



UNIVERSITAT JAUME I
ESCUELA SUPERIOR DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS EXPERIMENTALES
MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Evaluación de Sistemas de Refrigeración para Sistemas Comerciales Centralizados

PROYECTO FINAL DE MASTER

AUTOR:

ALFREDO ANGULO DE LA SOTA

DIRECTOR:

RODRIGO LLOPIS DOMÉNECH

Castellón de la Plana, Abril de 2016

Agradecimientos

Desde que inicie el grado hasta que ya he logrado acabar el master, ha habido muchas personas, desde compañeros de clase, amigos, profesores... que me han acompañado a lo largo de todo el camino, algunos de ellos me han servido de gran apoyo para poder lograrlo.

A Rodrigo, mi antiguo profesor en varias asignaturas, que me ha acompañado tanto en el proyecto fin de grado como en el proyecto fin de master. Gracias por haberme dado la oportunidad de realizar este proyecto e introducirme en el mundo de la refrigeración.

A mis compañeros de clase, en especial a Diego, por haberme apoyado durante todos los semestres a pesar de los momentos de estrés y flaqueza.

Y por último, como no, a mi Familia y a mis amigos, que siempre están ahí apoyando de manera incondicional.

Agradecer a todos vuestro paso por mi vida

De todo corazón,

Alfredo

Resumen

Los sistemas actuales de refrigeración comercial en Europa, especialmente en supermercados, se basan en sistemas de simple o doble etapa de expansión directa, donde destacan como fluidos de trabajo el R134a para el nivel de media temperatura (0–3°C) y el R404A o R507A para el nivel de baja temperatura (-20°C).

La Unión Europea aprobó en 2014 el nuevo Reglamento F-Gas, que entro en vigor el 1 de enero del 2015 (Reglamento UE 517/2014) que establece la prohibición de fluidos refrigerantes con $GWP > 150$ en sistemas de expansión directa para sistemas multicompresor de más de 40kW a partir del 1/1/2022, con la excepción de los fluidos primarios de las cascadas, donde el límite se establece en 1500. Además, ha establecido también límites en la recarga de equipos existentes con cargas de refrigerante con $GWP > 2500$ que excedan de las 40 toneladas de CO₂ equivalente a partir del 1/1/2022. Las implicaciones de esta nueva normativa en el campo de la refrigeración comercial serán la eliminación total del R134a y R404A en los sistemas actualmente empleados. Actualmente se están construyendo plantas piloto a lo largo de toda Europa que trabajan con fluidos adaptados o semiadaptados a la nueva normativa, no obstante, no está clara por ahora cuál es la mejor alternativa para cada zona climática del continente.

Por ello, en el presente TFM se pretenden evaluar desde un punto de vista semi-teórico diferentes sistemas de refrigeración adaptados a dicha normativa, empleando básicamente fluidos de bajo GWP y que por tanto estarán adaptados a la nueva normativa. En concreto se considerarán las cascadas con CO₂ como fluido de baja temperatura, los sistemas booster con CO₂ transcrito y las cascadas indirectas con fluido secundario a media temperatura.

Se diseñarán las centrales frigoríficas (selección de los componentes principales) para un supermercado tipo en Europa (1500m²) y se evaluarán con el software 'Pack Calculation Pro' utilizando compresores y estrategias de regulación reales. Con los datos obtenidos de la simulación en diferentes localizaciones climáticas se obtendrán conclusiones comparativas desde un punto energético, ambiental y económico.

Índice General

Índice General	1
Índice Tablas.....	5
Índice Ilustraciones	9
MEMORIA.....	13
INDICE MEMORIA.....	15
1. Objeto y Antecedentes.....	19
1.1. Objeto.....	19
1.2. Metodología	19
1.3. Antecedentes	19
2. Alcance	21
3. Introducción	22
4. Normas y Referencias.....	27
4.1. Normativa.....	27
4.2. Bibliografía	27
4.3. Programas de calculo	27
5. Definiciones y Abreviaturas.....	28
5.1. Definiciones.....	28
5.2. Abreviaturas	28
5.3. Subíndices.....	29
6. Sistemas Frigoríficos.....	30
6.1. Características del supermercado tipo.....	30
6.2. Refrigeración por compresión.....	35
6.2.1. Principios termodinámicos.....	36
6.2.1.1. Diagrama de Mollier.....	36
6.2.1.2. Coeficiente de eficiencia de una refrigeración (COP)	39
6.2.2. Variantes del sistema	39
6.2.2.1. Intercambiador de calor auxiliar (Intercooler).....	39
6.2.2.2. Cascada.....	40
6.2.2.3. Booster	42
6.2.3. Elementos del sistema	43
6.2.3.1. Compresor.....	43
6.2.3.1.1. Formas de compresión.....	44
6.2.3.1.2. Configuración de sistemas de compresión	44
6.2.3.2. Evaporador	45

Índice General

6.2.3.2.1. Tipos Evaporador.....	45
6.2.3.3. Válvula de Expansión.....	47
6.2.3.3.1. Tipos de válvulas	48
6.2.3.4. Condensador	49
6.2.3.4.1. Tipos de condensadores.....	50
6.2.4. Ventajas e inconvenientes del ciclo de compresión de vapor	51
6.3. Sistemas Estudiados	52
6.3.1. Dos simples etapas.....	52
6.3.2. Dos simples etapas con condensador común	53
6.3.3. Cascada.....	54
6.3.4. Cascada con fluido secundario a M.T.....	55
6.3.5. Cascada con CO ₂ bombeado	56
6.3.6. Booster	57
6.4. Refrigerantes	58
6.4.1. Características de los refrigerantes.....	58
6.4.2. Tipos	59
6.4.1. R134a.....	60
6.4.2. R404A	61
6.4.3. R407A	62
6.4.4. CO ₂ (R744)	63
6.4.5. Fluidos Secundarios.....	64
6.4.5.1. Agua.....	65
6.4.5.2. Salmueras	65
6.4.5.3. Glicoles inhibidos.....	65
6.5. Diferencias Climatológicas	67
6.5.1 Castellón.....	67
6.5.2. Vigo.....	68
6.5.3. Madrid.....	69
6.5.4. Sevilla	70
6.5.6. Comparativa de los 4 emplazamientos	71
7. Reglamento F-Gas	72
7.1. Consideraciones Previas.....	72
7.2. Reglamento F-Gas	73
8. Análisis de Soluciones	77
8.1. Sistemas de referencia	77
8.1.1. Dos simples etapas (R1)	77

