



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Curso Académico:

ÍNDICE

1. Resumen	1
2. Memoria de diseño.....	2
2.1. Introducción	2
2.1.1. Consumo de energía por electrodomésticos.....	2
2.1.2. Refrigerantes y medioambiente	3
2.2. Objetivos.....	5
2.3. Campo de Aplicación, Unidad de Referencia y Condiciones de Cálculo	6
2.3.1. Estudio de máquinas existentes	6
2.3.2. Unidad de Referencia	9
2.3.3. Condiciones de Cálculo	9
2.4. Diseño	11
2.4.1. El software de cálculo IMST-ART	11
2.4.2. Diseño preliminar.....	11
2.4.2.1. Selección de temperaturas de condensación y evaporación	11
2.4.2.2. Selección de compresores	11
2.4.3. Cálculo y selección de componentes del sistema	14
2.4.3.1. Cálculo del condensador	14
2.4.3.2. Cálculo del evaporador	18
2.4.3.3. Cálculo de tuberías	23
2.4.3.4. Selección de válvula expansión y de la válvula inversora de ciclo	25
2.4.3.5. Selección de ventilador	27
2.4.3.6. Inversión del ciclo de refrigeración: modo bomba de calor	30
2.5. Prestaciones equipo	31
2.5.1. Capacidad y consumo en el rango previsto de operación	31
2.5.1.1. Modo Aire Acondicionado	31
2.5.1.2. Modo Bomba de Calor	33
2.5.2. Prestaciones con refrigerante alternativo: propano	35
2.5.3. Prestaciones con compresor de velocidad variable	38

2.6. Evaluación de prestaciones estacionales	43
2.6.1. Determinación del COP de enfriamiento (SEER)	43
2.6.2. Determinación del COP de calefacción (SCOP)	48
2.7. Conclusiones	53
2.7.1. Cumplimiento de objetivos	53
2.7.2. Otras conclusiones	53
3. Presupuesto	55
4. Anejos	57
4.1. Prestaciones del equipo	57
4.2. Información técnica de equipos y componentes	63
4.3. Bibliografía.....	68

1. RESUMEN

Este Trabajo Final de Grado (TFG) ha consistido en el diseño de un equipo de aire acondicionado/ bomba de calor de 3,5 kW. Esta potencia se refiere a la capacidad frigorífica que se quiere obtener. Como también está diseñado como una bomba de calor, la máquina tiene que ser reversible por el lado del refrigerante, para que proporcione aire frío en verano y aire caliente en invierno; para lo que se ha seleccionado una válvula de 4 vías compatible con el diseño.

Para la realización del diseño se ha seleccionado el compresor más adecuado para alcanzar la capacidad buscada, así como aquel que proporcionaba una mayor eficiencia energética. En cuanto a los intercambiadores de calor, estos son del tipo habitual en este tipo de equipos: batería de tubos y aletas; se ha tomado un modelo comercial como referencia y modificado algunos parámetros en la búsqueda, también, de la mayor eficiencia posible, y siempre con unas dimensiones que encajen en el tamaño habitual de unidad exterior e interior.

El diseño se ha realizado para el refrigerante R410A, que es el que actualmente utiliza la inmensa mayoría de estos equipos, y una vez terminado el diseño se ha realizado el cálculo para un refrigerante natural, el propano (R290), para comparar las prestaciones obtenidas con ambos.

Posteriormente, también se han calculado las prestaciones utilizando un compresor de velocidad variable, para observar las diferencias de eficiencia entre un tipo de compresor y otro.

Finalmente, para el compresor de velocidad fija se han calculado sus prestaciones estacionales, resultando que el equipo diseñado podría alcanzar el etiquetado energético A++.

2. MEMORIA DE DISEÑO

2.1. INTRODUCCIÓN

2.1.1. Consumo de energía por electrodomésticos

Debido a la preocupación por el efecto medioambiental que produce la generación de electricidad, y el producido por el uso de los aparatos eléctricos, cada vez más, los fabricantes prestan una mayor atención a la eficiencia energética de los aparatos, para conseguir un ahorro energético. Una parte importante del consumo eléctrico producido en los hogares es debido al consumo energético de los electrodomésticos, por lo que una mayor eficiencia en estos aparatos supone un ahorro energético importante.

En Europa la mayoría de electrodomésticos de gran consumo de energía tienen un etiquetado especial que indica su eficiencia energética, algunos de los electrodomésticos que han de llevar esta etiqueta son lavadoras, lavavajillas, frigoríficos, televisores, aparatos de aire acondicionado, etc. Este etiquetado clasifica los aparatos en función de su eficiencia para facilitar el cálculo de ahorro energético que se obtiene con los distintos aparatos. Esta clasificación consiste en otorgar una letra al electrodoméstico, que va desde la letra A hasta la G, siendo la A con la que mayor eficiencia se obtiene y la G la que conlleva un mayor consumo de energía; adicionalmente hay otras tres posibles categorías A+, A++ y A+++ que se han ido añadiendo conforme se iban desarrollando electrodomésticos cada vez más eficientes.

En cuanto a los equipos de aire acondicionado su clasificación energética se basa en las prestaciones estacionales, SEER para la producción de aire frío y SCOP para la producción de aire caliente. Los valores que determinan su categoría pueden verse en la tabla 2.1.1.-1.

	SEER	SCOP
A+++	SEER \geq 8,50	SCOP \geq 5,10
A++	6,10 \leq SEER \leq 8,50	4,60 \leq SCOP \leq 5,10
A+	5,60 \leq SEER \leq 6,10	4,00 \leq SCOP \leq 4,60
A	5,10 \leq SEER \leq 5,60	3,40 \leq SCOP \leq 4,00
B	4,60 \leq SEER \leq 5,10	3,10 \leq SCOP \leq 3,40
C	4,10 \leq SEER \leq 4,60	2,80 \leq SCOP \leq 3,10
D	3,60 \leq SEER \leq 4,10	2,50 \leq SCOP \leq 2,80
E	3,10 \leq SEER \leq 3,60	2,20 \leq SCOP \leq 2,50
F	2,60 \leq SEER \leq 3,10	1,90 \leq SCOP \leq 2,20
G	SEER \leq 2,60	SCOP \leq 1,90

Tabla 2.1.1.-1. Clasificación energética para aire frío y caliente.

2.1.2. Refrigerantes y medioambiente

El impacto de los refrigerantes en el medioambiente se mide a través de dos parámetros: el GWP o potencial de calentamiento global (Global Warming Potential), que es el que mide la contribución del refrigerante al efecto invernadero, este parámetro se expresa como factor de dióxido de carbono, cuyo GWP tiene un valor de 1; el otro parámetro que mide el impacto medioambiental es el ODP o potencial de destrucción de ozono (Ozone Depletion Potential), que mide el potencial que tiene el refrigerante para su contribución a la destrucción de la capa de ozono, el potencial máximo que puede tener un compuesto es 1, que es el que tiene el compuesto R11.

Hasta hace unos años el refrigerante más utilizado en los aparatos de aire acondicionado era el R22, pero debido a alto efecto invernadero, ya que es un HCFC (Hidroclorofluorocarburo) y al contener cloro tiene ODP, y por eso se prohibió su uso en nuevos aparatos en el protocolo de Montreal, así como una reducción gradual de su producción hasta su eliminación. Desde entonces se ha estado buscando el mejor sustituto para este refrigerante, siendo los principales candidatos (IIR 31st Informatory note, 2016):

El amoníaco (R717), que tiene el GWP más bajo de todos los refrigerantes adecuados para refrigeración. Los sistemas de refrigeración con amoníaco tienen una mayor eficiencia energética que los sistemas de refrigeración con HFC. Aunque es tóxico, posee un fuerte olor acre que actúa como una fuerte advertencia, debido a esta toxicidad el amoníaco sólo es utilizado con sistemas indirectos en aéreas de acceso público. En los sistemas de refrigeración, el amoníaco produce altas compresiones a temperaturas finales, por eso en sistemas de baja temperatura se deben diseñar con dos etapas con un enfriamiento intermedio entre ambas etapas de compresión.

El dióxido de carbono (R744), CO₂, es un gas incoloro e inodoro que es más pesado que el aire y no es inflamable; aunque es un gran contribuidor al calentamiento global, la cantidad de CO₂ necesaria en los sistemas de refrigeración tendría un impacto insignificante si se filtrara a la atmósfera. El CO₂ opera con unas presiones significativamente más altas que los refrigerantes tradicionales, por lo que son necesarios materiales más fuertes y con una pared con mayor espesor. Como el CO₂ proporciona una buena eficiencia energética a bajas temperaturas de condensación y evaporación suele ser el refrigerante utilizado para bajas temperaturas en comercios e industrias.

Los hidrocarburos son substancialmente menos caros que los HCFs. Tienen un GWP inferior a 20 y nada de ODP, no son tóxicos y satisfacen las principales especificaciones estipuladas para los refrigerantes, pero son inflamables. Los hidrocarburos más utilizados son: el isobutano (HC-600a), que es el refrigerante estándar en Europa y Asia para refrigeradores y congeladores domésticos, debido a sus bajos niveles de presión y ratio de presión, su funcionamiento es comparable a las unidades con HFC-134a; propano (HC-290) es utilizado por algunos productores para enfriamiento de bebidas, congeladores verticales y cabinas de servicio de comidas, estas unidades tienen mayor capacidad de refrigeración que los refrigeradores caseros, requiriendo las mayores presiones de refrigeración del propano, los ratios de presión y las diferencias de presión son menores que en otros refrigerantes produciendo menos ruido; propileno (HC-1270) es menos estable que el propano, pero los sistemas que utilizan propileno tienen mejor eficiencia energética que los mismos sistemas usando propano.

El agua (R718) es el fluido más benigno medioambientalmente, debido a que no es tóxico, no es inflamable, no tiene ODP y su nivel de GWP es despreciable. Es el líquido usado más frecuentemente como transmisor de calor en refrigeraciones secundarias. Debido a sus limitaciones térmicas, sólo puede ser utilizado para aplicaciones por encima de 0°C para que no haya peligro de congelación.

Los HCFs insaturados (HFOs) han sido desarrollados basados en la molécula de propileno como alternativa al alto GWP de los HFCs. Los HFOs tienen una alta reactividad por lo que su vida en la atmósfera es corta, lo que se provoca su bajo GWP. Los HFOs pueden utilizarse tanto como una sola sustancia como mezclados con HCFs, donde ellos reducen el GWP de la mezcla.

El R32 y mezclas de HFC-HFO. El R32 ha sido elegido por muchos productores de aire acondicionado, sobre todo en Asia, como sustituto de los refrigerantes R407c o R410a. El R32 no es tóxico pero es medianamente inflamable, aunque su mezcla con aire tiene mucha menos velocidad de propagación que la de los hidrocarburos. Su GWP es alta, de 675, pero es significativamente menor que comparado con R410a, R22 y R407c a quienes sustituye. Su presión y su capacidad volumétrica son 1.5 veces más altas que en el R22 y un 10% más que en el R410a. Es uno de los principales componentes tanto del R410a como del R407c, también es un componente de otras mezclas HFC-HFO con más baja o intermedia GWP.

2.2. OBJETIVOS

El principal objetivo es el diseño de un equipo de aire acondicionado/ bomba de calor de 3.5 kW de potencia. Para su diseño se debe seleccionar el compresor más adecuado para obtener la capacidad buscada y que tenga una mayor eficiencia para las condiciones de diseño.

Los intercambiadores de calor serán del tipo tubos y aletas, al ser un aparato de refrigeración del tipo aire-aire, se debe prestar especial atención al diseño de baterías; para lo que se buscará un modelo de referencia y se intentará modificar los parámetros para conseguir la mayor eficiencia posible, siempre dentro de los límites que tenga el propio diseño. Alguno de los parámetros que se pueden modificar en los intercambiadores son: su ancho, su número de filas de tubos y el número de tubos en cada fila, el diámetro de los tubos, etc.

El aparato deberá ser reversible por el lado del refrigerante, por lo que se seleccionará la válvula intercambiadora de cuatro vías más apropiada para las condiciones del diseño.

El refrigerante utilizado para el diseño será el R410A, pero una vez terminado el diseño también se probará el funcionamiento del equipo con otro refrigerante, el propano o R290, para lo que se ha de seleccionar un nuevo compresor que sea compatible con este refrigerante; se compararán las prestaciones de ambos equipos señalando las principales diferencias.

Finalmente, para uno de los refrigerantes, el R410A, se realizará un estudio completo de variación de las prestaciones y una estimación de las prestaciones estacionales.

2.3. CAMPO DE APLICACIÓN, UNIDAD DE REFERENCIA Y CONDICIONES DE CÁLCULO

2.3.1. Estudio de máquinas existentes

Para abordar el diseño del aire acondicionado, previamente, hay que conocer las especificaciones técnicas que tienen los aparatos que se encuentran actualmente en el mercado. Para ello se han seleccionado algunos que tienen unas condiciones de funcionamiento parecidas a lo que se está buscando. Todos los modelos presentados a continuación utilizan como refrigerante el R-410a. (Para observar las especificaciones técnicas de cada modelo con más detalle consultar el ANEJO en el apartado 4.2).

- Modelo marca Hitachi:

Modelo		HSA-3200FC ECO HI-EF
Capacidad	Refrigeración (kW)	3.2
	Calefacción (kW)	3.3
Consumo compresor	Refrigeración (W)	996
	Calefacción (W)	1028
COP	Refrigeración	3.21
	Calefacción	3.21
Medidas u. interior W x H x D (mm)		770 x 240 x 180
Medidas u. exterior W x H x D (mm)		700 x 552 x 256

Tabla 2.3.1.-1. Modelo Hitachi especificaciones técnicas.

Temperatura de ensayo normalizada:

		Seco	Húmedo
Refrigeración	Interior	27 °C	19°C
	Exterior	35°C	24°C
Calefacción	Exterior	7°C	6°C
	Interior	20°C	15°C

Tabla 2.3.1.-2. Modelo Hitachi condiciones de ensayo.

- Modelo de Panasonic:

Modelo	Unidad interior	CS-UE12PKE
	Unidad exterior	CU-UE12PKE
Capacidad	Refrigeración (KW)	3.50 (0.9 – 3.9)
	Calefacción (KW)	4.25 (0.9 – 4.9)
Consumo compresor	Refrigeración (W)	1010
	Calefacción (W)	1120
COP	Refrigeración	3.47
	Calefacción	3.79
Medidas u. interior W x H x D (mm)		848 x 290 x 213
Medidas u. exterior W x H x D (mm)		780 x 540 x 289
Condensador	Tamaño (W x H x L)	749.3 x 504 x 18.9
	Tubos (Row x stage x FPI)	2 x 24 x 19
Evaporador	Tamaño (W x H x L)	610 x 315 x 25.4
	Tubos (Row x stage x FPI)	2 x 15 x 19
Diámetro tuberías (mm)	Líquido	6.35
	Gas	9.52
Longitud tuberías (m)	Estándar	5
	Rango Min.-Max.	3-15

Tabla 2.3.1.-3. Modelo Panasonic especificaciones técnicas.

Las condiciones de ensayo son:

		Seco	Húmedo
Refrigeración	Interior	27 °C	19°C
	Exterior	35°C	24°C
Calefacción	Exterior	7°C	6°C
	Interior	20°C	-

Tabla 2.3.1.-4. Modelo Panasonic condiciones de ensayo.

- Modelo de Mitsubishi:

Modelo	Unidad interior	MSZ-SF35VE
	Unidad exterior	MUZ-SF35VE
Consumo compresor	Refrigeración	1080
	Calefacción	1030
COP	Refrigeración	3.24
	Calefacción	3.88
Medidas u. interior W x H x D (mm)		798 x 299 x 195
Medidas u. exterior W x H x D (mm)		800x 550 x 285
Diámetro tuberías	Líquido	6.35
	Gas	9.52
Longitud de tuberías máxima (m)		20
Diferencia de altura máxima (m)		12

Tabla 2.3.1.-5. Modelo Mitsubishi especificaciones técnicas.

Las condiciones de ensayo de este modelo son:

		Seco	Húmedo
Refrigeración	Interior	27 °C	19°C
	Exterior	35°C	-
Calefacción	Exterior	7°C	6°C
	Interior	20°C	-

Tabla 2.3.1.-4. Modelo Mitsubishi condiciones de ensayo.

2.3.2. Unidad de Referencia

La unidad que se debe tomar como modelo de referencia debe ser aquella que proporcione una mayor eficiencia. Observando las características de los equipos anteriores, se puede ver que los dos mejores son: el modelo de Panasonic con un mayor COP frío (EER), cuyo valor es 3.47, y el modelo de Mitsubishi con un mayor COP de valor 3.88.

Se decide elegir el modelo CS-UE12PKE/ CU-UE12PKE de la marca Panasonic, ya que se prefiere dar prioridad al funcionamiento de refrigeración del aparato.

2.3.3. Condiciones de Cálculo

Para seleccionar el rango de temperaturas de funcionamiento se toma como modelo la unidad de referencia. Estos datos se encuentran en el manual de servicio del fabricante y se pueden ver en la tabla 2.3.3.-1.

Temperatura (°C)		Refrigeración		Calefacción	
		DB	WB	DB	WB
Rango de operación en el interior	Máximo	32	23	30	-
	Mínimo	16	11	16	-
Rango de operación en el exterior	Máximo	43	26	24	18
	Mínimo	16	11	-10	-6

Tabla 2.3.3.-1. Rango de temperaturas de funcionamiento.

Donde:

- DB es bulbo seco (Dry-Bulb);
- WB es bulbo húmedo (Water-Bulb).

Las temperaturas de ensayo que se utilizarán para el diseño, son las estándares que aparecen en la Tabla 3 (Aparatos aire-aire – Modo calefacción) y la Tabla 4 (Aparatos aire-aire – Modo refrigeración) de la norma UNE-EN 14511-2. Se puede ver una combinación de ambas tablas en la Tabla 2.3.3.-2.

		Temperatura de diseño (°C)			
		Unidad exterior		Unidad interior	
		DB	WB	DB	WB
Refrigeración condiciones nominales		35	24	27	19
Refrigeración condiciones adicionales		27	19	21	15
		46	24	29	19
Calefacción	Media	-10	-11	20	15
	Fría	-22	-23	20	15
	Cálida	2	1	20	15
	Reversibles	7	6	20	15

Tabla 2.3.3.-2. Condiciones de ensayo, norma UNE-EN 14511-2.

