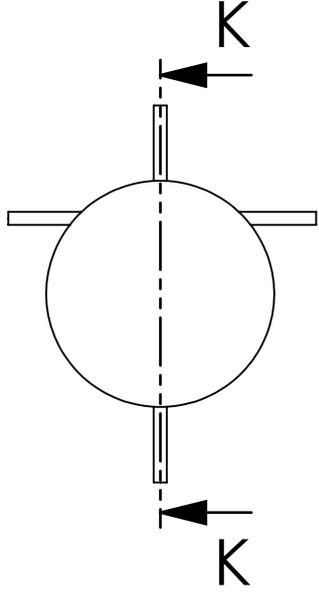
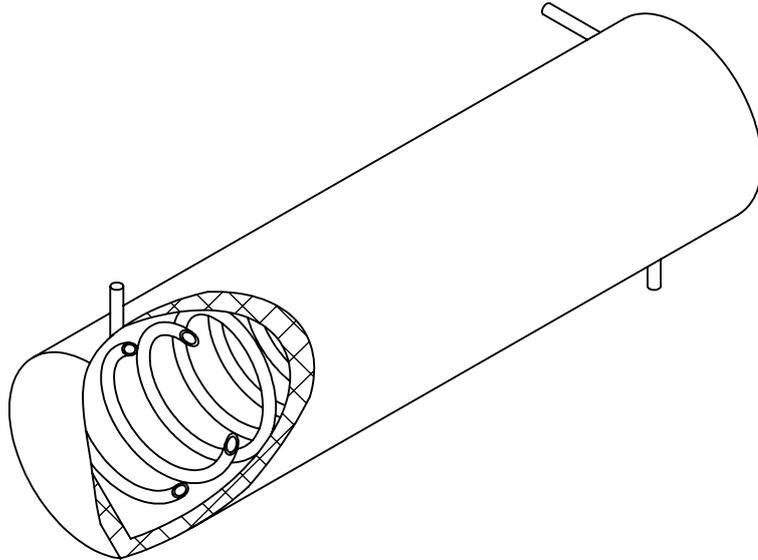
C

B

B

A

A



SECCIÓN K-K

ESCALA 1 : 10



UNIDADES :	Milímetros	FECHA :	Mayo 2022
AUTOR :	Juan Micó, Oriol		
PLANO :	MONTAJE		

TÍTULO:
 Estudio, cálculo y optimización del sistema de climatización de un BMW X3 para la mejora de su rendimiento

ESCALA:1:10	A4
HOJA 1 DE 1	Nº PLANO : 03

4 3 2 1