Índice General

8.1.1.1. Selección de compresor	77
8.1.1.2. Selección de Condensadores.....	79
8.1.1.3. Selección de Intercambiadores	80
8.1.2. Dos simples etapas con condensador común (R2).....	81
8.1.2.1. Selección de compresores.....	81
8.1.2.2. Selección de Condensador	83
8.1.2.3. Selección de Intercambiadores	84
8.2. Alternativas	85
8.2.1. Cascada (A1).....	85
8.2.1.1. Selección de Compresores	85
8.2.1.2. Selección de Condensadores.....	87
8.2.1.3. Selección de intercambiadores	89
8.2.1.4. Selección de válvula de expansión	90
8.2.2. Cascada con fluido secundario a MT (A2)	91
8.2.2.1. Selección de compresores.....	91
8.2.2.2. Selección de Bombas.....	93
8.2.2.3. Selección de condensadores	94
8.2.2.4. Selección de intercambiadores	96
8.2.2.5. Selección de válvula de expansión	97
8.2.3. Cascada con CO2 bombeado a MT (A3)	98
8.2.3.1. Selección de Compresores	98
8.2.3.2. Selección de Bombas.....	100
8.2.3.3. Selección de Condensadores.....	100
8.2.3.4. Selección de intercambiadores	101
8.2.3.5. Selección de válvula de expansión	103
8.2.4. Doble etapa directa (Booster) con CO ₂ transcrítico (A4)	104
8.2.4.1. Selección de Compresores	104
8.2.4.2. Selección de Condensadores.....	106
8.2.4.3. Selección de intercambiadores	107
8.3. Simulación de los emplazamientos	108
8.3.1. Castellón.....	108
8.3.2. Vigo.....	112
8.3.3. Consumo Energético Madrid.....	116
8.3.4. Sevilla	120
9. Resultados Finales.....	124

Índice General

Anexos.....	131
Índice Anexos	133
CÁLCULOS.....	135
Índice Cálculos.....	137
10. Cálculos	139
10.1. Calculo de potencia frigorífica para compresor	139
10.2. Calculo de los compresores.....	142
10.3. Calculo de las bombas	145
10.4. Calculo de la Potencia Frigorífica para Válvula Expansión	148
10.5. Calculo de parámetros energéticos	151
10.6. Calculo de CO ₂	152
ESQUEMAS	153
Índice Esquemas.....	155
11. Esquemas	157
11.1. Dos simples etapas (R1)	157
11.2. Dos simples etapas con condensador común (R2).....	159
11.3. Cascada (A1).....	161
11.4. Cascada Indirecta (A2).....	163
11.5. Cascada con CO ₂ bombeado (A3).....	165
11.6. Booster (A4)	167
PLIEGO DE CONDICIONES.....	169
12. Pliego Condiciones	171
PRESUPUESTO	173
Índice Presupuesto	175
13. Presupuesto	177
13.1. Doble Simple Etapa (R1)	177
13.2. Doble Simple Etapa con Condensador Común (R2)	179
13.3. Cascada (A1).....	180
13.4. Cascada Indirecta (A2).....	182
13.5. Cascada con CO ₂ bombeado (A3).....	185
13.6. Booster	187

Índice Tablas

Tabla 1 - Sistemas Estudiados.....	20
Tabla 2 - Datos ambientales de las diferentes localidades	30
Tabla 3 - Parámetros de producción de CO ₂ indirecto.....	31
Tabla 4 - Sistemas Estudiados.....	52
Tabla 5 - Resumen de las características de los refrigerantes	60
Tabla 6 - Límites GWP por sistemas	75
Tabla 7 - Calendario de prohibiciones	75
Tabla 8 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para R1 M.T.....	78
Tabla 9 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para R1 L.T.	79
Tabla 10 - Parámetros para la selección de condensador para R1	79
Tabla 11 - Condensadores por emplazamiento en R1	80
Tabla 12 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en R1.....	80
Tabla 13 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para R2 M.T.....	82
Tabla 14 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para R2 L.T.	83
Tabla 15 - Parámetros para la selección de condensador para R1	83
Tabla 16 - Condensadores por emplazamiento en R2	84
Tabla 17 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en R2.....	84
Tabla 18 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A1 M.T y 134a.....	86
Tabla 19 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A1 M.T y 407A	87
Tabla 20 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A1 LT	87
Tabla 21 - Parámetros para la selección de condensador para A1 y 134a	88
Tabla 22 - Parámetros para la selección de condensador para A1 y 407A.....	88
Tabla 23 - Condensadores por emplazamiento en A1	88
Tabla 24 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A1 y R134a....	89
Tabla 25 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A1 y R407A ...	89
Tabla 26 - Parámetros para la selección del intercambiador de unión en A1	90
Tabla 27 - Modelo de válvula de expansión en A1.....	90
Tabla 28 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A2 M.T y 134a.....	92
Tabla 29 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A2 M.T y 407A	93
Tabla 30 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A2 L.T.	93

Índice Tablas

Tabla 31 - Parámetros para la selección de condensador para A2 y 134a	95
Tabla 32 - Parámetros para la selección de condensador para A2 y 407A	95
Tabla 33 - Condensadores por emplazamiento en A2	95
Tabla 34 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A2 y R134a....	96
Tabla 35 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A2 y R407A ...	96
Tabla 36 - Parámetros para la selección del intercambiador de unión en A2	97
Tabla 37 - Modelo de válvula de expansión en A2.....	97
Tabla 38 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A3 M.T.	99
Tabla 39 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A3 L.T.	100
Tabla 40 - Parámetros para la selección de condensador para A3	101
Tabla 41 - Condensadores por emplazamiento en A3	101
Tabla 42 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A3.....	102
Tabla 43 - Parámetros para la selección del intercambiador de unión en A3	102
Tabla 44 - Modelo de válvula de expansión en A3.....	103
Tabla 45 - Compresor de CO ₂ Bitzer	104
Tabla 46 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A4 M.T.	105
Tabla 47 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A4 L.T.	106
Tabla 48 - Parámetros para la selección de condensador para A4	106
Tabla 49 - Condensadores por emplazamiento en A4	107
Tabla 50 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A4.....	107
Tabla 51 - COP por sistema y servicio, Castellón.....	108
Tabla 52 - Consumos energéticos, Castellón.....	108
Tabla 53 - Emisiones de CO ₂ , Castellón	109
Tabla 54 - Estudio económico, Castellón.....	110
Tabla 55 - COP por sistema y servicio, Vigo.....	112
Tabla 56 - Consumos energéticos, Vigo.....	112
Tabla 57 - Emisiones de CO ₂ , Vigo	112
Tabla 58 - Estudio económico, Vigo	113
Tabla 59 - COP por sistema y servicio, Madrid.....	116
Tabla 60 - Consumos energéticos, Madrid.....	116