Para el diseño del equipo, se utilizarán las condiciones nominales para el modo refrigeración, y para el modo bomba de calor se usarán las condiciones para equipos reversibles, ya que es el equipo que se quiere diseñar.

También, se selecciona un subcooling para el equipo de 8°C y un superheat de 6°C.

2.4. DISEÑO

2.4.1. El software de cálculo IMST-ART

IMST-ART es un software desarrollado por la Universidad Politécnica de Valencia para el análisis y optimización de equipos de refrigeración, basados en el principio de compresión de vapor. IMST-ART se basa en una larga experiencia en el modelado detallado de los componentes de refrigeración y está totalmente orientado a prestar asistencia en el diseño de componentes y sistemas, su desarrollo prevé especialmente su uso como herramienta de diseño para el uso industrial. La principal característica del programa es la evaluación precisa del rendimiento de la unidad de refrigeración, incluyendo un alto modelado preciso de cada componente al mismo tiempo. De este modo, cualquier modificación, de uno o varios componentes, puede ser evaluada desde la perspectiva del rendimiento global de la unidad.

IMST-ART es capaz de tener en cuenta, en la simulación, la mayor parte de los componentes de los sistemas de compresión de vapor de refrigeración; es decir compresores, intercambiadores de calor, tuberías y accesorios.

2.4.2. Diseño preliminar

2.4.2.1. Selección de temperaturas de condensación y evaporación

El equipo se quiere diseñar dando prioridad al modo de funcionamiento de aire acondicionado, por lo tanto, las temperaturas seleccionadas para el diseño preliminar serán las de las condiciones nominales de refrigeración, las cuales son: para la entrada del condensador de 35°C en el bulbo seco y de 24°C en el húmedo, y para la entrada del evaporador 27°C en el bulbo seco y 19°C en el húmedo.

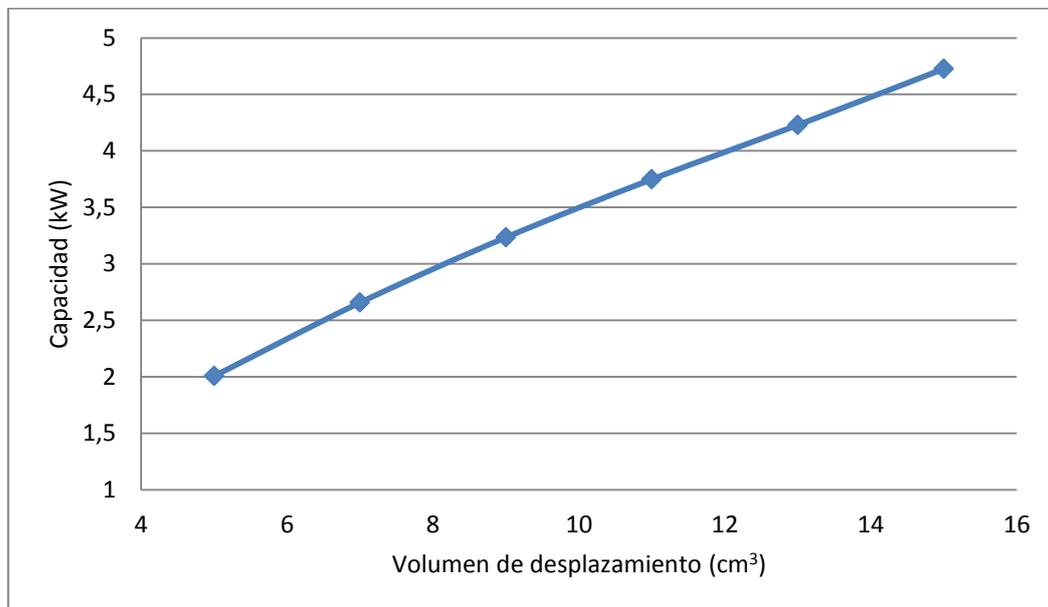
La temperatura de condensación será, aproximadamente, 10°C mayor a la de entrada, para que haya un buen intercambio térmico; por los mismos motivos, la temperatura de evaporación será 10°C inferior a la de entrada.

2.4.2.2. Selección de compresores

Para seleccionar el compresor necesario para obtener la capacidad que se quiere conseguir, 3.5 kW, se ha de calcular el volumen de desplazamiento que es necesario. Para ello, se ha realizado un estudio paramétrico, para observar la evolución de la capacidad de refrigeración con el volumen de desplazamiento del compresor. Los resultados se pueden ver en la siguiente tabla:

Volumen de desplazamiento (cm ³)	Capacidad de refrigeración (kW)
5	2,0078
7	2,658
9	3,235
11	3,7492
13	4,2291
15	4,7262

Tabla 2.4.2.2.-1. Análisis paramétrico del volumen de desplazamiento.



Gráfica 2.4.2.2.-1.

Observando la tabla y la gráfica anteriores, se observa que el desplazamiento buscado se encontrará cercano a los 10 cm³. Conociendo este desplazamiento, se ha procedido a buscar distintos compresores para seleccionar el que proporcione una mayor eficiencia. Estos compresores son los presentados en la siguiente tabla:

Marca	Samsung	Rechi	Mitsubishi	Hitachi
Modelo	G4A080JUAEP	44A193A	RN092VHSMT	ASG108CV
Desplazamiento (cc)	9.74	9.6	9.2	10.8
Capacidad (kW)	2.45	2.265	2.24	2.55
Motor (W)	835	780	770	920

Tabla 2.4.2.2-2. Características técnicas de los compresores.

Los datos son para unas determinadas condiciones de ensayo, que son las mismas para los tres compresores. Estas condiciones cumplen las normas ASHRAE-T.

Temperatura Evaporación	7.2 °C
Temperatura Condensación	54.4 °C
Temperatura Retorno gas	35 °C
Temperatura Líquido	46.1 °C
Temperatura Ambiente	35 °C

Tabla 2.4.2.2-3. Condiciones de ensayo de los compresores.

Para introducir los datos en el software, al no tener una tabla de datos de catálogo, se debe utilizar el formato *Single Point Adjustment*. Esta aplicación solicita entre otros datos el subenfriamiento (*subcooling*) y el recalentamiento (*superheat*), los cuales no se proporcionan pero son calculables.

$$T_{subcooling} = T_{cond} - T_{liq} \quad (1)$$

$$T_{subcooling} = 54.4 - 46.1 = 8.3^{\circ}C$$

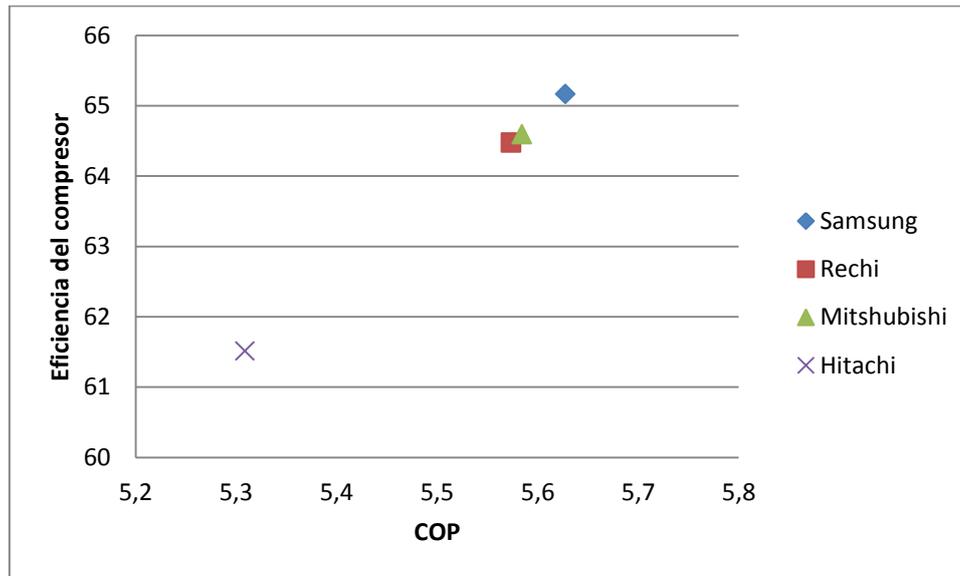
$$T_{superheat} = T_{Gas} - T_{evap} \quad (2)$$

$$T_{superheat} = 35 - 7.2 = 27.8^{\circ}C$$

Lo que proporciona un subenfriamiento de 8.3 °C y un recalentamiento de 27.8 °C, con estos datos ya se pueden introducir los compresores en el programa. Para poder compararlos bien se han de realizar los cálculos con intercambiadores de calor a temperatura constante, las temperaturas de condensación y evaporación seleccionadas tendrán 10 grados de diferencia con respecto a la de entrada; es decir, la temperatura de condensación será de 45°C y la de evaporación de 17°C.

Compresor	Samsung	Rechi	Mitsubishi	Hitachi
Eficiencia de compresor	65,163	64,477	64,594	61,511
COP	5,6275	5,5735	5,5843	5,3089

Tabla 2.4.2.2.-4. Prestaciones compresores.



Gráfica 2.4.2.2.-2.

En la gráfica 2.4.2.2.-2 se puede apreciar, claramente, que el que proporciona una mayor eficiencia, para los rangos de temperatura elegidos, tanto en la eficiencia del compresor como en el COP, es el compresor de la marca Samsung, por lo tanto éste será el compresor seleccionado.

2.4.3. Cálculo y selección de componentes del sistema

2.4.3.1. Cálculo del condensador

El condensador será del tipo tubos y aletas, como ya se ha dicho, la temperatura a la entrada del condensador será de 35°C, la velocidad del aire proporcionada por el ventilador, de cara a estos cálculos previos antes de seleccionar un ventilador adecuado, será de 2.5 m/s con una eficiencia del 30%. Las aletas serán de aluminio y planas con un grosor de 0.1 mm y una densidad de 19 fpi, como indica el modelo de referencia. Los tubos serán de cobre, con un grosor de 0.28mm, el diámetro exterior para un aparato de este tamaño puede ser de 7.92 mm (5/16") o 9.52 mm (3/8"), para lo que se ha de comprobar cual proporcionará un mayor COP (Tabla 2.4.3.1.-1).

Diámetro exterior (mm)	COP
7,92	5,0202
9,52	4,9932

Tabla 2.4.3.1.-1. Diámetro de tubo del condensador.

Aunque no hay mucha diferencia, el diámetro de 7.92 mm proporciona un mejor COP, por lo que se ha decidido elegir esta medida.

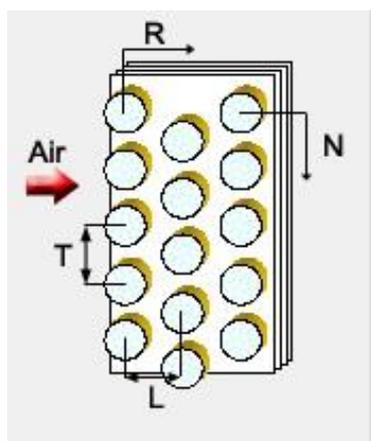


Imagen 2.4.3.1.-1.

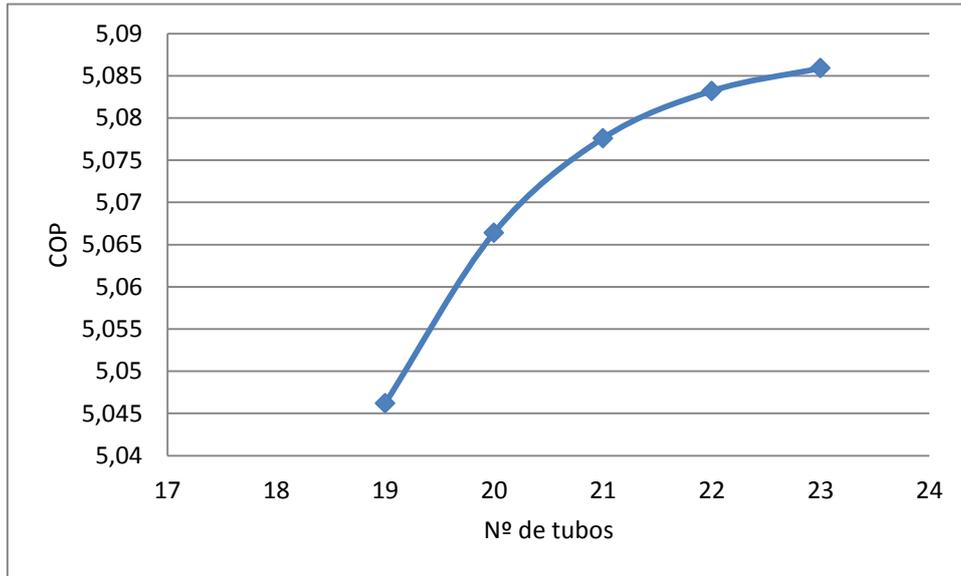
La distribución de los tubos será como indica la imagen 2.4.3.1.-1, donde:

- R es el número de filas (Row);
- N es el número de tubos que hay en cada fila;
- T es la distancia perpendicular entre los tubos de una misma fila, su valor es constante y vale $T=25.4\text{mm}$;
- L es la distancia horizontal entre tubos de distinta fila, su valor también es constante y es de $L=22\text{mm}$.

En el modelo que se ha tomado como referencia, el número de filas es de 2, el ancho del condensador es de 749.3 mm, la altura es de 504 mm, y como la distancia entre tubos es conocida (T) se puede saber el número de tubos que correspondería, en este caso sería de 20. Se ha estudiado la variación del COP para conocer la conveniencia de modificar el número de tubos (Tabla 2.4.3.1.-2).

Nº de tubos	19	20	21	22	23
COP	5,0462	5,0664	5,0776	5,0832	5,0859

Tabla 2.4.3.1.-2. Selección número de tubos del condensador.



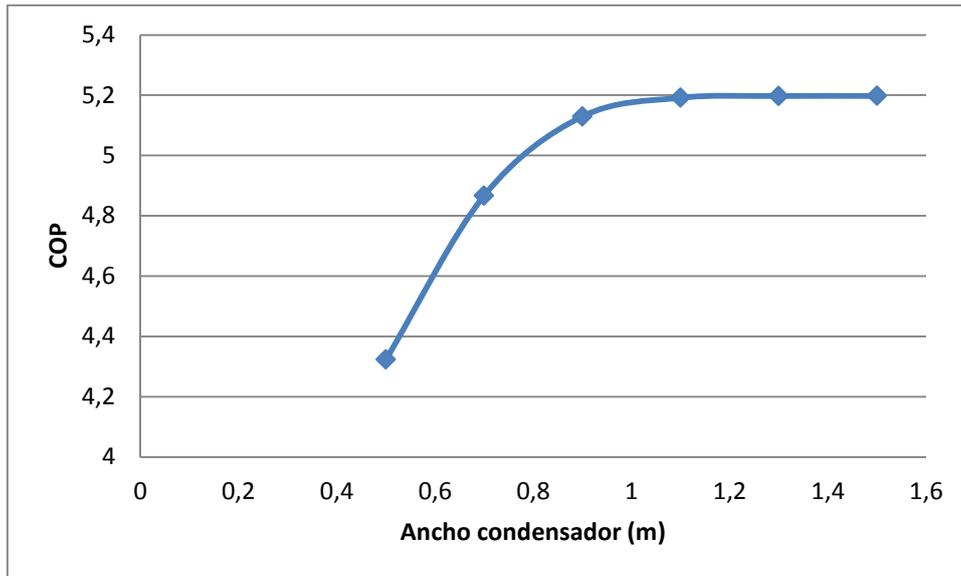
Gráfica 2.4.3.1.-1.

Tal y como se puede observar en la gráfica 2.4.3.1.-1, el COP apenas aumenta cuando hay más de 21 tubos y la diferencia entre 19 y 20 es considerable. La duda está en si es conveniente aumentar a 21 tubos o dejarlo en 20, ya que, aunque hay una diferencia entre ambos no es tan importante como la anterior. Ya que se quiere diseñar un aparato ultraeficiente se decide elegir 21 tubos, además esta cifra permite, en caso de requerirlo, dividir el circuito de los tubos en 3 circuitos iguales, al ser divisible entre este número.

Otro parámetro que se puede modificar para tratar de aumentar el COP es el ancho del intercambiador, como se ha podido ver en la tabla 2.3.1.-3 el del modelo era de 749.3mm. Para ver la variación se ha realizado un análisis paramétrico (Tabla 2.4.3.1.-3).

Ancho condensador (m)	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5
COP	4,3229	4,8665	5,1293	5,1915	5,1971	5,1973

Tabla 2.4.3.1.-3. Análisis paramétrico del ancho del condensador.



Gráfica 2.4.3.1.-2

Tal y como se puede ver en la gráfica 2.4.3.1.-2, la pendiente a partir de 0.9 m es muy pequeña, y a partir de 1m prácticamente nula; al igual que cuando se ha seleccionado el número de tubos, el ancho seleccionado ha sido de 0.9 m para conseguir una mayor eficiencia, ya que aumentar más el ancho no sería conveniente porque la ganancia de COP es insignificante; para un equipo en el que no se buscara una eficiencia muy alta con ancho de 0.7 m habría sido suficiente. Surge un inconveniente al seleccionar esta medida, y es que sobrepasa el ancho que tenía la unidad exterior, que era de 0.78 m, las posibles soluciones serían, por un lado cambiar la caja por una de mayor tamaño, ya que al ser en el exterior es más fácil modificar el tamaño, porque no suele haber limitaciones de espacio. Si esto no fuera posible, se podría diseñar el condensador con la forma de la imagen 2.4.3.1.-2, ya que al hacer ese giro se puede aprovechar mejor el espacio.

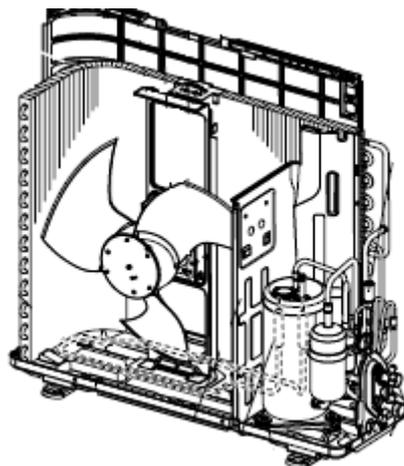


Imagen 2.4.3.1.-2.