Índice Tablas

Tabla 61 - Emisiones de CO2, Madrid.....	116
Tabla 62 - Estudio económico, Madrid.....	117
Tabla 63 - COP por sistema y servicio, Sevilla	120
Tabla 64 - Consumos energéticos, Sevilla	120
Tabla 65 - Emisiones de CO2, Sevilla	120
Tabla 66 - Estudio económico, Sevilla	121
Tabla 67 - Diferencia de COP respecto al sistema de referencia 1	124
Tabla 68 - Ahorro energético respecto al sistema de referencia 1	124
Tabla 69 - Diferencia de emisiones respecto al sistema de referencia 1	125
Tabla 70 - Diferencia de inversión inicial respecto al sistema de referencia 1	126
Tabla 71 - Diferencia de coste total del ciclo de vida respecto al sistema de referencia 1	127
Tabla 72 - Resumen Comparativa.....	129
Tabla 73 - Precio de los Refrigerantes	177
Tabla 74 - Presupuesto Detallado, R1 - Castellón	177
Tabla 75 - Presupuesto Detallado, R1 - Vigo	177
Tabla 76 - Presupuesto Detallado, R1 - Madrid	178
Tabla 77 - Presupuesto Detallado, R1 - Sevilla	178
Tabla 78 - Presupuesto Total, R1.....	178
Tabla 79 - Presupuesto Detallado, R2 - Castellón	179
Tabla 80 - Presupuesto Detallado, R2 - Vigo	179
Tabla 81 - Presupuesto Detallado, R2 - Madrid	179
Tabla 82 - Presupuesto Detallado, R2 - Sevilla	179
Tabla 83 - Presupuesto Total, R2.....	179
Tabla 84 - Presupuesto Detallado, A1 - Castellón	180
Tabla 85 - Presupuesto Detallado, A1 - Vigo	180
Tabla 86 - Presupuesto Detallado, A1 - Madrid	181
Tabla 87 - Presupuesto Detallado, A1 - Sevilla	181
Tabla 88 - Presupuesto Total, A1.....	181
Tabla 89 - Presupuesto Detallado, A2 - Castellón	182
Tabla 90 - Presupuesto Detallado, A2 - Vigo	182

Índice Tablas

Tabla 91 - Presupuesto Detallado, A2 - Madrid	183
Tabla 92 - Presupuesto Detallado, A2 - Sevilla	183
Tabla 93 - Presupuesto Total, A2.....	184
Tabla 94 - Presupuesto Detallado, A3 - Castellón	185
Tabla 95 - Presupuesto Detallado, A3 - Vigo	185
Tabla 96 - Presupuesto Detallado, A3 - Madrid	185
Tabla 97 - Presupuesto Detallado, A3 - Sevilla	186
Tabla 98 - Presupuesto Total, A3.....	186
Tabla 99 - Presupuesto Detallado, A4 - Castellón	187
Tabla 100 - Presupuesto Detallado, A4 - Vigo	187
Tabla 101 - Presupuesto Detallado, A4- Madrid	187
Tabla 102 - Presupuesto Detallado, A4 - Sevilla	187
Tabla 103 - Presupuesto Total, A4.....	187

Índice Ilustraciones

Ilustración 1 - Perfiles de carga semanal M.T a la izquierda L.T a la derecha.....	32
Ilustración 2 - Perfil de carga diario M.T a la izquierda L.T a la derecha.....	32
Ilustración 3 - Perfil de temperatura semanal M.T a la izquierda L.T a la derecha.....	33
Ilustración 4 - Perfil de temperatura de evaporación diario M.T a la izquierda L.T a la derecha.....	33
Ilustración 5 - Elementos del ciclo simple de refrigeración por compresión mecánica de vapor.....	35
Ilustración 6 - Esquema variación de las propiedades del fluido durante el ciclo	36
Ilustración 7 – Zonas del diagrama de Mollier	37
Ilustración 8 - Diagrama Ph sistema frigorífico de una etapa por compresión mecánica	38
Ilustración 9 - Diagrama Ph sistema real	39
Ilustración 10 - Esquema ciclo de simple etapa con intercooler.....	39
Ilustración 11 - Diagrama Ph ciclo simple etapa con intercambiador.....	40
Ilustración 12 - Esquema de un sistema en cascada	40
Ilustración 13 - Esquema formación de un sistema en cascada.....	41
Ilustración 14 - Esquema de un sistema Booster	42
Ilustración 15 - Esquema funcionamiento compresor	43
Ilustración 16 - Rack de compresores.....	44
Ilustración 17 - Esquema evaporador inundado	46
Ilustración 18 - Esquema evaporador sobrealimentado	46
Ilustración 19 - Evaporador de tubo descubierta.....	46
Ilustración 20 - Evaporador de serpentín aleteado y convección forzada para baja.....	47
Ilustración 21 - Esquema de evaporador de expansión seca	48
Ilustración 22 - Esquema válvula de expansión termostática con compensación de presión externa.....	48
Ilustración 23 - Esquema proceso de condensación en un serpentín.....	49
Ilustración 24 - Condensador axial por aire.....	50
Ilustración 25 - Condensador por agua doble tubo.....	50
Ilustración 26 - Condensador evaporativo	51
Ilustración 27 - Esquema dos Simples Etapas (Expansión directa)	52
Ilustración 28 - Diagrama Ph de un sistema de doble simple etapa	52
Ilustración 29 - Esquema sistema dos simples etapas con condensador común	53

Índice Ilustraciones

Ilustración 30 - Esquema sistema en cascada	54
Ilustración 31 - Diagrama Ph de un sistema en cascada	54
Ilustración 32 - Esquema de un sistema en cascada con fluido secundario	55
Ilustración 33 - Esquema y diagrama Ph de sistema en cascada con CO ₂ bombeado... ..	56
Ilustración 34 - Esquema y diagrama Ph de un sistema booster	57
Ilustración 35 - Botellas de refrigerantes	58
Ilustración 36 - Clasificación de los fluidos frigorigénos	59
Ilustración 37 - Botellas de R134a	60
Ilustración 38 - Botella R404A	61
Ilustración 39 - Botella R407A	62
Ilustración 40 - Botella CO ₂	63
Ilustración 41 - Botella de Propilenglicol	64
Ilustración 42 - Grafico de temperaturas anual de Castellón	67
Ilustración 43 - Tabla climática de Castellón	67
Ilustración 44 - Grafico de temperatura anual de Vigo.....	68
Ilustración 45 - Tabla climática de Vigo.....	68
Ilustración 46 - Grafico de temperatura anual de Madrid	69
Ilustración 47 - Tabla climática de Madrid	69
Ilustración 48 - Grafico de temperatura anual de Sevilla.....	70
Ilustración 49 - Tabla climática de Sevilla.....	70
Ilustración 50 - Diagrama de máximos, mínimos y media de los diferentes emplazamientos	71
Ilustración 51 - Riesgos del cambio climático.....	72
Ilustración 52 - Evolución de la Emisiones de CO ₂	73
Ilustración 53 - Reducción de HFC en el mercado.....	74
Ilustración 54 - Impuesto sobre Gases Fluorados	76
Ilustración 55 - Esquema dos Etapas Simples (Expansión directa)	77
Ilustración 56 - Compresor de 134a Bitzer	78
Ilustración 57 - Esquema ciclo compresión simple	78
Ilustración 58 - Condensador horizontal	79
Ilustración 59 - Intercambiador de placas	80
Ilustración 60 - Dos etapas simples con condensador común	81
Ilustración 61 - Compresor de 134a Bitzer	81
Ilustración 62 - Esquema ciclo compresión simple	82

Índice Ilustraciones

Ilustración 63 - Condensador horizontal	83
Ilustración 64 - Intercambiador de placas	84
Ilustración 65 - Cascada	85
Ilustración 66 - Compresor de 134a & 407A(izq.) y CO ₂ (Der) Bitzer	85
Ilustración 67 - Esquema ciclo compresión simple de 134a/407A (Izq.) y CO ₂ (der)	86
Ilustración 68 - Condensador horizontal	87
Ilustración 69 - Intercambiador de placas	89
Ilustración 70 - Válvula de expansión	90
Ilustración 71 - Cascada con Fluido Secundario	91
Ilustración 72 - Compresor de 134a & 407A(izq.) y CO ₂ (Der) Bitzer	91
Ilustración 73 - Esquema ciclo compresión simple de 134a/407A (Izq.) y CO ₂ (der)	92
Ilustración 74 - Bomba de Fluido Secundario en A2	93
Ilustración 75 - Diagrama H-Q bomba WILO	94
Ilustración 76 - Condensador Horizontal	94
Ilustración 77 - Intercambiador de placas	96
Ilustración 78 - Válvula de expansión	97
Ilustración 79 - Cascada con CO ₂	98
Ilustración 80 - Compresor de 134a(Izq) y CO ₂ (Der) Bitzer	98
Ilustración 81 - Esquema ciclo compresión simple de 134a/407A (Izq.) y CO ₂ (der)	99
Ilustración 82 - Bomba CO ₂ en A3.....	100
Ilustración 83 - Condensador Horizontal	100
Ilustración 84 - Intercambiador de placas	101
Ilustración 85 - Válvula de expansión	103
Ilustración 86 - Doble etapa directa (Booster) con CO ₂ transcrito	104
Ilustración 87 - Esquema ciclo compresión simple de CO ₂	105
Ilustración 88 - Condensador Horizontal	106
Ilustración 89 - Intercambiador de placas	107
Ilustración 90 - Consumos energéticos, Castellón	108
Ilustración 91 - Emisiones de CO ₂ , Castellón	109
Ilustración 92 -Inversión Inicial, Castellón	110
Ilustración 93 - Coste Total, Castellón	110
Ilustración 94 - Consumo mensual, Castellón	111
Ilustración 95 - Consumos energéticos, Vigo	112
Ilustración 96 - Emisiones de CO ₂ , Vigo	113

Índice Ilustraciones

Ilustración 97 - Inversión Inicial, Vigo.....	114
Ilustración 98 - Coste Total, Vigo.....	114
Ilustración 99 - Consumo mensual, Vigo	115
Ilustración 100 - Consumos energéticos, Madrid.....	116
Ilustración 101 - Emisiones de CO ₂ , Madrid	117
Ilustración 102 - Inversión Inicial, Madrid	118
Ilustración 103 - Coste Total, Madrid	118
Ilustración 104 - Consumo mensual, Madrid	119
Ilustración 105 - Consumos energéticos, Madrid.....	120
Ilustración 106 - Emisiones de CO ₂ , Sevilla.....	121
Ilustración 107 - Inversión Inicial, Sevilla.....	122
Ilustración 108 - Coste Total, Sevilla.....	122
Ilustración 109 - Consumo mensual, Sevilla	123
Ilustración 110 - Ejemplo Consumo anual, Sevilla.....	125
Ilustración 111 - Ejemplo Emisiones de CO ₂ , Sevilla	126
Ilustración 112 - Ejemplo de Inversión Inicial y Coste Total, Sevilla	127
Ilustración 113 - Potencias Sometidas al Compresor en R1.....	139
Ilustración 114 - Potencias Sometidas al Compresor en R2.....	139
Ilustración 115 - Potencias Sometidas al Compresor en A1.....	140
Ilustración 116 - Potencias Sometidas al Compresor en A2.....	140
Ilustración 117 - Potencias Sometidas al Compresor A3.....	141
Ilustración 118 - Potencias Sometidas al Compresor A4.....	141
Ilustración 119 - Datos Base del Software Bitzer	142
Ilustración 120 - Parámetros de Entrada del Software Bitzer.....	142
Ilustración 121 - Ciclo Básico Compresión del Software Bitzer.....	143
Ilustración 122 - Calculo del calor latente CO ₂	146
Ilustración 123 - Calculo de Potencia de la Bomba	146
Ilustración 124 - Capacidades mínimas de la EV en R1	148
Ilustración 125 - Capacidades mínimas de la EV en R2	148
Ilustración 126 - Capacidades mínimas de la EV en A1	149
Ilustración 127 - Capacidades mínimas de la EV en A2.....	149
Ilustración 128 - Capacidades mínimas de la EV en A3.....	150
Ilustración 129 -Capacidades mínimas de la EV en A4.....	150