Por lo tanto, las medidas finales del compresor serán: 2 filas de 21 tubos cada una, con un ancho de 0.9 metros. La conexión entre tubos será distribuida en tres circuitos iguales, diseñados a contracorriente; la imagen 2.4.3.1.-3 representa uno de estos circuitos.

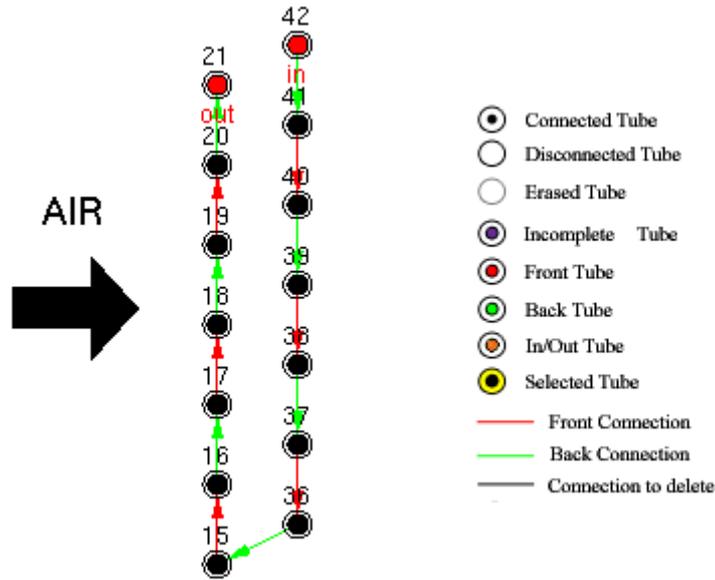


Imagen 2.4.3.1.-3.

2.4.3.2. Cálculo del evaporador

El evaporador también será del tipo tubos y aletas, la temperatura del evaporador será de 27°C, en seco, y 19°C en húmedo; en este caso la velocidad del ventilador será de 1.5 m/s, la diferencia con respecto al condensador se debe a que a mayor velocidad más ruido se produce, por tanto, es preferible que este ruido se produzca en el condensador, ya que, al encontrarse en la unidad exterior es menos molesto.

Las aletas, en este caso, también serán de aluminio, pero del tipo louvered, su espesor será de 0.1 mm y su densidad de 19 fpi; los tubos serán de cobre con un espesor de 0.28 mm, al igual que con el condensador, se ha de calcular que diámetro proporciona un mayor COP.

Diámetro exterior (mm)	COP
7,92	5,1292
9,52	5,1035

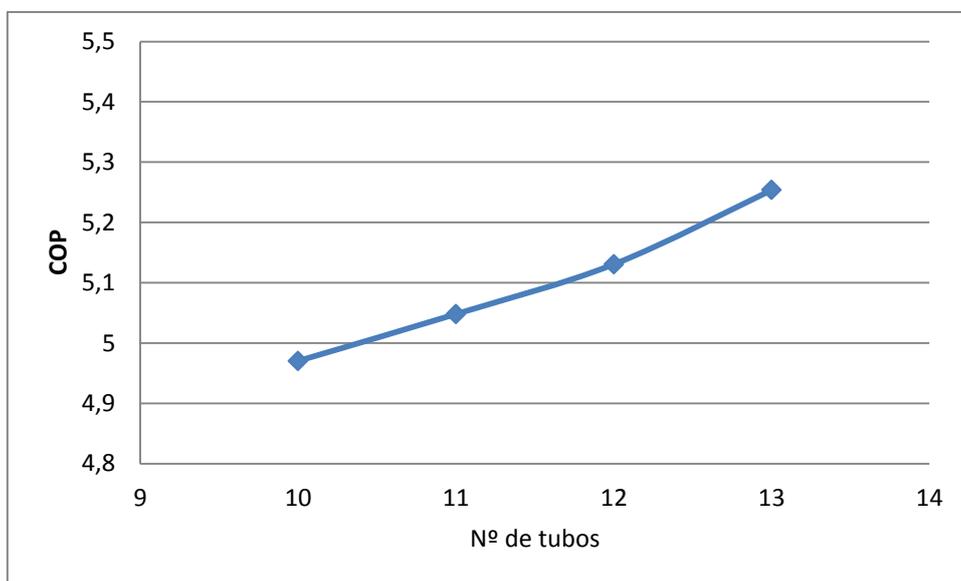
Tabla 2.4.3.2.-1. Diámetro de tubo del evaporador.

A la vista de los resultados reflejados en la tabla anterior, el diámetro apropiado será el de 7.92 mm (5/16").

Las medidas de T y L serán las mismas que en el condensador, es decir, T=25.4 mm y L=22 mm; el número de filas que indica el modelo de referencia es de 2, por lo que en principio, se utiliza este número; el ancho del intercambiador que indica el modelo es de 610 mm, la altura es de 315 mm y como la distancia entre tubos es de 25.4 mm, el número de tubos por fila será de 12. Ahora se debe comprobar si ese número es el adecuado o se puede modificar por otro mejor (Tabla 2.4.3.2.-2).

Nº de tubos	10	11	12	13
COP	4,9702	5,048	5,1305	5,2536

Tabla 2.4.3.2.-2. Número de tubos del evaporador.



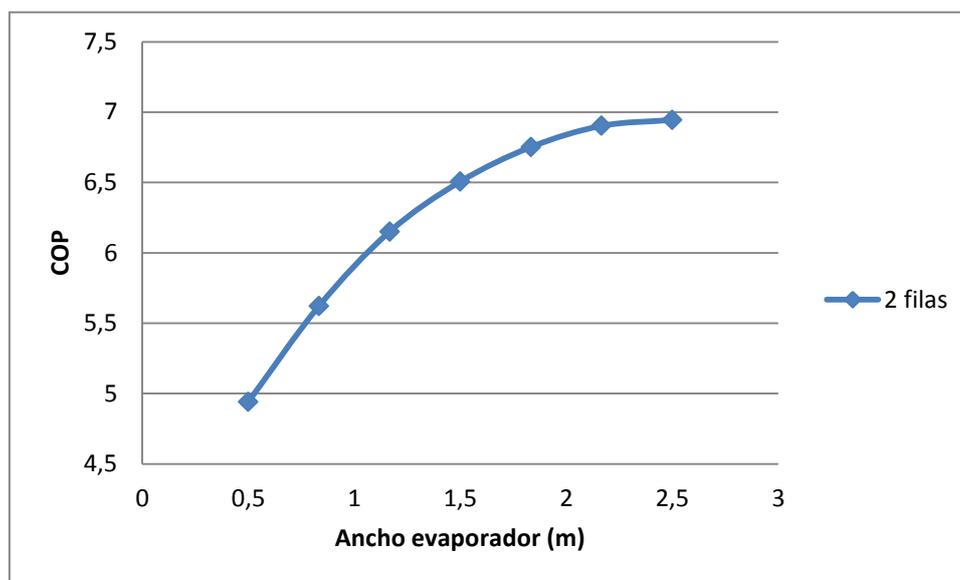
Gráfica 2.4.3.2.-1.

Como se puede observar en la gráfica 2.4.3.2.-1, en un primer momento podría resultar beneficioso aumentar el número de tubos a 13, pero eso supondría aumentar la altura del evaporador hasta los 330 mm aproximadamente, lo cual es una altura considerable para la unidad interior, que se supone será un split de pared; también es mejor dejar los 12 tubos, porque el circuito de tubos se puede dividir en 2, 3 o 4 circuitos, según convenga, ya que 12 es múltiplo de estos números, mientras que con 13 solo se podría diseñar con un único circuito, ya que al ser 13 un número primo, al diseñar más de un circuito siempre quedaría algún tubo vacío.

El ancho del modelo de referencia es de 0.61 m, se ha realizado un análisis paramétrico para comprobar la variación del COP al modificar el ancho (Tabla 2.4.3.2.-3).

Ancho Evaporador (m)	0,5	0,83333	1,1667	1,5	1,8333	2,1667	2,5
COP	4,9413	5,6216	6,1506	6,5065	6,7519	6,9022	6,9447

Tabla 2.4.3.2.-3. Análisis paramétrico del ancho del evaporador.

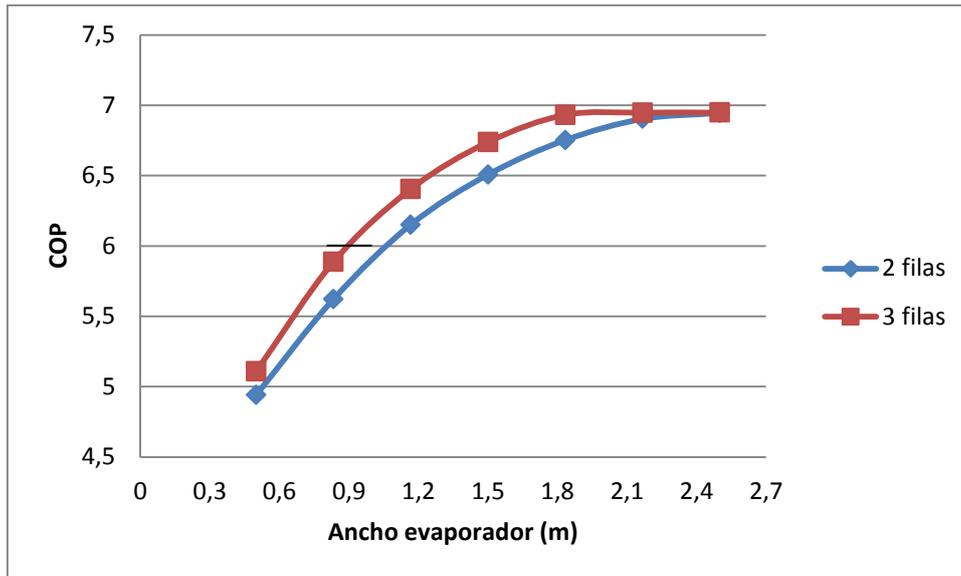


Gráfica 2.4.3.2.-2.

Observando la gráfica 2.4.3.2.-2, se podría establecer un ancho de aproximadamente 1.1 m, aunque la pendiente sigue alta hasta 1.5, no es lo suficiente para tenerlo en cuenta, y además supondría una medida demasiado alta. El problema es que esa medida es demasiado grande, por lo que se ha de incrementar el área del evaporador de otra manera. Se ha decidido aumentar el número de filas de tubos a 3 (tabla 2.4.3.2.-4).

Ancho Evaporador (m)	0,5	0,83333	1,1667	1,5	1,8333	2,1667	2,5
COP 2 filas	4,9413	5,6216	6,1506	6,5065	6,7519	6,9022	6,9447
COP 3 filas	5,1087	5,8866	6,404	6,7373	6,9309	6,9474	6,9475

Tabla 2.4.3.2.-4. Análisis paramétrico del ancho del evaporador con distinto número de filas.

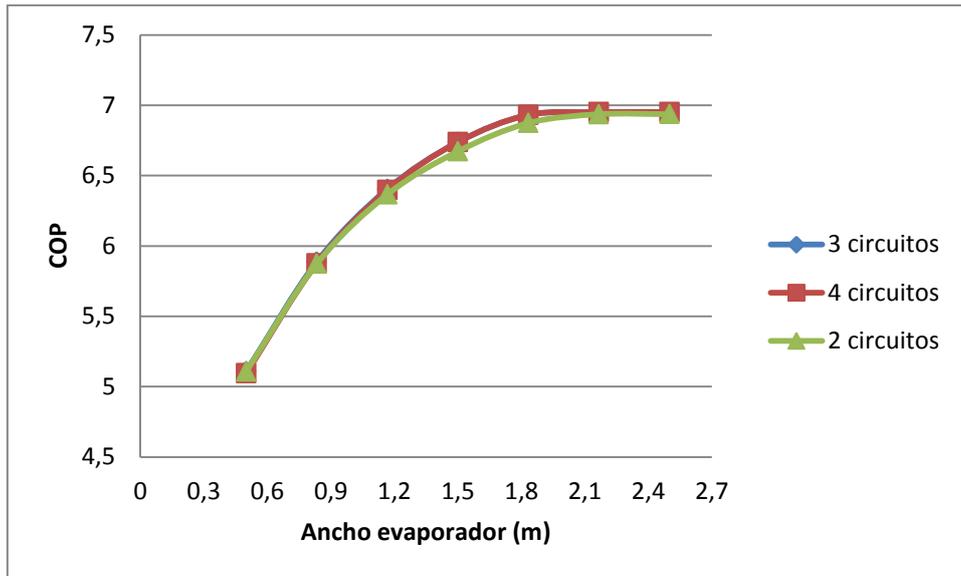


Gráfica 2.4.3.2.-3.

Para 2 filas de tubos se había establecido como aceptable un ancho de 1,2 metros, trasladado ese COP al evaporador de 3 filas, se obtiene un ancho de evaporador de 0.9 metros. Esta medida aunque un poco grande podría valer, aunque se va a estudiar si modificando el número de circuitos se puede reducir algo el ancho.

Ancho Evaporador (m)	0,5	0,83333	1,1667	1,5	1,8333	2,1667	2,5
2 circuitos	5,1063	5,872	6,3655	6,6717	6,8733	6,9359	6,9364
3 circuitos	5,1087	5,8866	6,404	6,7373	6,9309	6,9474	6,9475
4 circuitos	5,0936	5,8744	6,3982	6,738	6,9306	6,9507	6,951

Tabla 2.4.3.2.-4. Análisis paramétrico del ancho del evaporador con distinto número de filas.



Gráfica 2.4.3.2.-4.

En la gráfica 2.4.3.2.-4 se observa que al modificar el número de circuitos el COP apenas varía, aun así la distribución con la que se obtiene un COP mayor es la de tres circuitos.

Por tanto las características del evaporador serán finalmente: tres filas de tubos, con 12 tubos cada una y con un ancho de evaporador de 0.9 metros; estos tubos estarán agrupados formando 3 circuitos iguales. Una representación del diseño de estos circuitos se puede observar en la imagen 2.4.3.2.-1.

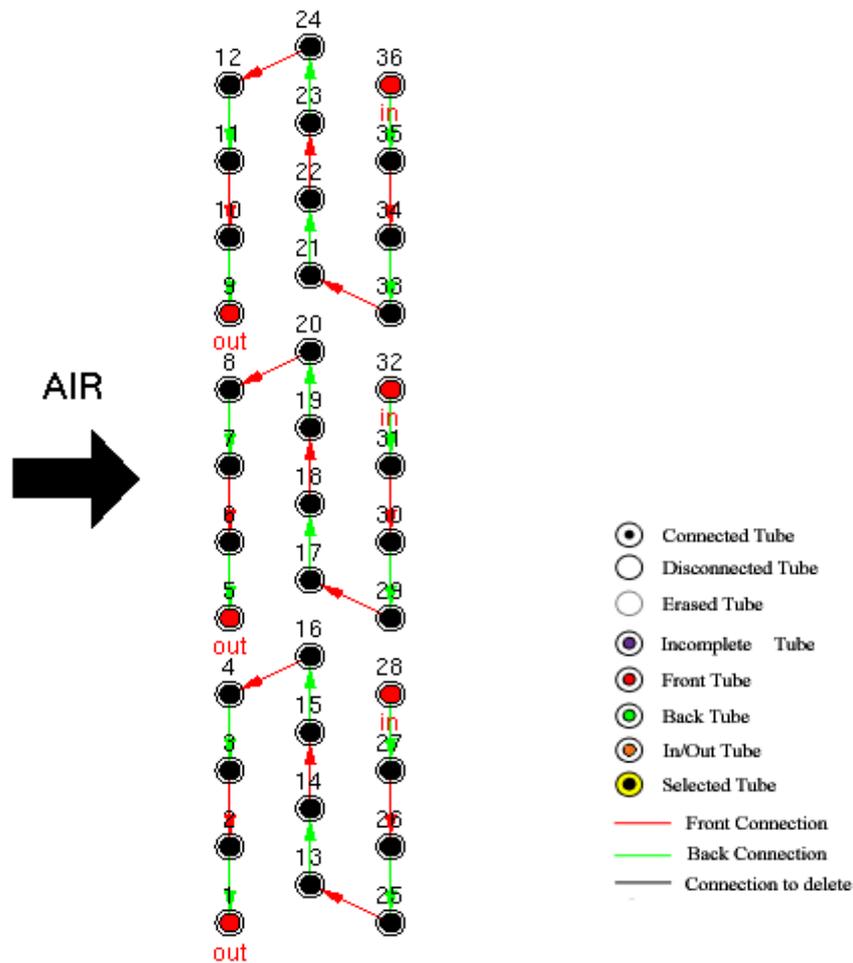


Imagen 2.4.3.2.-1.

2.4.3.3. Cálculo de tuberías

Para el cálculo de las tuberías se tienen que seleccionar tres medidas: el diámetro exterior, el grosor del tubo y la longitud. Las tuberías que hay que diseñar son tres:

- La tubería por la que circula el gas, también llamada línea de succión o aspiración, es la tubería que conecta el evaporador con el compresor.
- La línea de descarga, es la tubería que conecta el compresor y el condensador.
- La tubería por la que circula el refrigerante en estado líquido, conecta el condensador y el evaporador.

Para la primera tubería se toma como punto de partida el modelo de referencia, donde el diámetro exterior era de 9.52 mm (3/8") y la longitud era de 5 m. La longitud se mantiene, ya que esa distancia se supone suficiente para conectar la unidad exterior y la unidad interior; en cuanto al diámetro exterior se realiza un análisis para calcular las variaciones del COP con respecto a esta medida, cuyo resultado se puede observar en la tabla 2.4.3.3.-1.

Diámetro exterior	COP
7,92	5,8214
9,52	5,9443
12,7	6,0092
15	6,0226

Tabla 2.4.3.3.-1. Variación del COP con el diámetro de la tubería de aspiración.

A la vista de estos resultados, se puede incrementar el diámetro hasta los 12.7 mm, una medida más alta ya no sería recomendable porque el escaso beneficio en el COP no es compensable con el incremento del tamaño.