MEMORIA

INDICE MEMORIA

MEMORIA.....	13
INDICE MEMORIA.....	15
1. Objeto y Antecedentes.....	19
1.1. Objeto.....	19
1.2. Metodología.....	19
1.3. Antecedentes.....	19
2. Alcance.....	21
3. Introducción.....	22
4. Normas y Referencias.....	27
4.1. Normativa.....	27
4.2. Bibliografía.....	27
4.3. Programas de calculo.....	27
5. Definiciones y Abreviaturas.....	28
5.1. Definiciones.....	28
5.2. Abreviaturas.....	28
5.3. Subíndices.....	29
6. Sistemas Frigoríficos.....	30
6.1. Características del supermercado tipo.....	30
6.2. Refrigeración por compresión.....	35
6.2.1. Principios termodinámicos.....	36
6.2.1.1. Diagrama de Mollier.....	36
6.2.1.2. Coeficiente de eficiencia de una refrigeración (COP).....	39
6.2.2. Variantes del sistema.....	39
6.2.2.1. Intercambiador de calor auxiliar (Intercooler).....	39
6.2.2.2. Cascada.....	40
6.2.2.3. Booster.....	42
6.2.3. Elementos del sistema.....	43
6.2.3.1. Compresor.....	43
6.2.3.1.1. Formas de compresión.....	44
6.2.3.1.2. Configuración de sistemas de compresión.....	44
6.2.3.2. Evaporador.....	45
6.2.3.2.1. Tipos Evaporador.....	45
6.2.3.3. Válvula de Expansión.....	47
6.2.3.3.1. Tipos de válvulas.....	48

INDICE MEMORIA

6.2.3.4. Condensador	49
6.2.3.4.1. Tipos de condensadores.....	50
6.2.4. Ventajas e inconvenientes del ciclo de compresión de vapor	51
6.3. Sistemas Estudiados	52
6.3.1. Dos simples etapas.....	52
6.3.2. Dos simples etapas con condensador común	53
6.3.3. Cascada.....	54
6.3.4. Cascada con fluido secundario a M.T.....	55
6.3.5. Cascada con CO ₂ bombeado	56
6.3.6. Booster	57
6.4. Refrigerantes	58
6.4.1. Características de los refrigerantes.....	58
6.4.2. Tipos	59
6.4.1. R134a.....	60
6.4.2. R404A	61
6.4.3. R407A	62
6.4.4. CO ₂ (R744)	63
6.4.5. Fluidos Secundarios.....	64
6.4.5.1. Agua.....	65
6.4.5.2. Salmueras	65
6.4.5.3. Glicoles inhibidos	65
6.5. Diferencias Climatológicas	67
6.5.1 Castellón.....	67
6.5.2. Vigo.....	68
6.5.3. Madrid.....	69
6.5.4. Sevilla	70
6.5.6. Comparativa de los 4 emplazamientos	71
7. Reglamento F-Gas	72
7.1. Consideraciones Previas.....	72
7.2. Reglamento F-Gas	73
8. Análisis de Soluciones	77
8.1. Sistemas de referencia	77
8.1.1. Dos simples etapas (R1)	77
8.1.1.1. Selección de compresor	77
8.1.1.2. Selección de Condensadores.....	79
8.1.1.3. Selección de Intercambiadores	80

INDICE MEMORIA

8.1.2. Dos simples etapas con condensador común (R2).....	81
8.1.2.1. Selección de compresores.....	81
8.1.2.2. Selección de Condensador	83
8.1.2.3. Selección de Intercambiadores	84
8.2. Alternativas	85
8.2.1. Cascada (A1).....	85
8.2.1.1. Selección de Compresores	85
8.2.1.2. Selección de Condensadores.....	87
8.2.1.3. Selección de intercambiadores	89
8.2.1.4. Selección de válvula de expansión	90
8.2.2. Cascada con fluido secundario a MT (A2)	91
8.2.2.1. Selección de compresores.....	91
8.2.2.2. Selección de Bombas.....	93
8.2.2.3. Selección de condensadores	94
8.2.2.4. Selección de intercambiadores	96
8.2.2.5. Selección de válvula de expansión	97
8.2.3. Cascada con CO2 bombeado a MT (A3).....	98
8.2.3.1. Selección de Compresores	98
8.2.3.2. Selección de Bombas.....	100
8.2.3.3. Selección de Condensadores.....	100
8.2.3.4. Selección de intercambiadores	101
8.2.3.5. Selección de válvula de expansión	103
8.2.4. Doble etapa directa (Booster) con CO ₂ transcrito (A4)	104
8.2.4.1. Selección de Compresores	104
8.2.4.2. Selección de Condensadores.....	106
8.2.4.3. Selección de intercambiadores	107
8.3. Simulación de los emplazamientos	108
8.3.1. Castellón	108
8.3.2. Vigo.....	112
8.3.3. Consumo Energético Madrid.....	116
8.3.4. Sevilla	120
9. Resultados Finales.....	124

1. Objeto y Antecedentes

1.1. Objeto

El objetivo del Proyecto Fin de Master es realizar una comparativa entre diferentes sistemas comerciales para la refrigeración comercial de supermercados para diferentes emplazamientos de la geografía española.

La finalidad de esta comparativa será hallar cual es el mejor sistema desde diferentes puntos de vista, energético, medio ambiental y económico, para cada uno de los emplazamientos. Se han evaluado las configuraciones actuales, unas configuraciones de transición que utilizan fluidos de medio GWP y las nuevas configuraciones adaptadas al nuevo Reglamento F-Gas.

1.2. Metodología

Para la elaboración del proyecto se ha seguido una metodología basada en el desarrollo de las diferentes fases que se relacionan a continuación:

Fase 1: Análisis del funcionamiento de los sistemas comerciales actuales.

Fase 2: Análisis del funcionamiento de los sistemas alternativos existentes.

Fase 3: Definición de las condiciones de trabajo de los diferentes sistemas (Temperaturas de trabajo, cargas, presiones...).

Fase 4: Diseño y dimensionado de los sistemas

Fase 5: Evaluación de los diferentes sistemas para cada emplazamiento.

Fase 6: Comparativa desde un punto de vista energético, económico y medio ambiental de cada uno de los sistemas y para cada emplazamiento.

1.3. Antecedentes

En la actualidad, para la refrigeración comercial en los supermercados, se ha utilizado sistemas de doble y simple etapa con R134a y R404A como fluidos refrigerantes. Con el paso de los años diversos estudios han descubierto que estos refrigerantes tienen gran influencia sobre el efecto invernadero debido al elevado GWP que tienen, debido a esto y a la elevada tasa de pérdidas que tiene este tipo de instalaciones, las emisiones de CO₂ por estos refrigerantes ha aumentado de forma considerable durante los últimos años, por lo que la unión europea en el año 2014 publicó una normativa (UE 517/2014 F-Gas) con el fin de reducir paulatinamente las emisiones de refrigerantes con elevado GWP antes del 2020, prohibiendo el uso de este tipo de refrigerantes en los diferentes sistemas, además, se publicó la ley 16/2013 que impone las tasas sobre el kg de refrigerante. Esta prohibición no es instantánea, sino que deja márgenes para ir reduciendo el uso hasta llegar a 2020-2022 donde sí que se prohibirán de forma definitiva.