Para la línea de descarga no se necesita una longitud excesiva, ya que los dos elementos que conecta se encuentran en la unidad exterior, por eso se selecciona una longitud de 0,5 m. Para determinar el diámetro adecuado se realizara un análisis similar al de la anterior tubería (Tabla 2.4.3.3.-2).

Diámetro exterior	COP
6,35	5,9688
7,92	6,0092
9,52	6,0208
12,7	6,0266

Tabla 2.4.3.3.-2. Variación del COP con el diámetro de la tubería de descarga.

Observando la tabla 2.4.3.3.-2, se ha decidido elegir como valor del diámetro exterior 7.92 mm (5/16").

Finalmente, para la tubería del líquido el modelo de referencia indica un diámetro exterior de valor 6.35 mm y una longitud de 5 metros. Se ha mantenido la longitud por los mismos motivos que en la línea de aspiración, y el diámetro se seleccionará de manera análoga a las dos anteriores (Tabla 2.4.3.3.-3).

Diámetro exterior	COP
3,18	6,0084
4,75	6,0092
6,35	6,01

Tabla 2.4.3.3.-3. Variación del COP con el diámetro de la tubería del líquido.

Apenas hay variación en el COP con el cambio de diámetro, por lo que, se ha seleccionado un diámetro de 4,75 mm (3/16"). En la tabla 2.4.3.3.-4, se puede observar un resumen con los resultados seleccionados para las tres tuberías.

	Gas	Línea de descarga	líquido
Diámetro exterior (mm(pulgadas))	12.7 (1/2)	7.92 (5/16)	4.75 (3/16)
Longitud (m)	5	0.5	5
Grosor de tubería (mm)	0.28		

Tabla 2.4.3.3.-4. Medidas finales de las tuberías.

2.4.3.4. Selección de válvula expansión y de la válvula inversora de ciclo

La selección de ambas válvulas se ha realizado consultando catálogos y eligiendo aquellas válvulas que mejor se adecúan a las necesidades de nuestro equipo.

Para la selección de la válvula de expansión se ha elegido el catálogo de válvulas de Danfoss; las condiciones para la selección de la válvula se pueden ver en la imagen 2.4.3.4.-1, para hacer esta selección es necesario conocer las temperaturas de evaporación y condensación, así como la capacidad. Para el diseño actual la temperatura de evaporación es de 17.357 °C y la temperatura de condensación es de 43.713°C; las temperatura presentes en el catálogo más cercanas a éstas son de 10°C para la temperatura de evaporación y de 45°C para la de condensación (la columna correspondiente a estas temperaturas ha sido resaltada en la imagen del catálogo).

Una vez determinadas las temperaturas de evaporación y condensación solo falta la capacidad de refrigeración, que para las temperaturas anteriores es de 3.7772 kW. Esta capacidad no es la misma que se obtendría para 45°C de condensación y 10°C de evaporación, ya que al disminuir la temperatura de evaporación también disminuye la capacidad; por lo que las dos posibles válvulas serán la TU / 03, que es para una capacidad de hasta 3.3 kW, y la TU / 04, cuya capacidad llega hasta 5.1 kW. La válvula de expansión elegida finalmente es la TU / 04, ya que, aunque la TU / 03 podría bastar pero para asegurarse se ha elegido la otra.

Tipo de válvula/ Orificio	Temp. cond. ⁷⁾ [°C]	Capacidad en [kW]					Tipo de válvula/ Orificio	Temp. cond. ⁷⁾ [°C]	Capacidad en [kW]				
		Temp. evaporación [°C]							Temp. evaporación [°C]				
		-10	-5	0	5	10			-10	-5	0	5	10
TU / 00	25	0.77	0.78	0.78	0.76	0.71	TU / 00	45	0.80	0.83	0.86	0.87	0.87
TU / 01		1.11	1.15	1.17	1.16	1.11	TU / 01		1.17	1.23	1.29	1.34	1.4
TU / 02		1.60	1.7	1.8	1.9	1.9	TU / 02		1.7	1.9	2.1	2.3	2.4
TU / 03		2.2	2.4	2.6	2.6	2.6	TU / 03		2.4	2.7	2.9	3.1	3.3
TU / 04		3.3	3.6	3.9	4.0	4.0	TU / 04		3.6	4.0	4.4	4.8	5.1
TU / 05		4.4	4.8	5.1	5.3	5.3	TU / 05		4.8	5.3	5.8	6.3	6.8
TU / 06		6.7	7.3	7.8	8.1	8.0	TU / 06		7.2	8.0	8.9	9.6	10.3
TU / 07		8.9	9.7	10.3	10.7	10.7	TU / 07		9.6	10.7	11.7	12.8	13.7
TU / 08		13.3	14.5	15.3	15.8	15.7	TU / 08		14.3	15.9	17.4	18.8	20.1
TU / 09		19.9	21.6	23.0	23.9	23.7	TU / 09		21.3	23.7	26.1	28.3	30.3
TC / 01		17.3	18.2	18.7	18.7	17.9	TC / 01		18.8	20.1	21.4	22.4	23.1
TC / 02		21.9	23.0	23.7	23.7	22.8	TC / 02		23.9	25.6	27.2	28.5	29.5
TC / 03		28.4	29.6	30.3	30.2	28.8	TC / 03		31.1	33.1	34.9	36.3	37.2
TU / 00	35	0.80	0.83	0.84	0.85	0.83	TU / 00	55	0.77	0.80	0.83	0.85	0.86
TU / 01		1.16	1.22	1.27	1.30	1.30	TU / 01		1.12	1.19	1.26	1.31	1.3
TU / 02		1.7	1.9	2.0	2.2	2.3	TU / 02		1.67	1.9	2.1	2.2	2.4
TU / 03		2.4	2.6	2.8	3.0	3.1	TU / 03		2.3	2.6	2.9	3.1	3.3
TU / 04		3.6	3.9	4.3	4.6	4.8	TU / 04		3.4	3.9	4.3	4.7	5.1
TU / 05		4.7	5.2	5.7	6.1	6.3	TU / 05		4.7	5.2	5.7	6.3	6.8
TU / 06		7.1	7.9	8.6	9.2	9.7	TU / 06		6.9	7.8	8.7	9.5	10.4
TU / 07		9.5	10.5	11.4	12.2	12.9	TU / 07		9.2	10.4	11.5	12.6	13.7
TU / 08		14.2	15.6	16.9	18.0	18.8	TU / 08		13.8	15.5	17.1	18.6	20.1
TU / 09		21.1	23.3	25.4	27.1	28.5	TU / 09		20.5	23.0	25.5	28.0	30.3
TC / 01		18.5	19.7	20.7	21.3	21.6	TC / 01		18.3	19.7	21.0	22.2	23.2
TC / 02		23.5	25.0	26.2	27.1	27.5	TC / 02		23.3	25.2	26.9	28.4	29.7
TC / 03		30.4	32.2	33.6	34.5	34.8	TC / 03		30.5	32.6	34.5	36.1	37.4

Imagen 2.4.3.4.-1.

Para la válvula inversora de ciclo se ha seleccionado una válvula de 4 vías utilizando también el catálogo de válvulas de Danfoss. Para la selección de la válvula inversora es necesario conocer los diámetros de las tuberías de descarga y de aspiración, los cuales se habían calculado previamente. Por tanto, observando la imagen 2.4.3.4.-2, que es un extracto del catálogo, para un diámetro de línea de descarga de 5/16" y un diámetro de 1/2" la válvula correspondiente STF-0205G, cuyo rango de capacidad es de 2.8 kW a 11.4 kW, como la capacidad del equipo entra dentro de este rango esta será la válvula seleccionada finalmente.

Modelo	Descarga		Aspiración		Capacidad nominal ¹⁾ kW	Válvula tipo	Código	Uds. Multipack
	I.D. mm	O.D. Inch	I.D. mm	O.D. Inch				
STF-0101G	8.10	5/16	9.70	3/8	1.6 - 5.1	A	061L1206	4
STF-0104G	8.10	5/16	9.70	3/8	2.4 - 6.4	A	061L1143	45
STF-0201G	9.70	3/8	12.95	1/2	2.8 - 11.4	A	061L1207	3
STF-0202G	9.70	3/8	12.95	1/2	3.8 - 10.3	A	061L1139	32
STF-0204G	9.70	3/8	16.03	5/8	2.8 - 11.4	D	061L1145	32
STF-0205G	8.10	5/16	12.95	1/2	2.8 - 11.4	B	061L1146	32
STF-0208G	9.70	3/8	16.03	5/8	2.8 - 11.4	C	061L1147	32
STF-0209G	9.70	3/8	12.95	1/2	2.8 - 11.4	B	061L1148	32
STF-0214G	12.95	1/2	16.03	5/8	2.8 - 11.4	D	061L1149	32
STF-0301G	12.95	1/2	16.15	5/8	5.3 - 14.6	E	061L1208	4
STF-0306G	12.95	1/2	19.2	3/4	5.3 - 14.6	E	061L1151	32
STF-0401G	12.80	1/2	19.15	3/4	8.3 - 29.2	B	061L1209	2
STF-0404G	12.80	1/2	19.15	3/4	8.4 - 33	B	061L1193	24
STF-0409G	12.80	1/2	22.40	7/8	8.3 - 29.2	B	061L1154	24
STF-0413G	16.00	5/8	22.40	7/8	8.3 - 29.2	B	061L1155	24
STF-0420G	12.80	1/2	22.40	7/8	8.4 - 33	B	061L1156	24
STF-0712G	19.15	3/4	22.30	7/8	21 - 53	B	061L1223	1

Imagen 2.4.3.4.-2.

2.4.3.5. Selección de ventilador

El ventilador a seleccionar es el del condensador, porque en el evaporador bastará con indicar la velocidad del aire, en este caso 1.5 m/s, y la eficiencia del ventilador, que ha sido estimado en un 50%.

Utilizando la gráfica 2.4.3.5.-1 se ha de hallar el punto más cercano al del diseño, para ubicar el punto del equipo es necesario conocer la caída de presión, que en este caso es $\Delta p = 27,578$ Pa, y el flujo del aire que es de 3456,4 m³/h; el punto más cercano será el 11 lo que supone que el ventilador tendrá un régimen de giro de 900 rpm.

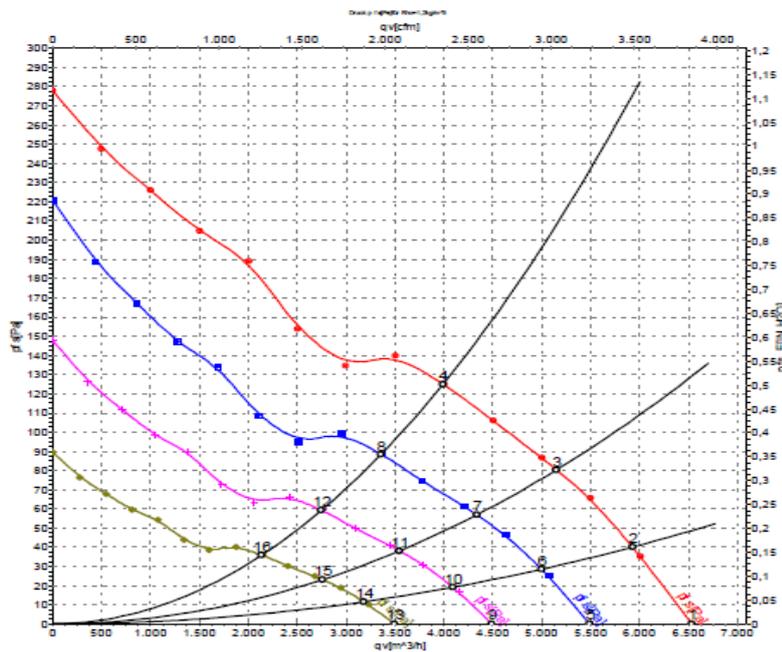
Para definir el ventilador en el software hay que rellenar 2 tablas de la que obtenemos los datos de la tabla 2.4.3.5.-3. Estas tablas son:

Flowrate (m ³ /h)	2745	3545	4090	4490
Static Pressure (Pa)	60	38	19	0

Tabla 2.4.3.5.-1. Fan definition.

Flowrate (m ³ /h)	2745	3545	4090	4490
Power (W)	112	106	98	87

Tabla 2.4.3.5.-2. Consumption definition.



Gráfica 2.4.3.5.-1.

	U	f	n	P _{ed}	l	LpA _{in}	LwA _{in}	LwA _{out}	qv	p _{fs}
	V	Hz	min ⁻¹	W	A	dB(A)	dB(A)	dB(A)	m ³ /h	Pa
1	230	50	1310	270	1.72	65	71	72	6535	0
2	230	50	1300	298	1.91	62	68	69	5925	40
3	230	50	1300	326	2.07	60	65	67	5150	80
4	230	50	1300	345	2.20	61	67	68	3990	125
5	230	50	1100	160	1.02	61	67	68	5490	0
6	230	50	1100	179	1.15	58	64	65	4995	29
7	230	50	1100	194	1.23	56	62	63	4335	57
8	230	50	1100	205	1.30	57	63	64	3360	89
9	230	50	900	87	0.56	57	63	64	4490	0
10	230	50	900	98	0.63	54	60	61	4090	19
11	230	50	900	106	0.68	52	57	59	3545	38
12	230	50	900	112	0.71	53	59	60	2745	60
13	230	50	700	41	0.26	51	57	58	3490	0
14	230	50	700	46	0.30	48	55	56	3180	12
15	230	50	700	50	0.32	46	52	53	2760	23
16	230	50	700	53	0.34	47	54	54	2135	36

Tabla 2.4.3.5.-3. Valores medidos del ventilador.

2.4.3.6. Inversión del ciclo de refrigeración: modo bomba de calor

Para finalizar el diseño, han sido analizadas las prestaciones en el modo bomba de calor para comprobar tanto si la capacidad como la eficiencia, que han sido calculadas, son apropiadas para el equipo diseñado. También ha sido comprobado si en este modo se produce algún error con el diseño previo.

Las condiciones de ensayo son, como ya se ha indicado previamente en las condiciones de cálculo, las indicadas en las condiciones nominales de la tabla 3 de la norma UNE-EN 14511-2, que son las que se presentan en la tabla 2.4.3.6.-1.

Unidad exterior	Bulbo seco	7°C
	Bulbo húmedo	6°C
Unidad interior	Bulbo seco	20°C
	Bulbo húmedo	15°C

Tabla 2.4.3.6.-1. Condiciones de ensayo modo bomba de calor.

Por tanto, utilizando estas condiciones, las especificaciones se pueden observar en la tabla 2.4.3.6.-2.

Temperatura de condensación	°C	29,015
Temperatura de evaporación	°C	2,3483
COP	W/W	6,8755
COP con auxiliares incluidos	W/W	5,0837
Capacidad de calefacción	kW	3,1058
Rendimiento del compresor	%	65,428
Eficiencia volumétrica	%	92,127

Tabla 2.4.3.6.-2. Prestaciones bomba de calor.

Aunque los resultados sobre la capacidad son algo bajos para estas condiciones, tanto el COP como la eficiencia del compresor son lo suficientemente altos como para que el diseño se considere aceptable para el modo bomba de calor.

2.5. PRESTACIONES EQUIPO

2.5.1. Capacidad y consumo en el rango previsto de operación

2.5.1.1. Modo Aire Acondicionado

Para que el equipo esté funcionando en el modo aire acondicionado, se ha de poner la válvula de cuatro vías en el modo de operación adecuado. En este caso el condensador estará situado en la unidad exterior, y el evaporador se situará en la unidad interior.

Tanto el diseño como el flujo del refrigerante se pueden observar en la imagen 2.5.1.1.-1, en este diseño se han utilizado dos válvulas de expansión, y dependiendo del sentido del flujo del refrigerante la válvula utilizada sería una u otra. Se ha decidido utilizar dos válvulas de expansión termodinámicas porque, a pesar de tener que utilizar una válvula más, este esquema permite una mejor regulación en ambos modos y minimiza la carga de refrigerante.

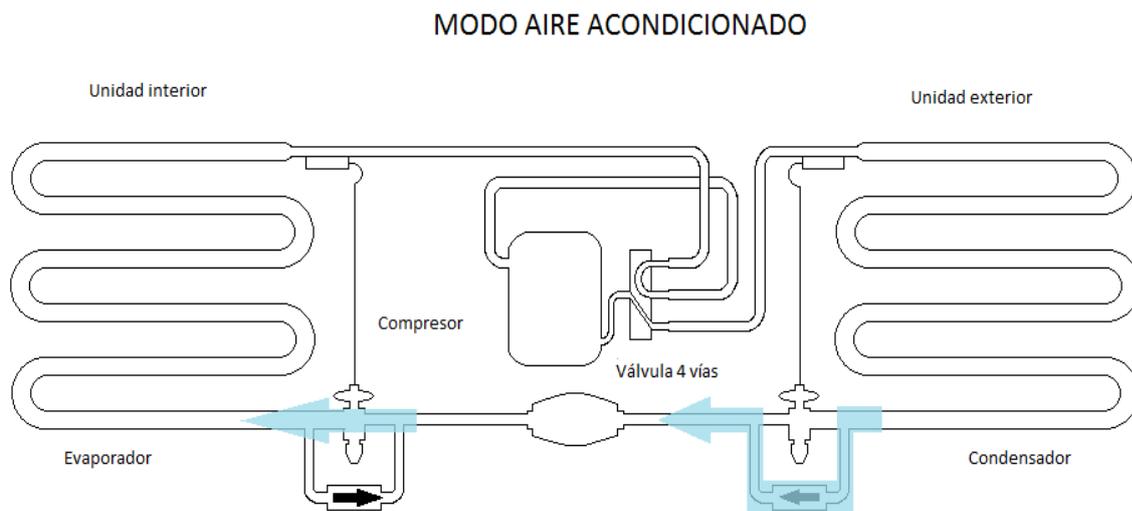


Imagen 2.5.1.1.-1.

Temperatura de condensación	°C	43,883
Temperatura de evaporación	°C	17,368
Presión de condensación	kPa	2663,2
Presión de evaporación	kPa	1341,9
SubCooling en el condensador	K	8
SubCooling total	K	8,1189
Superheat en el evaporador	K	5,7491
SuperHeat total	K	5,8841
COP _{frio} (EER)	W/W	5,9685
COP con auxiliares incluidos	W/W	4,8415
Capacidad de refrigeración	kW	3,7723
Flujo másico	kg/s	0,021656
Potencia del compresor	kW	0,63203
Potencia total	kW	0,77916
Rendimiento isoentrópico	%	68,336
Rendimiento del compresor	%	64,919
Eficiencia volumétrica	%	92,073
Refrigerante		R410A

Tabla 2.5.1.1.-1. Prestaciones modo aire acondicionado.

Se pueden observar las prestaciones con mayor detalle en el Anejo, apartado 4.1.

2.5.1.2. Modo Bomba de Calor

El equipo se ha diseñado para que también funcione produciendo aire caliente en invierno, para que funcione en el modo bomba de calor es necesario que la válvula de cuatro vías esté en el modo de funcionamiento correspondiente.

En este modo, a diferencia del modo aire acondicionado, el intercambiador que se encuentra en la unidad exterior es el evaporador; mientras que es el condensador el que se sitúa dentro de la unidad ubicada en el interior.

En la imagen 2.5.1.2.-1 se puede ver cómo quedaría este diseño, así como también conocer cual sería el sentido del flujo del refrigerante.

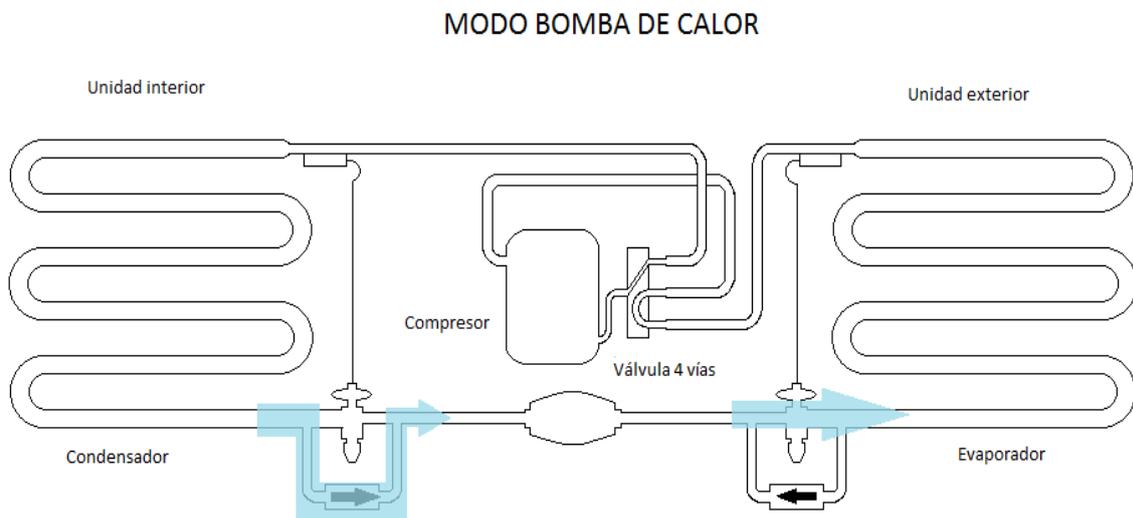


Imagen 2.5.1.2.-1.

Temperatura de condensación	°C	29,015
Temperatura de evaporación	°C	2,3483
Presión de condensación	kPa	1842,7
Presión de evaporación	kPa	860,17
SubCooling en el condensador	K	8
SubCooling total	K	7,7563
Superheat en el evaporador	K	4,4237
SuperHeat total	K	5,8907
COP	W/W	6,8755
COP con auxiliares incluidos	W/W	5,0837
Capacidad de calefacción	kW	3,1058
Flujo másico	kg/s	0,01371
Potencia del compresor	kW	0,45172
Potencia total	kW	0,61093
Rendimiento isoentrópico	%	68,871
Rendimiento del compresor	%	65,428
Eficiencia volumétrica	%	92,127
Refrigerante		R410A

Tabla 2.5.1.2.-1. Prestaciones modo bomba de calor.

2.5.2. Prestaciones con refrigerante alternativo: propano

A continuación, ha sido realizado un análisis utilizando otro refrigerante: el propano o R290. Al ser otro refrigerante, el compresor ha sido cambiado, utilizando uno diseñado para este nuevo refrigerante. Para la elección de este compresor se ha decidido utilizar uno con un volumen de desplazamiento próximo al que se había elegido para el R410A; el compresor seleccionado tiene un volumen de 10.4 cm³ y sus características pueden verse en la tabla 2.5.2.-1.

Marca	Modelo	Desplazamiento (cm ³)	Potencia del motor (W)	Capacidad frigorífica (W)
Hitachi	WHP02000PSV	10.4	500	1500
Hitachi	WHP02600PSV	13.5	629	1975

Tabla 2.5.2.-1. Compresores refrigerante R290.

Las condiciones de ensayo para ambos compresores son:

Temperatura Evaporación	7.2 °C
Temperatura Condensación	54.4 °C
Temperatura Retorno gas	35 °C
Temperatura Líquido	46.1 °C
Temperatura Ambiente	35 °C

Tabla 2.5.2.-2. Condiciones de ensayo de los compresores para R290.

Las prestaciones del equipo en el modo aire acondicionado para este compresor se muestran en la tabla 2.5.2.-3.

Temperatura de condensación	°C	43,079
Temperatura de evaporación	°C	19,866
Presión de condensación	kPa	1469,7
Presión de evaporación	kPa	833,91
SubCooling en el condensador	K	8
SubCooling total	K	8,1388
Superheat en el evaporador	K	5,7152
SuperHeat total	K	5,9242
COP _{frio} (EER)	W/W	6,7287
COP con auxiliares incluidos	W/W	4,7599
Capacidad de refrigeración	kW	2,3981
Flujo másico	kg/s	0,0076441
Potencia del compresor	kW	0,3564
Potencia total	kW	0,50382
Rendimiento isoentrópico	%	61,878
Rendimiento del compresor	%	58,784
Eficiencia volumétrica	%	87,178
Refrigerante		R290(propano)

Tabla 2.5.2.-3. Prestaciones equipo con el compresor WHP02000PSV.

Comparando estos resultados con los proporcionados por el refrigerante R410a, se observa claramente que con el propano se obtiene una capacidad inferior, esto es debido a la alta capacidad frigorífica del R410a. Con respecto al COP, sin tener en cuenta los componentes auxiliares, es superior utilizando el propano; pero teniendo en cuenta los auxiliares es algo inferior, esto se debe a que el consumo de los auxiliares prácticamente no varía, por tanto afecta en mayor a proporción al equipo con propano al tener una capacidad menor. También es destacable la variación en las presiones de evaporación y condensación, que son bastante inferiores para el propano, ya que el refrigerante R410a tiene unos niveles de presión muy altos comparado con otros refrigerantes.

También han sido calculadas las prestaciones para un compresor de mayor tamaño, 13.5 cm³, para comprobar si mejoran. Las soluciones se muestran en la tabla 2.5.2.-4.

Temperatura de condensación	°C	43,383
Temperatura de evaporación	°C	18,486
Presión de condensación	kPa	1479,6
Presión de evaporación	kPa	804,3
SubCooling en el condensador	K	8
SubCooling total	K	8,1199
Superheat en el evaporador	K	5,6626
SuperHeat total	K	5,8727
COP _{frio} (EER)	W/W	6,5083
COP con auxiliares incluidos	W/W	4,9401
Capacidad de refrigeración	kW	3,0196
Flujo másico	kg/s	0,0097024
Potencia del compresor	kW	0,46396
Potencia total	kW	0,61124
Rendimiento isoentrópico	%	65,282
Rendimiento del compresor	%	62,018
Eficiencia volumétrica	%	88,481
Refrigerante		R290(propano)

Tabla 2.5.2.-4. Prestaciones equipo con el compresor WHP02600PSV.

Se aprecia una clara mejoría de las prestaciones, la capacidad sigue siendo inferior a la que proporciona el refrigerante R410a, pero ha aumentado considerablemente. El COP también ha mejorado superando al obtenido con el otro refrigerante tanto teniendo en cuenta los elementos como obviando su consumo.

Por tanto, la conclusión que se obtiene es que, el propano tiene menor capacidad frigorífica pero tiene una mayor eficiencia energética.

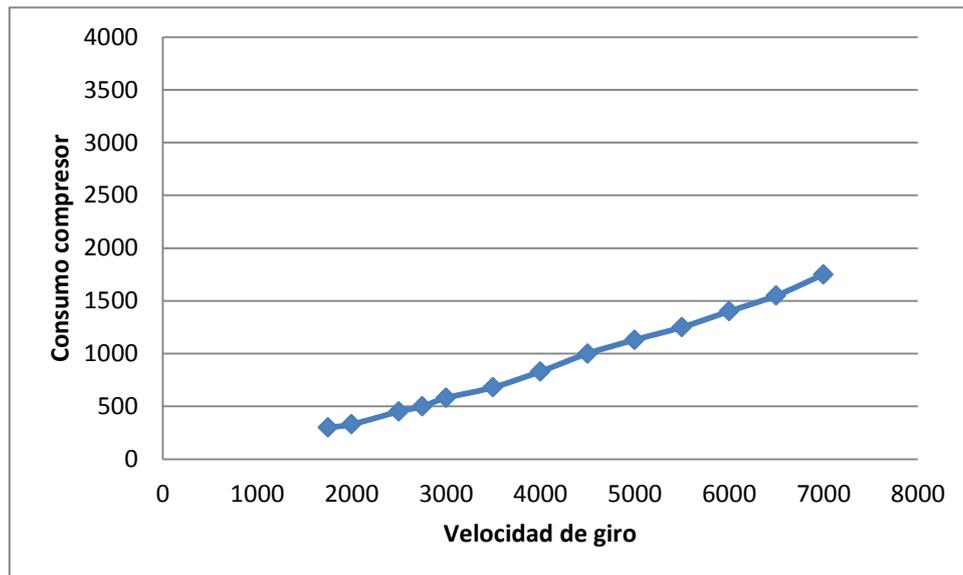
2.5.3. Prestaciones con compresor de velocidad variable

Se ha realizado un análisis del equipo con un compresor de velocidad variable, con el fin de observar si las prestaciones mejoran con este tipo de compresores, y como varían estas con la velocidad.

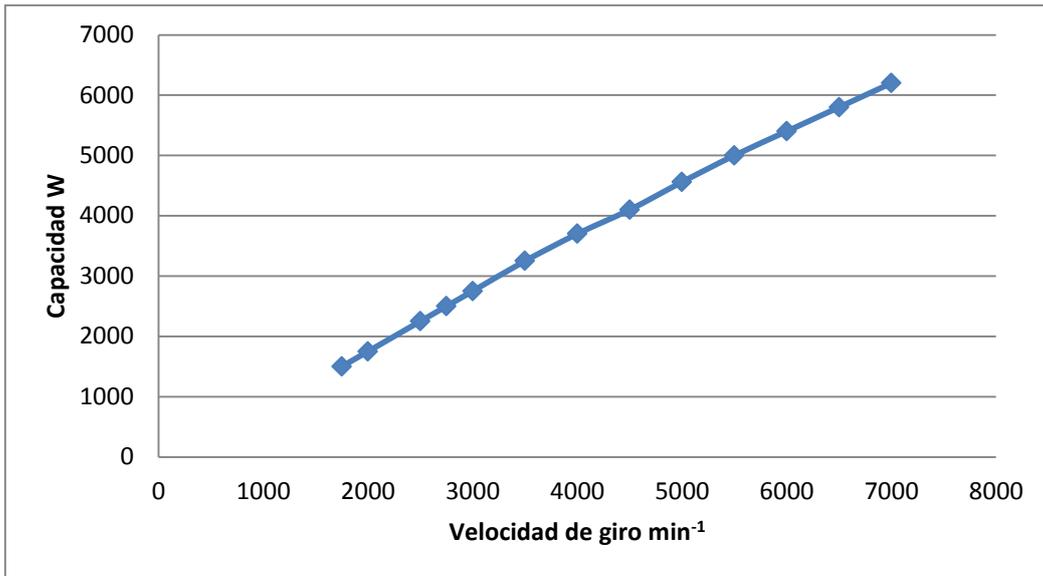
El compresor seleccionado es el ASD102CDN-A7JT de la marca Hitachi, cuyo volumen de desplazamiento es de 10.2 cm³. En la tabla 2.5.3.-1 se muestran las condiciones de ensayo del compresor, y en la tabla 2.5.3.-2 se muestran los valores de la capacidad y potencia consumida por el compresor para varios valores de la velocidad, representados en las gráficas 2.5.3.-1 y 2.5.3.-2.

Temperatura Evaporación	8 °C
Temperatura Condensación	44.5 °C
Temperatura Retorno gas	20 °C
Temperatura Liquido	44.5 °C
Temperatura Ambiente	35 °C

Tabla 2.5.3.-1. Condiciones de ensayo compresor ASD102CDN-A7JT.



Gráfica 2.5.3.-1.



Gráfica 2.5.3.-2.

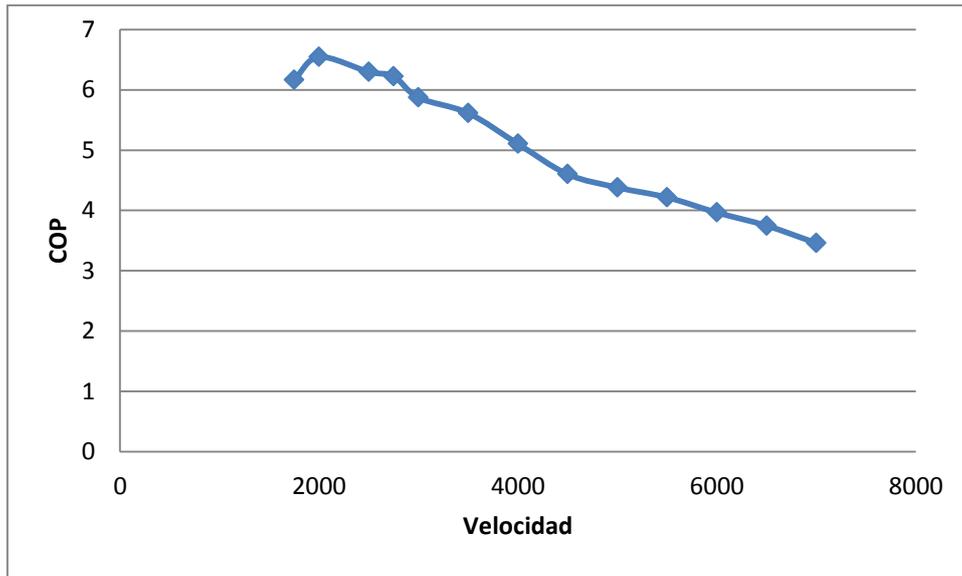
Velocidad	Capacidad	Consumo compresor
min ⁻¹	W	W
1750	1500	300
2000	1750	330
2500	2250	450
2750	2500	500
3000	2750	580
3500	3250	690
4000	3650	830
4500	4100	1000
5000	4560	1130
5500	5000	1250
6000	5400	1400
6500	5800	1550
7000	6200	1750

Tabla 2.5.3.-2. Características técnicas del compresor ASD102CDN-A7JT.

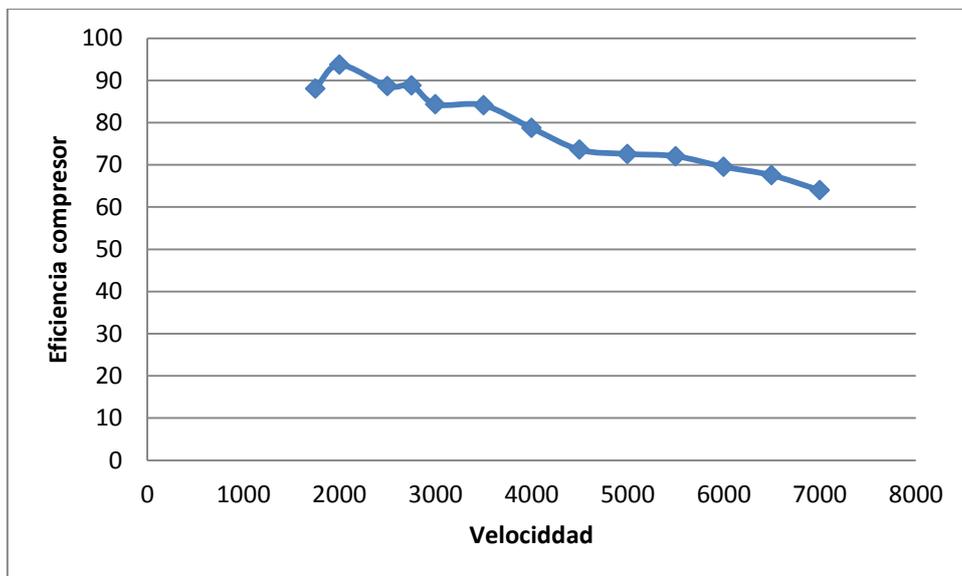
Con estos datos han sido calculadas las prestaciones del equipo, de las cuales se puede ver un resumen en la tabla 2.5.3.-3, así como una representación gráfica de las mismas para observar mejor su evolución (Gráfica 2.5.3.-3 y Gráfica 2.5.3.-4).

Velocidad de régimen (rpm)	Capacidad frigorífica (kW)	COP	Eficiencia compresor
1750	2,4755	6,1655	88,033
2000	2,8219	6,5461	93,692
2500	3,4556	6,2982	88,624
2750	3,7497	6,2255	88,822
3000	4,0281	5,8714	84,346
3500	4,5456	5,6146	84,129
4000	4,926	5,1038	78,73
4500	5,3264	4,601	73,583
5000	5,7415	4,3807	72,578
5500	6,1429	4,2165	72,048
6000	6,4957	3,9653	69,549
6500	6,8338	3,7472	67,53
7000	7,1551	3,459	63,98

Tabla 2.5.3.-3. Evolución de las prestaciones con la velocidad.



Gráfica 2.5.3.-3.



Gráfica 2.5.3.-4.

Se observa claramente, que conforme aumenta el número de revoluciones aumenta, lógicamente, la capacidad frigorífica y disminuyen tanto el COP como la eficiencia del compresor.