Debido a esta nueva norma, se deben buscar nuevas soluciones para los sistemas de refrigeración, que permitan reducir la tasa impuesta sobre los refrigerantes o se emplee refrigerantes que si estén permitidos dentro de la norma.

1. Objeto y Antecedentes

Con este panorama se presentan dos opciones, buscar un sistema que permita cumplir la normativa hasta dicha fecha, sin tener que incurrir en elevadas tasas o hallar un sistema que sí que cumpla la normativa más allá del 2020.

Existen diferentes sistemas que sí que permitirán el uso de estos refrigerantes hasta dicha fecha como podrían ser los sistemas en cascada, la ventaja de estos sistemas es la reducción de la cantidad de refrigerante en el circuito primario logrando así reducir las emisiones y al reducir la cantidad de refrigerante, por lo que no se pagaría tanta tasa, además, existe la posibilidad de emplear R407A que es un refrigerante con menor GWP que el R134a por lo que se reduciría la tasa. También existe la alternativa de emplear un circuito secundario para dar servicio a las vitrinas de media temperatura, logrando así reducir más aun la cantidad de refrigerante, es decir, una cascada indirecta.

Por otro lado, existe la opción de emplear sistemas que sí que estén permitidos por la norma F-Gas más allá del 2020. Estos sistemas son, una cascada con CO₂ bombeado para dar servicio a las vitrinas de media temperatura ya que se permitiría emplear R134a en el circuito primario siempre que no supere cierta cantidad; y un sistema de doble etapa (Booster) con CO₂ el cual está permitido.

Fecha permitida	Sistema	Refrigerante Circuito Primario
Sistema Actual	Doble simple etapa	R134a y R404A
Hasta 2020/2022	Cascada	R134a y R407A
	Cascada Indirecta	R134a y R407A
Más allá 2020/2020	Cascada con CO ₂ bombeado	R134a
	Booster	CO ₂

Tabla 1 - Sistemas Estudiados

2. Alcance

En el presente proyecto se va a realizar una comparativa entre diferentes sistemas de refrigeración para sistemas comerciales centralizados. Esta comparativa se hace desde un punto de vista energético, analizando los diferentes consumos energéticos; un punto de vista medio ambiental, comparando las emisiones de CO₂ tanto directas como indirectas; y un punto de vista económico, analizando cual es el coste de las instalación desde la inversión inicial (Equipos, instalación y refrigerante con su impuesto) hasta el coste total durante el ciclo de vida (inversión inicial, consumo energético y coste de la recarga de refrigerante con su respectivo impuesto).

Para ello se diseñarán los principales componentes del sistema (compresor, condensador, intercambiadores, bombas y válvulas de expansión) o bien mediante el empleo de un software de selección o calculando a través de catálogo. Una vez seleccionados todos los componentes para las condiciones de trabajo marcadas, se procederá al análisis de los sistemas empleando un software de simulación (Pack Calculation Pro) que permitiría evaluar todos los puntos de vista anteriormente citados durante todos los días del año, los diferentes perfiles de carga y temperaturas que ocurre durante el día en un supermercado real.

3. Introducción

La refrigeración es el proceso de reducción y mantenimiento de la temperatura (a un valor menor a la del medio ambiente) de un objeto o espacio. La reducción de temperatura se realiza extrayendo energía del cuerpo, generalmente reduciendo su energía térmica, lo que contribuye a reducir la temperatura de este cuerpo.

La refrigeración implica transferir la energía del cuerpo que pretendemos enfriar a otro, aprovechando sus propiedades termodinámicas. La temperatura es el reflejo de la cantidad o nivel de energía que posee el cuerpo, ya que el frío propiamente no existe, los cuerpos solo tienen más o menos energía térmica. De esta manera enfriar corresponde a retirar Energía (calor) y no debe pensarse en términos de " producir frío o agregar frío.

El arte de la refrigeración basado en el hielo natural es muy antiguo y se practicó mucho antes de construirse cualquier máquina térmica. Desde los antiguos chinos, romanos, ... almacenaban el hielo o la nieve comprimida para posteriormente emplearlo en épocas de más calor para enfriar diferentes espacios u objetos. Los egipcios antiguos llenaban los tarros de barro de agua hervida y los ponían en sus azoteas, así exponiendo los tarros a la noche se refrescaban con el aire. Cuando un líquido se vaporiza rápidamente, se expande. Las moléculas de levantamiento del vapor aumentan precipitadamente su energía cinética y este aumento se dibuja de los alrededores inmediatos del vapor, estos alrededores por lo tanto se refrescan.

La utilización de los procesos químicos mediante mezclas refrigerantes se puede considerar como una etapa intermedia entre el frío natural y el frío artificial, y desde antiguo se conocía que, añadiendo ciertas sales, como por ejemplo el nitrato sódico, al agua, se consigue disminuir su temperatura.

En el siglo XVII, las mezclas refrigerantes son utilizadas en la investigación científica por diferentes científicos, como por ejemplo Robert Boyle, Philippe Laire, ... estudiando diferentes mezclas de sustancias para conseguir un producto refrigerante.

En el siglo XIX numerosos científicos estudiaron las leyes que rigen las mezclas frigoríficas, y las mezclas de hielo y sal común, que permiten disminuir la temperatura hasta -20°C , se emplearon corrientemente para congelar productos alimenticios.

Estos métodos, sin embargo, son discontinuos y de capacidad muy limitada, por lo que no se puede hablar de refrigeración hasta la invención de los métodos continuos, de dos tipos básicos: consumidores de trabajo y consumidores de calor.

Refrigeración mecánica

La refrigeración mecánica La refrigeración mecánica, es decir producida consumiendo trabajo con una máquina funcionando continuamente, se obtuvo por diversos caminos, pero todos basándose en la expansión de un fluido, que puede efectuarse sin cambio de fase (despresurización de un gas) o, lo más frecuente, con cambio de fase (evaporación de un líquido), que a su vez se haya recalentado a la presión atmosférica o menor. A pesar de que los primeros intentos de obtener frío mecánico fueron por evaporación de un líquido volátil, la primera máquina realmente operativa fue de expansión de aire. Por este motivo se denomina máquina frigorífica de compresión.