Ha sido calculada la velocidad a la cual se obtiene una capacidad frigorífica similar a la que se había obtenido con el compresor a velocidad fija, así se pueden comparar los resultados de ambos compresores. En la tabla 2.5.3.-4 se exponen las prestaciones del equipo para esta velocidad, que es de 2750 rpm, así como para los valores extremos que puede alcanzar la velocidad del compresor (1750-7000 rpm).

Velocidad	rpm	1750	2750	7000
Temperatura de condensación	°C	43,039	43,749	49,097
Temperatura de evaporación	°C	20,263	17,42	11,351
Presión de condensación	kPa	2610,6	2654,9	3008,8
Presión de evaporación	kPa	1454,2	1343,8	1129,5
SubCooling en el condensador	K	8	8	8
SubCooling total	K	8,127	8,1162	8,1859
Superheat en el evaporador	K	5,8107	5,7498	5,6226
SuperHeat total	K	5,9538	5,8858	5,4412
COP _{frio} (EER)	W/W	9,7433	8,2378	3,7165
COP con auxiliares incluidos	W/W	6,1655	6,2255	3,459
Capacidad de refrigeración	kW	2,4755	3,7497	7,1551
Flujo másico	kg/s	0,014034	0,021496	0,043841
Potencia del compresor	kW	0,25407	0,45518	1,9252
Potencia total	kW	0,4015	0,60231	2,0686
Rendimiento isoentrópico	%	92,667	93,496	67,347
Rendimiento del compresor	%	88,033	88,822	63,98
Eficiencia volumétrica	%	86,522	91,885	89,461
Refrigerante		R410A	R410A	R410A

Tabla 2.5.3.-4. Prestaciones para 1750, 2750 y 7000 rpm.

Para la velocidad de 2750 rpm, muchos parámetros son similares a los obtenidos para el compresor a velocidad fija; como las temperaturas de condensación y evaporación, el flujo másico y la capacidad frigorífica, entre otros. Sin embargo, se puede observar una gran diferencia en el COP y en los rendimientos isoentrópico y del compresor, todos tienen un valor más considerable que a velocidad fija. Esto nos lleva a la conclusión de que los compresores a velocidad variable son mucho más eficientes que los de velocidad fija; esto es debido a que los compresores a velocidad fija, cuando están en funcionamiento, actúan a plena potencia hasta alcanzar los objetivos y luego se apagan, hasta que hay una variación de la temperatura y se vuelven a encender; por otro lado los compresores a velocidad variable están funcionando continuamente regulando su velocidad según

sus necesidades, esto hace que el compresor no tenga la necesidad de operar a plena potencia lo que supone un considerable ahorro energético.

2.6. EVALUACIÓN DE PRESTACIONES ESTACIONALES

2.6.1. Determinación del COP de enfriamiento (SEER)

El SEER es el factor de eficiencia energética estacional para los aparatos de refrigeración, las condiciones de carga parcial para su cálculo se encuentran en la tabla 2 de la norma EN-14825, que se encuentra a continuación:

	Factor de carga parcial	Factor de carga parcial (%)	Temperatura de bulbo seco del aire exterior (°C)	Temperatura de bulbo seco (bulbo húmedo) del aire interior (°C)
A	$(35 - 16)/(T_{designc} - 16)$	100	35	27(19)
B	$(30 - 16)/(T_{designc} - 16)$	74	30	27(19)
C	$(25 - 16)/(T_{designc} - 16)$	47	35	27(19)
D	$(20 - 16)/(T_{designc} - 16)$	21	20	27(19)

Tabla 2.6.1.-1. Condiciones de carga parcial para el cálculo del SEER y SEER_{on} de referencia de unidades aire/aire.

El SEER, por tanto, es la demanda de refrigeración anual (Q_C) dividida entre el consumo eléctrico anual (Q_{CE}), lo cual está representado en la fórmula 3.

$$SEER = \frac{Q_C}{Q_{CE}} \quad (3)$$

La demanda de refrigeración es igual a lo potencia de diseño a carga completa por el número de horas activo en refrigeración (H_{CE}), esto está expresado en la fórmula 4.

$$Q_C = P_{designc} \times H_{CE} \quad (4)$$

El consumo eléctrico anual incluye el consumo de potencia durante el modo activo (SEER_{on}), modo desactivado por termostato (P_{TO}), modo de espera (P_{SB}), modo desactivado (P_{Off}) y modo de dispositivo de calentamiento del cárter (P_{CK}). Para el cálculo del consumo eléctrico anual se utiliza la fórmula 5.

$$Q_{CE} = \frac{Q_C}{SEER_{on}} + H_{TO} \times P_{TO} + H_{SB} \times P_{SB} + H_{CK} \times P_{CK} + H_{Off} \times P_{Off} \quad (5)$$

Donde:

- Q_c es la demanda de refrigeración anual de referencia, expresada en kWh;
- HTO, HSB, HCK, HOFF es el número de horas que se considera que la unidad trabaja respectivamente en modo desactivado del termostato, modo de espera, modo de dispositivo de calentamiento del cárter y modo desactivado. Los valores de estas horas y la de las horas activo, se pueden ver en la tabla 2.6.1.-2.

		Reversible
A	Horas totales por año	8760 h
B	Modo desactivado (Hoff)	0 h
C	Diferencia (A-B) = Horas para la estación de refrigeración de referencia, de la cual:	3672 h
D	Termostato apagado (HTO)	221 h
E	En espera (HSB)	2142 h
F	Diferencia (C-D-E) = Horas en modo activo sin corrección de retroceso	1309 h
G	Corrección de retroceso	355 h
H	Diferencia (F-G) = (o F*73%) = Horas en modo activo corregidas para el impacto de retroceso	954 h
I	Horas activas equivalentes (HCE)	350 h
J	Dispositivo de calentamiento del cárter (Hck)	2672 h

Tabla 2.6.1.-2. Número de horas utilizado para el cálculo del SEER de referencia.

Para el cálculo del consumo activo ($SEER_{on}$) se utiliza la fórmula 6.

$$SEER_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \times P_c(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \times \left(\frac{P_c(T_j)}{EER_{bin}(T_j)} \right)} \quad (6)$$

Donde:

- T_j es la temperatura del periodo;
- j es el número del periodo;
- n es la cantidad de periodos;
- $P_c(T_j)$ es la demanda de refrigeración del edificio para la temperatura correspondiente T_j ;
- h_j es el número de horas del periodo que suceden a la correspondiente temperatura T_j , estas horas se pueden ver en la tabla 2.6.1.-3;
- $EER(T_j)$ son los valores EER de la unidad para la correspondiente temperatura T_j .

j	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Tj (°C)	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
hj (h)	205	227	225	225	216	215	218	197	178	158	137	109

j	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Tj (°C)	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
hj (h)	88	63	39	31	24	17	13	9	4	3	1	0

Tabla 2.6.1.-3. El periodo climático para la determinación de SEER_{on} de referencia.

Si la potencia declarada por la unidad no coincide con la demanda de refrigeración, ha de utilizarse un factor de degradación para el cálculo del EER. Para unidades aire-aire se utilizará la fórmula 7 para su cálculo.

$$EER(Tj) = EERd \times (1 - Cd \times (1 - CRu)) \quad (7)$$

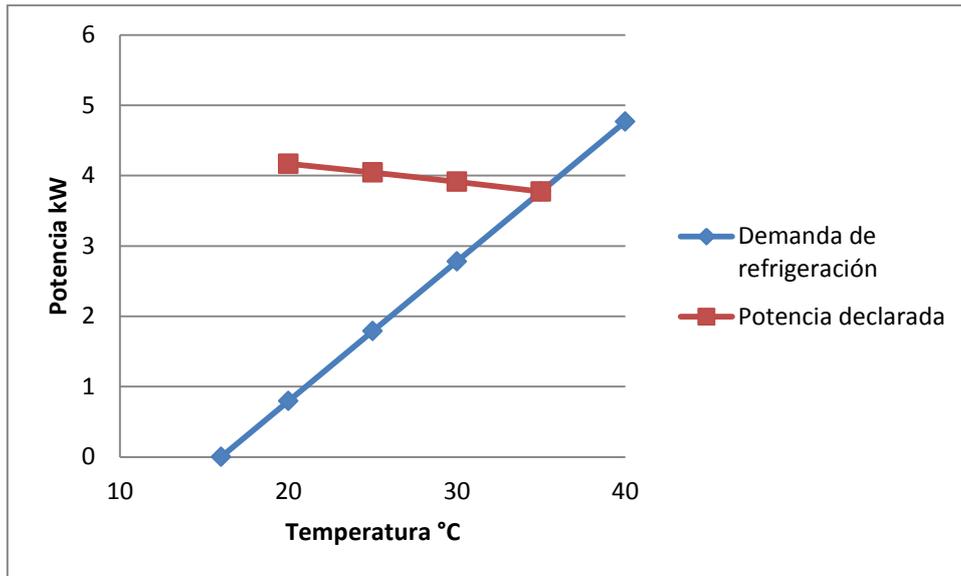
Donde:

- EERd es el EER correspondiente a la potencia declarada (Pd) de la unidad en las mismas condiciones de temperatura que para las condiciones de carga parcial;
- Cd es el coeficiente de degradación, cuyo valor es 0.25;
- CRu es el factor de potencia, que equivale a la demanda de refrigeración entre la potencia declarada.

Para proceder al cálculo del SEER se establece una potencia de diseño (P_{designc}) de 3.7723 kW para una temperatura de diseño de 35°C.

En la gráfica 2.6.1.-1, se observa la variación con la temperatura, tanto de la demanda de refrigeración como de la potencia declarada.

Para ajustar esa diferencia entre la potencia declarada por el equipo y la demanda de refrigeración habrá que utilizar la fórmula 7; los datos utilizados en el cálculo del EER utilizando esta fórmula, se pueden observar en la tabla 2.6.1.-2.



Gráfica 2.6.1.-1.

	Aire exterior °C	Coficiente carga parcial	Carga parcial	Potencia declarada (Pd) Kw	EER a la potencia declarada EERd	Cd	CRu	EER(Tj) (fórmula 7)
A	35	1,0000	3,7723	3,7723	4,8415	0,25	1,0000	4,8415
B	30	0,7368	2,7796	3,9115	5,7343	0,25	0,7106	5,3195
C	25	0,4737	1,7869	4,0435	6,9516	0,25	0,4419	5,9817
D	20	0,2105	0,7942	4,1676	8,7433	0,25	0,1906	6,9740

Tabla 2.6.1.-4. Datos para el SEER.

El EER en cada período se obtiene interpolando para las temperaturas comprendidas entre los puntos conocidos (A, B, C y D) y para los periodos superiores al punto A o inferiores al punto D se mantiene el EER constante. Con el EER ajustado y utilizando los datos de la tabla 2.6.1.-3 se procede al cálculo de la demanda anual de refrigeración para cada período, así como la aportación anual de energía en cada uno de estos períodos. Ambos datos servirán para el cálculo del $SEER_{on}$, tal y como se puede observar en la tabla 2.6.1.-5.

j	Tj °C	hj (h)	Carga de refrigeración Pc(Tj)	EERPL	Demanda anual de refrigeración hj x Pc(Tj) (KWh)	Aportación de energía anual hj x (Pc(Tj)/EER) (KWh)
1	17	205	0,1985	6,97	40,7011	5,8395
2	18	227	0,3971	6,97	90,1381	12,9323
3	19	225	0,5956	6,97	134,0159	19,2275
4	20	225	0,7942	6,97	178,6879	25,6367
5	21	216	0,9927	6,772	214,4255	31,6635
6	22	215	1,1913	6,475	256,1193	39,5551
7	23	218	1,3898	6,376	302,9753	47,5181
8	24	197	1,5883	6,178	312,9024	50,6478
9	25	178	1,7869	5,98	318,0645	53,188
10	26	158	1,9854	5,848	313,6965	53,6417
11	27	137	2,1840	5,65	299,2030	52,9563
12	28	109	2,3825	5,584	259,6931	46,5066
13	29	88	2,5810	5,452	227,1322	41,6603
14	30	63	2,7796	5,32	175,1141	32,9162
15	31	39	2,9781	5,224	116,1471	22,2334
16	32	31	3,1767	5,08	98,4769	19,3852
17	33	24	3,3752	5,032	81,0052	16,098
18	34	17	3,5738	4,936	60,7539	12,3083
19	35	13	3,7723	4,84	49,0399	10,1322
20	36	9	3,9708	4,84	35,7376	7,3838
21	37	4	4,1694	4,84	16,6775	3,4458
22	38	3	4,3679	4,84	13,1038	2,7074
23	39	1	4,5665	4,84	4,5665	0,9435
24	40	0	4,7650	4,84	0	0
				Σ	3598,3771	608,5273

Tabla 2.6.1.-5. Datos para el cálculo del SEER_{on}.

Una vez obtenida la aportación de energía anual total y la demanda de refrigeración anual total, se calcula el SEER_{on} mediante la fórmula 6 (SEER_{on} = 3598,38/608,53). Obteniéndose un valor de 5.91.

Una vez conocido el SEER_{on}, se procederá al cálculo del SEER con la ayuda de los datos aportados en la tabla 2.6.1.-2, tal y como se puede ver en la tabla 2.6.1.-6.

	Potencia kW	Tiempo h	Energía kWh
Demanda (fórmula 4)	3.7723	350	1319.5
Aportación (Termostato apagado)	0.05	221	11,05
Aportación (En espera)	0.015	2142	32,13
Aportación (CK)	0	2672	0
Aportación (desactivado)	0	0	0

Tabla 2.6.1.-6. Datos para el cálculo del SEER.

Por tanto con las fórmulas 3 y 5 calculamos el SEER:

$$SEER = 1319,5 / ((1319,5 / 5,9133) + 11,05 + 32,13 + 0 + 0) = 7,33$$

Con este resultado se podría obtener un etiquetado de eficiencia energética A++.

2.6.2. Determinación del COP de calefacción (SCOP)

El SCOP es el coeficiente de rendimiento estacional para los aparatos de calefacción, las condiciones de carga parcial para su cálculo serán, para la estación de referencia más cálida, las que aparecen en la tabla 7 de la norma EN-14825, las cuales se pueden ver en la tabla 2.6.2.-1.

	Factor de carga parcial	Factor de carga parcial %	Temperaturas de bulbo seco (bulbo húmedo) del aire exterior °C	Temperaturas de bulbo seco del aire interior °C
B	$(+2 - 16) / (T_{designh} - 16)$	100	2(1)	20
C	$(+7 - 16) / (T_{designh} - 16)$	64	7(6)	20
D	$(+12 - 16) / (T_{designh} - 16)$	29	12(11)	20
E	$(TOL - 16) / (T_{designh} - 16)$		TOL	20
F	$(T_{bivalent} - 16) / (T_{designh} - 16)$		T _{bivalent}	20

Tabla 2.6.2.-1. Condiciones de carga parcial para el cálculo del SCOP y el SCOP_{on} de referencia de unidades aire/aire para la estación de calefacción de referencia "W" = más cálida.

El cálculo del SCOP se define como la demanda de calefacción anual de referencia (Q_H) dividida entre el consumo eléctrico anual (Q_{HE}) (Fórmula 8).

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad (8)$$

La demanda de calefacción anual de referencia se expresa en kWh y se puede calcular multiplicando la carga completa en calefacción ($P_{designh}$) por el número de horas de refrigeración equivalente (H_{HE}), tal y como indica la fórmula 9.

$$Q_H = P_{designh} \times H_{HE} \quad (9)$$

El consumo eléctrico anual incluye el consumo de potencia durante el modo activo ($SCOP_{on}$), modo desactivado por termostato (P_{TO}), modo de espera (P_{SB}), modo desactivado (P_{Off}) y modo de dispositivo de calentamiento del cárter (P_{CK}). Para el cálculo del consumo eléctrico anual se utiliza la fórmula 10.

$$Q_{HE} = \frac{Q_H}{SCOP_{on}} + H_{TO} \times P_{TO} + H_{SB} \times P_{SB} + H_{CK} \times P_{CK} + H_{Off} \times P_{Off} \quad (10)$$

Donde:

- Q_H es la demanda de refrigeración anual de referencia, expresada en kWh;
- H_{TO} , H_{SB} , H_{CK} , H_{OFF} es el número de horas que se considera que la unidad trabaja respectivamente en modo desactivado del termostato, modo de espera, modo de dispositivo de calentamiento del cárter y modo desactivado. Los valores de estas horas y la de las horas activo, se pueden ver en la tabla 2.6.2.-2.

	Reversible
Zona climática	"W"
modo desactivado (H_{OFF})	0 h
modo desactivado del termostato (H_{TO})	750 h
En espera(H_{SB})	0 h
Horas activas equivalentes en calefacción (H_{HE})	1400 h
modo de dispositivo de calentamiento del cárter (H_{CK})	755 h

Tabla 2.6.2.-2. Número de horas utilizado para el cálculo del SCOP de referencia.

Para el cálculo del consumo activo ($SCOP_{on}$) se utiliza la fórmula 11.

$$SCOP_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \times Ph(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \times \left(\frac{Ph(T_j) - elbu(T_j)}{COPbin(T_j)} + elbu(T_j) \right)} \quad (11)$$

Donde:

- T_j es la temperatura del periodo;
- j es el número del periodo;
- n es la cantidad de periodos;
- $Ph(T_j)$ es la demanda de calefacción del edificio para la temperatura correspondiente T_j ;
- h_j es el número de horas del periodo que suceden a la correspondiente temperatura T_j , estas horas se pueden ver en la tabla 2.6.2.-3;
- $COP(T_j)$ son los valores COP de la unidad para la correspondiente temperatura T_j .
- $elbu(T_j)$ es la potencia requerida de un calefactor eléctrico de reserva para la temperatura T_j correspondiente, expresada en kW.

j	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46
T_j °C	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
h_j W h	3	22	63	63	175	162	259	360	428	430	503	444	384	294

Tabla 2.6.2.-3. El periodo climático para la determinación de $SCOP_{on}$ de referencia.

Si la potencia declarada por la unidad no coincide con la demanda de calefacción, ha de utilizarse un factor de degradación para el cálculo del COP. Para unidades aire-aire se utilizará la fórmula 12 para su cálculo.

$$COP(T_j) = COPd \times (1 - Cd \times (1 - CRu)) \quad (12)$$

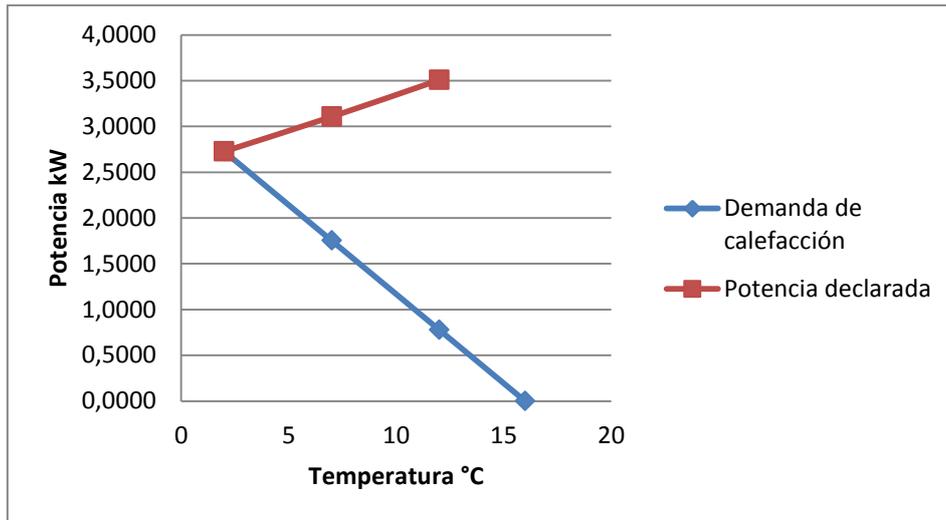
Donde:

- $COPd$ es el COP correspondiente a la potencia declarada (Pd) de la unidad en las mismas condiciones de temperatura que para las condiciones de carga parcial;
- Cd es el coeficiente de degradación, cuyo valor es 0.25;
- CRu es el factor de potencia, que equivale a la demanda de calefacción entre la potencia declarada.

Para proceder al cálculo del SCOP se establece una potencia de diseño ($P_{designh}$) de 2,7265 kW para una temperatura de diseño de 2°C.

En la gráfica 2.6.2.-1, se observa la variación con la temperatura tanto de la demanda de refrigeración como de la potencia declarada.

Para ajustar esa diferencia entre la potencia declarada por el equipo y la demanda de refrigeración habrá que utilizar la fórmula 12; los datos utilizados en el cálculo del COP, utilizando esta fórmula, se pueden observar en la tabla 2.6.2.-2.



Gráfica 2.6.2.-1.

	Aire exterior °C	Coefficiente carga parcial	Carga parcial	Potencia declarada (Pd) Kw	COP a la potencia declarada COPd	Cd	CRu	COP(Tj) (fórmula 12)
B	2	1,0000	2,7265	2,7265	4,42	0,25	1,0000	4,42
C	7	0,6429	1,7528	3,1058	5,0837	0,25	0,5643	4,5300
D	12	0,2857	0,7790	3,5073	5,8483	0,25	0,2221	4,7110

Tabla 2.6.2.-4. Datos para el SCOP.

Con el COP ajustado e interpolando de manera análoga a la del cálculo del EER, se utilizan los datos de la tabla 2.6.2.-3 para proceder al cálculo de la demanda anual de calefacción para cada período, así como la aportación anual de energía de cada uno de estos períodos. Ambos datos servirán para el cálculo del $SCOP_{on}$, tal y como se puede observar en la tabla 2.6.2.-5.

j	Tj °C	hj (h)	Carga de calefacción Pc(Tj)	COPPL	Demanda anual de calefacción (kWh)	Aportación de energía anual (kWh)
33	2	3	2,7265	4,4200	8,1795	1,8506
34	3	22	2,5318	4,4420	55,6985	12,5390
35	4	63	2,3370	4,4640	147,2310	32,9817
36	5	63	2,1423	4,4860	134,9618	30,0849
37	6	175	1,9475	4,5080	340,8125	75,6012
38	7	162	1,7528	4,5300	283,9455	62,6806
39	8	259	1,5580	4,5662	403,5220	88,3709
40	9	360	1,3633	4,6024	490,7700	106,6329
41	10	428	1,1685	4,6386	500,1180	107,8162
42	11	430	0,9738	4,6748	418,7125	89,5679
43	12	503	0,7790	4,7110	391,8370	83,1749
44	13	444	0,5843	4,7110	259,4070	55,0641
45	14	384	0,3895	4,7110	149,5680	31,7487
46	15	294	0,1948	4,7110	57,2565	12,1538
				Σ	3642,0198	790,2674

Tabla 2.6.2.-5. Datos para el cálculo del SCOP_{on}.

Y utilizando la fórmula 11 se calcula el SCOP_{on} ($SCOP_{on} = 3642,0198/790,2674$), que es de 4,61.

Una vez conocido el SCOP_{on}, se procederá al cálculo del SCOP con la ayuda de los datos aportados en la tabla 2.6.2.-2, tal y como se puede ver en la tabla 2.6.2.-6.

	Potencia kW	Tiempo h	Energía kWh
Demanda (fórmula 9)	2,7265	1400	2058,5075
Aportación (Termostato apagado)	0,053	750	37,5
Aportación (En espera)	0,014	0	0
Aportación (CK)	0	755	0
Aportación (desactivado)	0	0	0

Tabla 2.6.2.-6. Datos para el cálculo del SCOP.

Por tanto con las fórmulas 8 y 10 calculamos el SCOP:

$$SCOP = 2058,5075 / ((2058,5075/4,6086) + 37,5 + 0 + 0 + 0) = 5,03$$

Con este resultado se podría obtener un etiquetado de eficiencia energética A++.

2.7. CONCLUSIONES

2.7.1. Cumplimiento de objetivos

El objetivo principal, que era el diseño de un equipo de aire acondicionado de 3.5 kW, se ha alcanzado, aunque en el diseño final la capacidad haya sido un poco superior. Esto se debe únicamente a que no se ha encontrado un compresor con el desplazamiento necesario para producir dicha capacidad, por lo que se ha optado por el inmediatamente superior.

Otro de los principales objetivos a alcanzar era el de la alta eficiencia energética, que comparado con el modelo de referencia se ha logrado aumentar. En el modo de funcionamiento en el que el equipo actúa como un aire acondicionado, se ha logrado pasar de un EER de 3.47 a uno de 4.84, lo cual es un aumento bastante significativo. También se ha logrado una mejora importante en el COP de calefacción, pasando de 3.79 del modelo de referencia a los 5,08 que se ha alcanzado en el diseño final.

La gran eficiencia obtenida se puede comprobar con las prestaciones estacionales que se han alcanzado con el equipo, consiguiendo un SEER de 7.27, lo que supone una calificación energética A++, y un SCOP de 5.06, que obtendría, al igual que con el valor para el modo en aire acondicionado, una calificación energética A++.

La eficiencia podría haberse aumentado en el diseño del evaporador, aumentando el número de tubos por fila, pero debido a la limitación de espacio para un equipo de este tamaño diseñado como un split de pared se tuvo que dejar con esas medidas.

Se ha conseguido realizar un diseño compacto, de modo que las baterías caben dentro de las medidas estándar, tanto de la unidad exterior motocondensadora como de la unidad interior.

2.7.2. Otras conclusiones

Al hacer el diseño con otro refrigerante se han podido observar las diferencias entre ambos, y se ha comprobado que el propano tiene una mayor eficiencia energética que el R410a, a pesar de que aparentemente tiene una menor capacidad de refrigeración.

También, se ha podido comprobar las diferencias entre un compresor a velocidad fija y un compresor inverter o de velocidad variable. En este caso, las prestaciones obtenidas para la misma capacidad de refrigeración han sido similares con ambos tipos de compresor, salvo en la eficiencia, donde el equipo con el compresor a velocidad variable ha obtenido un COP mucho mayor que el equipo con velocidad fija.

Estas diferencias de eficiencia se deben, principalmente a que la tecnología utilizada en los compresores inverter es más avanzada que la de los compresores a velocidad fija. También influye el funcionamiento de ambos, ya que los compresores a velocidad fija tienen que trabajar a carga máxima hasta alcanzar un objetivo y luego apagarse y encenderse, siempre a máxima carga, conforme las condiciones vayan cambiando. Mientras que, los compresores a velocidad variable regulan su carga al variar la velocidad, por lo que el tiempo en el que el compresor está a su carga máxima es muy pequeño, y esto supone un gasto energético mucho menor en el compresor,

proporcionando una capacidad de refrigeración similar. Además, en los equipos con compresor de velocidad variable al estar todo el tiempo en funcionamiento no se producen cambios significativos en la temperatura de la estancia en la que se encuentra el equipo, mientras que en los aparatos con compresor con velocidad fija, en los periodos entre desconexión y conexión del compresor la temperatura puede variar algún grado.

3. PRESUPUESTO

El presupuesto es el documento en el que se refleja el coste del trabajo, es decir, la inversión necesaria para la realización del diseño.

El presupuesto incluirá los costes directos, donde se reflejarán los costes derivados de los recursos humanos; también se incluirán en los costes directos los costes derivados de la amortización informática, estos costes se pueden ver en la tabla 3.-1.

Concepto	Precio (€)	Periodo de amortización (años)	Periodo amortizado (meses)	Coste amortización (€)
PC Intel Core i5-3230m 2.6 GHz	1000	3	4	111,11
Microsoft Office	200	3	4	22,22
Software IMST-ART	3000	1	4	1000
TOTAL				1133,33

Tabla 3.-1. Amortización informática.

En los costes por recursos humanos se incluyen las horas empleadas por el ingeniero junior en la realización del diseño, que han sido 250 horas en total con un coste unitario de 50€/h.

También se han de incluir las horas empleadas por el ingeniero Senior, que suponen un coste unitario de 80€/h que se distribuyen de la siguiente manera:

- Curso intensivo sobre el manejo del software IMST-ART, con una duración aproximada de 4 horas.
- Curso de sobre conceptos básicos en termodinámica, transmisión de calor, refrigeración y psicometría, con una duración aproximada de 2 horas.
- Tutorías de seguimiento, diez reuniones de una duración aproximada de 1.5 horas cada una.

El cálculo de todos estos costes se reflejan en la tabla 3.-2.

Ud.	Concepto	Medición	Precio	Importe
h	Curso manejo de software IMST-ART	3	80€/h	240€
h	Curso conceptos termodinámicos	2	80€/h	160€
h	Tutorías de seguimiento	15	80€/h	1200€
h	Elaboración del diseño	250	50€/h	12500€
	TOTAL			14100€

Tabla 3.-2. Costes directos derivados de los recursos humanos.

En los costes indirectos se podrían incluir los costes derivados del transporte para acudir a las reuniones de las tutorías de seguimiento, la conexión a internet, etc.

Concepto	Cantidad	Coste unitario	Coste total
Transporte	10	35€/despl.	350€
Conexión a internet	4	20€/mes	80€

Tabla 3.-3. Costes indirectos.

Se asumen, de todas formas, unos costes indirectos del 10% del presupuesto de ejecución material.

Concepto	Importe
Coste de los recursos humanos	14100€
Amortización informática	1133,33€
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	15233,33€
Costes generales (10%)	1523,33€
Beneficio Industrial (6%)	914€
PRESUPUESTO TOTAL	17670,66€
I.V.A. (21%)	3710,84€
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATO	21381,50€

Tabla 3.-4. Presupuesto.

Por lo tanto el presupuesto de ejecución por contrato asciende a VEINTIÚN MIL TRESCIENTOS OCHENTA Y UNO CON CINCUENTA EUROS.

4. ANEJOS

4.1. PRESTACIONES DEL EQUIPO

	Unidades	Cooling	Heating	Propano 1	Propano 2	Variable 2750 rpm
Condensation Temp.	°C	43,883	29,015	43,079	43,383	43,749
Evaporation Temp.	°C	17,368	2,3483	19,866	18,486	17,42
Condensation Press.	kPa	2663,2	1842,7	1469,7	1479,6	2654,9
Evaporation Press.	kPa	1341,9	860,17	833,91	804,3	1343,8
Condenser SubCooling	K	8	8	8	8	8
Total SubCooling	K	8,1189	7,7563	8,1388	8,1199	8,1162
Evaporator Superheat	K	5,7491	4,4237	5,7152	5,6626	5,7498
Total SuperHeat	K	5,8841	5,8907	5,9242	5,8727	5,8858
COP		5,9685	5,8663	6,7287	6,5083	8,2378
COP Auxiliary Included		4,8415	4,3375	4,7599	4,9401	6,2255
EER		20,384	20,034	22,98	22,227	28,134
EER Auxiliary Included		16,535	14,813	16,256	16,871	21,261
Total Carnot Eff.	%	54,474	56,782	53,305	55,562	74,642
Total Carnot Eff. Auxiliary Included	%	44,188	41,985	37,708	42,174	56,409
COP(HPA)		6,9167	6,8754	7,6737	7,4569	9,1871
COP(HPA) Auxiliary Included		5,6106	5,0837	5,4284	5,6601	6,9429
EER(HPA)		23,622	23,481	26,207	25,467	31,375
EER(HPA) Auxiliary Included		19,161	17,362	18,539	19,33	23,711
TCE(HPA)	%	57,848	60,677	56,329	58,653	76,328
TCE(HPA) Auxiliary Included	%	46,925	44,864	39,847	44,52	57,682
Cooling Capacity	kW	3,7723	2,6499	2,3981	3,0196	3,7497
Heating Capacity	kW	4,3715	3,1058	2,7349	3,4597	4,1817
Mass Flowrate	kg/s	0,021656	0,01371	0,0076441	0,0097024	0,021496
Comp. Disch. Temp.	°C	67,63	55,298	58,524	58,547	61,929
Comp. Power Input	kW	0,63203	0,45172	0,3564	0,46396	0,45518
Global Power Input	kW	0,77916	0,61093	0,50382	0,61124	0,60231
Isentropic Eff.	%	68,336	68,871	61,878	65,282	93,496
Compressor Eff.	%	64,919	65,428	58,784	62,018	88,822
Volumetric Eff.	%	92,073	92,127	87,178	88,481	91,885
Refrigerant		R410A	R410A	R290(propene)	R290(propene)	R410A

Tabla 4.1.-1. Prestaciones globales.

		Cooling	Heating	Propano 1	Propano 2	Variable 2750 rpm
Name		G4A080JUAEP samsung	G4A080JUAEP samsung	WHP02000PSV	WHP02600PSV	ASD102CDN 2750 rpm
Number of Compressors		1	1	1	1	1
Compressor Type		Single point definition				
Displacement	cm ³	9,74	9,74	10,4	13,5	10,2
Speed	rpm	2900	2900	2900	2900	2750
Ref. Mass Flowrate	kg/s	0,021656	0,01371	0,0076441	0,0097024	0,021496
Ref+Oil Mass Flowrate	kg/s	0,021656	0,01371	0,0076441	0,0097024	0,021496
Refrigerant Solubility	%	23,809	15,858	39,067	32,609	26,205
Inlet Flowrate	m ³ /h	1,5604	1,5613	1,5776	2,0784	1,5464
Suction Pressure	kPa	1337,6	857,25	832,2	801,59	1339,6
Suction Sat. Temp.	°C	17,252	2,239	19,79	18,358	17,306
Discharge Pressure	kPa	2673,1	1848,6	1473,4	1485,8	2664,2
Discharge Sat. Temp.	°C	44,157	29,26	43,194	43,563	44,015
Pressure Ratio		1,9984	2,1564	1,7705	1,8536	1,9889
Suction Temp.	°C	23,252	8,239	25,79	24,358	23,306
Discharge Temp.	°C	67,63	55,298	58,524	58,547	61,929
Inlet Superheat	K	5,8841	5,8907	5,9242	5,8727	5,8858
Suction Density	kg/m ³	49,963	31,612	17,444	16,805	50,042
Compression Power	kW	0,60043	0,42913	0,33858	0,44076	0,43242
Power Input	kW	0,63203	0,45172	0,3564	0,46396	0,45518
Heat Losses	%	5	5	5	5	5
Isentropic Eff.	%	68,336	68,871	61,878	65,282	93,496
Compressor Eff.	%	64,919	65,428	58,784	62,018	88,822
Volumetric Eff.	%	92,073	92,127	87,178	88,481	91,885

Tabla 4.1.-2. Prestaciones del compresor.

		Cooling	Heating	Propano 1	Propano 2	Variable 2750 rpm
Name		cond-fin	cond cale	cond-fin	cond-fin	cond-fin
Exchanger's Type		Coil	Coil	Coil	Coil	Coil
Calculation Model		Detailed	Detailed	Detailed	Detailed	Detailed
Capacity	kW	4,3715	3,1058	2,7349	3,4597	4,1817
Sensible Capacity	kW	4,3715	3,1058	2,7349	3,4597	4,1817
SHR	%	100	100	100	100	100
Sensible Efficiency	%	10,664	17,712	9,2619	11,702	12,36
Sensible UA	W/K	142,61	97,371	122,97	157,43	166,86
Sensible NTU		0,11276	0,19495	0,097193	0,12446	0,13194
Sensible LMTD	K	30,654	31,896	22,24	21,976	25,061
Min. Wall Temp.	°C	35,348	20,283	35,019	35,112	35,293
Max. Wall Temp.	°C	43,941	30,939	40,255	40,999	42,533
Refrigerant		R410A	R410A	R290(propene)	R290(propene)	R410A
Refrigerant Area	m ²	0,87402	0,74916	0,87402	0,87402	0,87402
De-superheating area	%	12,792	17,235	7,271	7,7442	11,066
Two Phase Area	%	63,362	61,595	50,909	62,439	63,66
Subcooling Area	%	23,847	21,17	41,82	29,817	25,273
Mass Flowrate	kg/s	0,021656	0,01371	0,0076441	0,0097024	0,021496
Inlet Temperature	°C	67,414	55,106	58,338	58,372	61,75
Outlet Temperature	°C	35,883	21,014	35,079	35,383	35,749
Inlet Superheat	K	23,352	25,927	15,22	14,919	17,824
Outlet Subcooling	K	7,9999	8,0009	8	7,9995	7,9998
Pressure Drop	kPa	3,9476	2,1271	1,2755	2,3996	3,8239
Secondary Fluid		Air	Air	Air	Air	Air
Area	m ²	29,755	25,505	29,755	29,755	29,755
Flowrate	m ³ /h	3944,3	1481,3	3946,1	3945,2	3944,5
Face Velocity	m/s	2,2823	1,5	2,2833	2,2828	2,2824
Inlet Temperature	°C	35	20	35	35	35
Outlet Temperature	°C	38,451	26,217	37,158	37,731	38,301
Pressure Drop	Pa	33,954	64,693	33,901	33,928	33,949

Tabla 4.1.-3. Prestaciones condensador.