3. Introducción

El posterior desarrollo de la refrigeración continua tuvo tres centros: Europa (destacando Gran Bretaña), Australia y los Estados Unidos. Europa necesitaba la refrigeración para sus industrias de lechería, de la cerveza y de destilación, y para poder importar alimentos perecederos, en especial los británicos. Australia se estaba convirtiendo en un gran producto de carne y precisaba la refrigeración para poder vender sus productos en el extranjero. Los Estados Unidos era una nación joven y dinámica donde florecía la inventiva. El cálido sur americano, donde la necesidad de refrigeración era un hecho, obtenía hielo de los ríos y lagos de los Estados del norte.

Los principios de la refrigeración fueron difíciles, pues los constructores de máquinas refrigerantes imitaban las máquinas de vapor, de modo que los equipos eran de poco rendimiento y se averiaban frecuentemente.

Pronto el éter dio paso al amoníaco, al dióxido de azufre y al dióxido de carbono mientras tanto continuaba la búsqueda de refrigerantes más seguros y de mejor rendimiento, donde en 1930 se anunció el primer fluoro carbono, el freon-12.

Refrigeración térmica. La máquina frigorífica de absorción

Gracias al amoníaco en 1774 se creó una máquina de refrigeración que sólo consumía calor, gracias a un nuevo sistema que él llamó de afinidad. El sistema fue conocido más tarde con el nombre de absorción.

La máquina de operación continua, que tuvo mayor repercusión, era mucho más elaborada; tenía casi todas las características de las máquinas actuales. Esta máquina fue fabricada en París en 1860, y se hicieron 5 modelos con unas capacidades de producción de 12 a 100 kg de hielo por hora.

La máquina de absorción ejerció una clara hegemonía sobre las otras máquinas de refrigeración durante un periodo que alcanza hasta 1875 aproximadamente, y eso a pesar de que el diseño, cálculo y uso de esta máquina eran más complejos que en la de compresión.

Cuando aparecieron otros refrigerantes distintos de los éteres y más tarde los motores eléctricos, la máquina de absorción tuvo que ceder el primer puesto a la de compresión.

Conservación de alimentos por medio de frío

Los alimentos son perecederos, por lo que necesitan ciertas condiciones de tratamiento, conservación y manipulación; su principal causa de deterioro es el ataque por diferentes tipos de microorganismos como bacterias, levaduras y mohos; por lo que existen diversas técnicas para conservar estos productos, siendo el enfriamiento a temperaturas muy bajas una de las más usadas, gracias a su efectividad.

Para conservar utilizables los alimentos se han desarrollado variedades de procedimientos, algunos de los cuales datan de muchos siglos, e incluso milenios. Sin embargo, su aplicación a escala industrial comenzó hacia fines del siglo XVIII. También se conocía en la antigüedad, que es posible prolongar considerablemente la duración de los alimentos conservándolos a bajas temperaturas, utilizando el frío natural (bodegas subterráneas, manantiales fríos, nieve, hielo) en el caso de ciertos alimentos y bebidas.

La conservación de alimentos frescos es una de las primeras aplicaciones del frío artificial. Pronto se conoció que las temperaturas por encima de 0° C solamente

3. Introducción

prolongan limitadamente la duración de muchos alimentos, por eso en 1860 se pasó a la congelación, como consecuencia del interés asociado con el comercio mundial de carne.

A diferencia de otros procedimientos, la conservación por frío es el único método capaz de conseguir que el sabor natural, el olor y el aspecto de los productos apenas se diferencien del natural.

La **refrigeración** consiste en la conservación de los productos a bajas temperaturas, pero por encima de su temperatura de congelación. Se puede decir que la refrigeración se enmarca entre 1º C y 8º C. De esta forma se consigue que el valor nutricional y las características de sabor, textura y olor casi no se diferencien de las de los productos al inicio de su almacenaje. Es por esta razón que los productos frescos refrigerados son considerados por los consumidores como alimentos saludables. En esta técnica influyen multitud de factores como la temperatura, la humedad relativa, la luz y la composición de la atmosfera.

La **congelación** temperaturas se distingue de la refrigeración en que la temperatura del alimento se reduce por debajo de la de su punto de congelación, producto de lo cual una fracción elevada del agua contenida en aquel cambia de estado físico formando cristales de hielo. Esta inmovilización del agua en forma de hielo y el incremento en la concentración de los solutos en el agua no congelada provoca la reducción de la actividad del agua del alimento. Por tanto, la conservación del alimento por esta vía es la consecuencia de la acción combinada de las bajas temperaturas y la disminución en su actividad de agua. Aunque una excesiva congelación puede provocar alteraciones en los alimentos no deseadas como enranciamiento de las grasas, cambios de color y pérdidas de nutrientes.

Además, existen otras técnicas como podrían ser, la ultracongelación que consistiría en un enfriamiento muy brusco a una muy baja temperatura y la liofilización que se basa en el secado de determinados materiales por medio de la sublimación del agua contenida en estos.

Generaciones de gases refrigerantes

El refrigerante es el fluido g que mediante un cambio en su estado de agregación (evaporación) absorbe calor de otro fluido enfriándolo, por ello se le denomina también frigorígenos. Estos fluidos evolucionan en las plantas frigoríficas describiendo un ciclo en el que son sucesivamente comprimidos, licuados, expandidos y evaporados. Problemática por el cambio climático.

Desde el comienzo de su aplicación para la producción artificial de frío, en la primera mitad del siglo XIX, se pueden establecer cuatro generaciones de refrigerantes.

Los primeros refrigerantes eran fluidos naturales a los que únicamente se les exigía que tuvieran la capacidad de funcionar de forma cíclica en las máquinas de producción de frío ideadas por aquella época. Sin embargo, en la mayoría de los casos, estos fluidos eran inflamables y/o tóxicos. Esta **primera generación** abarca de 1830 hasta 1930.

La necesidad de fluidos no tóxicos ni inflamables con destino a refrigeración doméstica con condensación por aire, llevó a los investigadores a buscar una nueva generación de refrigerantes que cumpliesen con esos requisitos mezclando sustancias no volátiles, estables químicamente, no tóxicos y que no sean gases nobles debido a su

3. Introducción

bajo punto de evaporación; con esta búsqueda se sintetizaron los CFC y HCFC + Fluido naturales. Esta nueva generación permitió que la refrigeración y la climatización se extendiera a nuevos campos. Esta **segunda generación** abarca desde 1930 hasta 1990.

Durante esta época surgieron números estudios sobre la destrucción de la capa de ozono y una parte de la culpa la tenían este tipo de sustancias. Finalmente, en 1987 varios países firmaron el protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono con el fin de intentar reducir, escalonadamente, la producción de CFC's y otras sustancias químicas que destruyen el ozono. Con este protocolo surgió una nueva característica, el ODP, que cuantifica la capacidad de un gas para destruir o degradar la capa de ozono referenciado al R11.