		Cooling	Heating	Propano 1	Propano 2	Variable 2750 rpm
Name		evap-fin	evap cale	evap-fin	evap-fin	evap-fin
Exchanger's Type		Coil	Coil	Coil	Coil	Coil
Calculation Model		Detailed	Detailed	Detailed	Detailed	Detailed
Capacity	kW	3,7723	2,65	2,3981	3,0195	3,7497
Sensible Capacity	kW	3,7723	2,1625	2,3981	3,0195	3,7497
SHR	%	100	81,602	100	100	100
Sensible Efficiency	%	81,709	40,633	70,482	75,031	81,633
Sensible UA	W/K	827,85	679,65	594,61	676,18	825,82
Sensible NTU		1,6988	0,52143	1,2202	1,3876	1,6946
Sensible LMTD	K	4,5567	3,1817	4,0331	4,4655	4,5405
Min. Wall Temp.	°C	18,338	3,9674	21,228	19,905	18,387
Max. Wall Temp.	°C	25,834	6,9477	26,66	26,22	25,854
Refrigerant		R410A	R410A	R290(propane)	R290(propane)	R410A
Refrigerant Area	m ²	0,74916	0,72676	0,74916	0,74916	0,74916
Two Phase Area	%	90,468	79,581	87,454	90,711	90,409
Superheating Area	%	9,5319	20,419	12,546	9,2891	9,5911
Mass Flowrate	kg/s	0,021656	0,01371	0,0076441	0,0097024	0,021496
Inlet Temperature	°C	17,526	2,917	20,018	18,742	17,574
Outlet Temperature	°C	23,117	6,7803	25,581	24,144	23,17
Inlet Quality		0,15544	0,1336	0,11985	0,13164	0,15392
Outlet Superheat	K	5,749	4,432	5,7155	5,6587	5,7496
Pressure Drop	kPa	9,4894	17,626	3,4271	5,4561	9,3352
Secondary Fluid		Air	Air	Air	Air	Air
Area	m ²	25,505	29,755	25,505	25,505	25,505
Flowrate	m ³ /h	1481,3	3690,5	1481,3	1481,3	1481,3
Face Velocity	m/s	1,5	2,1354	1,5	1,5	1,5
Inlet Temperature	°C	27	7	27	27	27
Outlet Temperature	°C	19,272	5,3383	22,087	20,814	19,318
Pressure Drop	Pa	62,699	28,59	63,087	62,906	62,705

Tabla 4.1.-4. Prestaciones evaporador.

		Cooling	Heating	Propano 1	Propano 2	Variable 2750 rpm
LÍNEA DE DESCARGA						
Inlet Temperature	°C	67,63	55,298	58,524	58,547	61,929
Outlet Temperature	°C	67,414	55,106	58,338	58,372	61,75
De-superheat	K	0,21512	0,19153	0,18634	0,17566	0,1788
Heat Loss	W	3,7653	2,1042	2,5204	2,5298	2,9832
Pipe		----	----	----	----	----
External Diameter	mm	7,92	7,92	7,92	7,92	7,92
Internal Diameter	mm	7,36	7,36	7,36	7,36	7,36
Length	m	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Material		Copper	Copper	Copper	Copper	Copper
Insulation		none	none	none	none	none
Ins. Thickness	mm	0	0	0	0	0
Mass Flowrate	kg/s	0,021656	0,01371	0,0076441	0,0097024	0,021496
Refrigerant Velocity	m/s	5,583	5,3095	6,0971	7,6575	5,3075
Pressure Drop	kPa	5,887	3,8175	2,4861	3,7749	5,5537
Inlet Temperature	°C	67,63	55,296	58,524	58,547	61,929
Outlet Temperature	°C	67,414	55,106	58,338	58,372	61,75
LÍNEA DEL LÍQUIDO						
Inlet Temperature	°C	35,883	21,015	35,079	35,383	35,749
Outlet Temperature	°C	35,764	21,259	34,94	35,263	35,632
Extra subcooling	K	0,11892	0,24373	0,13882	0,1199	0,11615
Heat Loss	W	3,5185	-5,7759	2,9342	3,1539	3,4231
Pipe		----	----	----	----	----
External Diameter	mm	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75
Internal Diameter	mm	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19
Length	m	5	5	5	5	5
Material		Copper	Copper	Copper	Copper	Copper
Insulation		none	none	none	none	none
Ins. Thickness	mm	0	0	0	0	0
Mass Flowrate	kg/s	0,021656	0,01371	0,0076441	0,0097024	0,021496
Refrigerant Velocity	m/s	1,5609	0,92028	1,1633	1,4782	1,5483
Pressure Drop	kPa	53,679	23,314	17,255	26,242	52,959
Inlet Temperature	°C	35,883	21,015	35,079	35,383	35,749
Outlet Temperature	°C	35,764	21,258	34,94	35,263	35,632
LÍNEA DE SUCCIÓN						
Inlet Temperature	°C	23,117	6,772	25,581	24,148	23,17
Outlet Temperature	°C	23,252	8,239	25,79	24,358	23,306
Extra superheat	K	0,13508	1,467	0,20905	0,21012	0,13603
Heat gain	W	6,1187	23,045	3,6692	5,0619	6,065
Total pressure drop	kPa	4,3004	2,9181	1,7083	2,7096	4,2372
Pipe		----	----	----	----	----

External Diameter	mm	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
Internal Diameter	mm	12,14	12,14	12,14	12,14	12,14
Length	m	5	5	5	5	5
Material		Copper	Copper	Copper	Copper	Copper
Insulation		Armaflex	Armaflex	Armaflex	Armaflex	Armaflex
Ins. Thickness	mm	6	6	6	6	6
Mass Flowrate	kg/s	0,021656	0,01371	0,0076441	0,0097024	0,021496
Refrigerant Velocity	m/s	3,7346	3,7207	3,779	4,9749	3,7012
Oil drag min. velocity	m/s	1,588	1,9965	2,6876	2,7382	1,5868
Pressure Drop	kPa	4,3004	2,9181	1,7083	2,7096	4,2372
Inlet Temperature	°C	23,117	6,772	25,581	24,148	23,17
Outlet Temperature	°C	23,252	8,2406	25,79	24,358	23,306

Tabla 4.1.-5. Prestaciones de los accesorios.

		Cooling	Heating	Propano 1	Propano 2	Variable 2750 rpm
Name		R410A	R410A	R290(propane)	R290(propane)	R410A
Cond. Pressure (Cond. Outlet)	kPa	2663,2	1842,7	1469,7	1479,6	2654,9
Condensation Glide	K	0,17922	0,16431	0,039108	0,070055	0,17732
Evap. Pressure (Evap. Outlet)	kPa	1337,6	857,25	832,2	801,59	1339,6
Evaporation Glide	K	0,15851	0,56864	0,15205	0,25633	0,15416
Liquid Density (Cond. Outlet)	kg/m ³	1006,2	1081,2	476,49	475,98	1006,9
Vapor Density (Evap. Outlet)	kg/m ³	50,232	32,056	17,506	16,892	50,308
Saturation Pressure (T=15 °C)	kPa	1254,6	1254,6	732,2	732,2	1254,6
Saturation Pressure (T=25 °C)	kPa	1653	1653	952,69	952,69	1653
Total Refrigerant Charge	kg	1,2158	0,85079	0,58605	0,69391	1,154
Refrigerant Mass in Evap.	kg	0,28718	0,13616	0,11008	0,11239	0,28783
Refrigerant Mass in Cond.	kg	0,74227	0,56843	0,43237	0,36293	0,76558
Refrigerant Mass in Comp.	kg	0,085922	0,05182	0	0,17535	0
Ref. Mass in Discharge line	kg	0,001941	0,001292	0,00062717	0,00063422	0,0020266
Ref. Mass in Liquid line	kg	0,069371	0,07454	0,03285	0,032816	0,069421
Ref. Mass in Suction line	kg	0,029072	0,018553	0,010132	0,0097765	0,029116

Tabla 4.1.-6. Prestaciones del refrigerante.

4.2. INFORMACIÓN TÉCNICA DE EQUIPOS Y COMPONENTES

Este anejo se pondrá la información técnica no incluida en el diseño.

a) Equipo marca Hitachi

Modelo		HSA-3200FC NEO TREND
Capacidad de frío	kW	3,2
Capacidad calor	kW	3,3
TENSIÓN	V; Hz	Monofásico 220 - 240 - 50
Corriente (A)	Frío	4,7
	Calor	4,9
Potencia (W)	Frío	996
	Calor	1028
Eficiencia energética	IEE/Letra	3,21/A
	COP/Letra	3,21/C
Consumo anual de energía	kWh	498
Dimensiones (mm) (Ancho x Alto x Profundidad)	Interior	770x240x180
	Exterior	700x552x256
Peso neto (kg)	Interior	8
	Exterior	29
Diámetro del caño del líquido		1/4 " - (6,35 mm)
Diámetro del caño del gas		3/8 " - (9,52 mm)
Largo de cañerías con la carga estándar	m	3
Distancia máxima entre unidades	m	15
Altura máxima entre unidades	m	5
Carga de gas adicionales	gr	20 gr/m
Tipo de refrigerante		R 410a

Tabla 4.2.-1. Especificaciones técnicas Hitachi.

b) Equipo marca Panasonic

Modelo		Interior	CS-RE12PKE		
		Exterior	CU-RE12PKE		
Fuente de alimentación		Fase, Hz	Single, 50		
		V	230		
COOLING	Capacidad	kW	Min	Med	Max
		BTU/h	0.90	3.50	3.90
	Corriente	A	3070	11940	13300
	Potencia	W	-	4.70	-
	EER	W/W	170	1010	1200
		BTU/hW	5.29	3.47	3.25
	Factor de potencia	%	18.06	11.82	11.08
	Ruido interior	dB-A(H/L/QLo)	93		
		Nivel de potencia	Hi: 42 Lo: 30 QLo: 22		
	Ruido exterior	dB-A(H/L/QLo)	58		
Nivel de potencia		Hi: 48 Lo: -			
HEATING	Capacidad	kW	0.90	4.25	5.10
		BTU/h	3070	14490	17390
	Corriente	A	-	5.20	-
	Potencia	W	150	1120	1460
	EER	W/W	6.00	3.79	3.49
		BTU/hW	20.47	12.94	11.91
	Factor de potencia	%	93		
	Ruido interior	dB-A(H/L/QLo)	Hi: 42 Lo: 33 QLo: 25		
		Nivel de potencia	58		
	Ruido exterior	dB-A(H/L/QLo)	Hi: 50 Lo: -		
Nivel de potencia		66			
Corriente Max (A) / Potencia Max (W)			8.40 / 1.600k		
Corriente de arranque (A)			5.40		
Potencia Standby (W)			0.9		
Compresor	Tipo	Compresor de motor hermético			
	Tipo de motor	BRUSHLESS (6 polos)			
	Potencia	W	900		
Ventilador interior	Tipo		Cross-flow fan		
	Material		AS(GF30%)		
	Tipo de motor		DC (8 polos)		
	Potencia de entrada		W	24.48	
	Potencia de salida		W	30	
	Velocidad (COOLING)	Q-Lo	rpm	620	
		Lo	rpm	790	
		Me	rpm	970	
		Hi	rpm	1150	
	Velocidad (HEATING)	Q-Lo	rpm	680	
Lo		rpm	830		
Me		rpm	950		
Hi		rpm	1150		

Ventilador exterior	Tipo		Propeller	
	Material		PP	
	Tipo de motor		DC (8 polos)	
	Potencia de entrada		W	118.36
	Potencia de salida		W	40
	Velocidad	Hi(C)	rpm	700
		Hi(H)	rpm	830
Eliminación de humedad		L/h (Pt/h)	2.0 (3.5)	
Flujo de aire interior (COOLING)	Q-Lo		m ³ /min (ft ³ /m)	6.74 (238)
	Lo		m ³ /min (ft ³ /m)	8.59 (303)
	Me		m ³ /min (ft ³ /m)	10.54 (372)
	Hi		m ³ /min (ft ³ /m)	12.5 (441)
Flujo de aire interior (HEATING)	Q-Lo		m ³ /min (ft ³ /m)	7.39 (261)
	Lo		m ³ /min (ft ³ /m)	9.01 (318)
	Me		m ³ /min (ft ³ /m)	10.33 (364)
	Hi		m ³ /min (ft ³ /m)	12.5 (441)
Flujo de aire exterior	Hi(C)		m ³ /min (ft ³ /m)	32.6 (1151)
	Hi(H)		m ³ /min (ft ³ /m)	31.6 (1116)
Ciclo de refrigeración	Disp. de control		Tubo capilar	
	Aceite		cm ³	FV50S (320)
	Tipo refrigerante		g (oz)	R410A, 860 (30.3)
Dimensiones	Height(I/D / O/D)		mm (inch)	290 (11-15/32) 540 (21-1/4)
	Width (I/D / O/D)		mm (inch)	848 (33-13/32) 780 (30-45/64)
	Depth (I/D / O/D)		mm (inch)	213 (8-3/8) 289 (11-3/8)
Peso	Net (I/D / O/D)		kg (lb)	8.0 (18) 26 (57)
Tuberías	Diámetro (Líquido / Gas)		mm (inch)	6.35 (1/4) / 9.52 (3/8)
	Longitud estándar		m (ft)	5 (16.4)
	Longitud rango (min – max)		m (ft)	3 (9.8) ~ 15 (49.2)
	I/D & O/D diferencia altura		m (ft)	10.0 (32.8)
	Cantidad adicional de gas		g/m (oz/ft)	20 (0.2)
	Longitud de gas adicional		m (ft)	7.0 (23.0)
Manguera de drenaje	Diámetro		mm	16
	Longitud		mm	500
Intercambiador de calor interior	Material aleta		Pre coated	
	Tipo aleta		Slit Fin	
	Row x Stage x FPI		2 x 15 x 19	
	Size (W x H x L)		mm	610 x 315 x 25.4
Intercambiador de calor exterior	Material aleta		Pre coated	
	Tipo aleta		Slit Fin	
	Row x Stage x FPI		2 x 24 x 19	
	Size (W x H x L)		mm	777.9 (749.3) x 504 x 18.19
Filtro de aire	Material		PP-12x13H2	
	Tipo		One-touch	

Tabla 3.2.-2. Especificaciones técnicas Panasonic.

c) Equipo marca Mitsubishi

Modelo interior				MSZ-SF35VE	
Fuente de alimentación				Single phase 230 V, 50 Hz	
Datos eléctricos	Potencia	Cooling	W	18	
		Heating		27	
	Corriente	Cooling	A	0.16	
		Heating		0.22	
Motor ventilador	Modelo			RCOJ21-AA	
	Corriente	Cooling	A	0.16	
		Heating		0.22	
Dimensiones W × H × D			mm	798 × 299 × 195	
Peso			Kg	10	
Dirección de aire				5	
Flujo de aire	Cooling	Super High	m ³ /h	546	
		High		432	
		Med.		336	
		Low		246	
		Silent		210	
			Super High	m ³ /h	660
			High		498
			Med.		402
			Low		246
			Silent		210
Nivel sonoro	Cooling	Super High	dB(A)	42	
		High		36	
		Med.		30	
		Low		24	
		Silent		21	
	Heating		Super High	dB(A)	46
			High		39
			Med.		34
			Low		24
			Silent		21
Velocidad de ventilador	Cooling	Super High	rpm	1200	
		High		1000	
		Med.		820	
		Low		660	
		Silent		590	
	Heating		Super High	rpm	1400
			High		1120
			Med.		940
			Low		660
			Silent		590
Regulador de velocidad de ventilador				5	
Modelo de control remoto				SG11D	

Tabla 4.2.-3. Equipo marca Mitsubishi unidad interior.

Modelo exterior			MUZ-SF35VE	
Fuente de alimentación			Single phase 230 V, 50 Hz	
Capacidad Frecuencia nominal(Min- Max)	Cooling	kW	3.5 (1.1 - 3.8)	
	Heating		4.0 (1.3 - 4.6)	
Capacidad del disyuntor		A	10	
Datos eléctricos	Potencia	Cooling	W	1080
		Heating		1030
	Corriente	Cooling	A	4.9
		Heating		4.7
	Factor de potencia	Cooling	%	95
Heating		95		
Corriente de arranque		A	4.9	
COP	Cooling		3.24	
	Heating		3.88	
Compresor	Modelo		KNB092FNDMC	
	Potencia	W	650	
	Corriente	Cooling	A	4.74
		Heating		4.48
Aceite (Modelo)		L	0.27 (FV50S)	
Motor ventilador	Modelo		RC0J50-FA	
	Corriente	Cooling	A	0.24
		Heating		0.30
Dimensiones W × H × D		mm	800 × 550 × 285	
Peso		Kg	31	
Deshumidificación		Cooling	L/h	1.0
Flujo de aire	Cooling	High	m ³ /h	1956
		Low		1806
	Heating	High	m ³ /h	2178
		Med.		1932
		Low		1476
Nivel sonoro		Cooling	dB(A)	49
		Heating	dB(A)	50
Velocidad de ventilador	Cooling	High	rpm	800
		Low		740
	Heating	High	rpm	890
		Med.		790
		Low		610
Regulador de velocidad de ventilador			3	
Capacidad de llenado de refrigerante (R410A)		kg	0.8	

Tabla 4.2.-4. Equipo marca Mitsubishi unidad exterior.

4.3. BIBLIOGRAFÍA

- [1] International Institute of Refrigeration: 31st Informatory Note on Refrigeration Technologies, EN: *Current long-term alternative refrigerants and their possible applications*, Abril 2016.
- [2] UNE-EN 14511-2, *Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y la refrigeración de locales. Parte 2: Condiciones de ensayo.*
- [3] UNE-EN 14825, *Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y la refrigeración de locales. Ensayos y clasificación en condiciones de carga parcial y cálculo del rendimiento estacional.*