Como consecuencia de los acuerdos alcanzados, la producción de CFC's en los países desarrollados cesó casi por completo en 1996, mientras que en los países en vías de desarrollo los CFC's fue en 2010.

La Unión Europea, mediante su Reglamento 2037/2000 del Parlamento Europeo y del Consejo sobre sustancias que agotan la capa de ozono, actualizado por el Reglamento CE_1005-2009, establece la prohibición el uso de los HCFC para el año 2015.

Debido a todos estos hechos, en la década de los 90, aparece una nueva clase de refrigerantes (**Tercera generación**), los hidroflocarbonados (HFC), que son una sustancia compuesta por hidrogeno, carbono y flúor únicamente. Son sustancias inodoras e incoloras, con muy baja reactividad química, que se encuentran en estado gaseoso a presión atmosférica. Son muy similares a los CFC y HCFC, manteniendo las cualidades de estabilidad y seguridad, pero añadiendo la de presentar valores de PAO nulos. La aplicación de estos refrigerantes no necesitó una revolución tecnológica para poder utilizarlos, pudiendo sustituir a los HCFC y CFC en instalaciones existentes.

Este nuevo refrigerante fue sustituyendo prácticamente a los CFC y HCFC, pero este continuo aumento del consumo de estos gases provocó inevitablemente una mayor presencia de moléculas de HFC en la atmosfera debido a las fugas; este aumento de presencia de estos elementos en la atmosfera tuvo incidencia sobre el efecto invernadero.

Las moléculas de los HFC son lo suficientemente ligeras como para ser arrastradas por las corrientes de aire y llegar a estratos elevados en la atmósfera, permaneciendo en ellos durante décadas. El enlace carbono flúor absorbe la radiación infrarroja emitida por la superficie terrestre, que de lo contrario se iría al espacio, para devolverla posteriormente a la tierra. Por ello, la presencia cada vez mayor de HFC's en la atmósfera genera una perturbación del balance natural de energía del sistema Tierra-atmósfera (en W/m^2) en el sentido de potenciar el efecto invernadero. Con esta nueva problemática surgió la característica GWP que correspondería a los kg equivalentes de CO_2 que supone un kg del refrigerante, este valor ronda los 2000-3000.

Debido a este problema aproximadamente en el 2010 surge una nueva generación de refrigerantes (**cuarta generación**) los HFO + fluidos naturales, esta generación tienen menores GWP que los HFC por lo que su impacto en el efecto invernadero es menor.

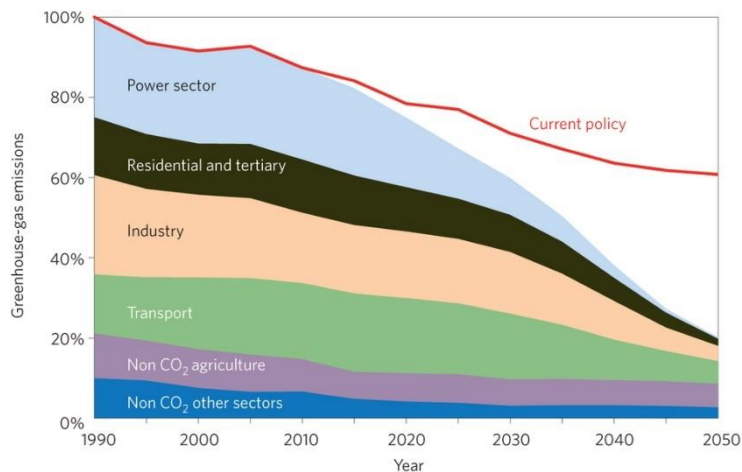
Con el objetivo de reducir estas emisiones a la atmosfera se crea el reglamento europeo F-Gas que nace de la Hoja de ruta de la Comisión Europea hacia una economía hipocarbónica competitiva en 2050.

3. Introducción

Reglamento F-GAS (EU nº517/2014)

Esta norma es un Reglamento, no una Directiva, por lo que los requisitos en ella establecidos, son directamente aplicables a todos los países miembros de la Unión Europea. Afectando a todos los actores de la cadena de la producción de frío: fabricantes de equipos o de refrigerantes, instaladores, mantenedores, distribuidores, usuarios finales...

Dicha Hoja establece que las emisiones distintas del CO₂ incluidos los gases fluorados de efecto invernadero (con exclusión de las emisiones que no son de CO₂ procedentes de la agricultura) deben reducirse en un 72-73 % de aquí a 2030 y en un 70-78 % de aquí a 2050, respecto a los niveles de 1990.



La normativa supone una restricción importante a los fluidos refrigerantes hasta ahora utilizados, es decir, aquellos que tienen un elevado GWP. Debido a las elevadas tasas impositivas a cada uno de los refrigerantes, las prohibiciones de uso y por el mercado.

Se establecen dos estrategias para reducir las emisiones de gases fluorados, por un lado, la prevención de fugas y emisiones y por otro, la restricción en el uso de F-gases.

Las principales ideas a destacar del presente reglamento son:

- Es el resultado de la revisión del Reglamento UE-842-2006
- Establece un tope y un calendario de reducción en la comercialización de HFC
- Prohibiciones y restricciones, basadas en el GWP, a la utilización de HFC en nuevos equipos, como neveras, equipos de AC, espumas aislantes y aerosoles técnicos.
- Condiciones para la comercialización de productos y equipos que utilicen o estén basados en HFC
- Restricciones en el mantenimiento y reparación de equipos que utilicen HFC's
- Normas relacionadas con el contención, uso, recuperación y destrucción de HFC.
- Entrada en vigor a partir del 1 de enero de 2015.

**El contenido de esta normativa está más detallado en el apartado 7.Reglamento F-Gas.*

4. Normas y Referencias

4.1. Normativa

El desarrollo del siguiente proyecto se ha basado en las siguientes normativas y reglamentos:

- F-Gas (Reglamento UE 517/2014)
- Ley 16/2013 – Tasas sobre los refrigerantes
- UNE-100001:2001 “Climatización. Condiciones climáticas para proyectos”

4.2. Bibliografía

Carmona, J. F. (2009). *Guía Práctica de Selección de los Elementos de una Instalación Frigorífica*.

Gasservei - Especialistas en gases refrigerantes. (s.f.). *Características de los Refrigerantes*. Obtenido de <http://www.gas-servei.com/>

International Institute of Refrigeration. (2016). *Guideline for Life Cycle Climate*.

Revista Mundo HVACR. (s.f.). *El Frío en la Conservación de Alimentos*. Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/05/el-frio-en-la-conservacion-de-alimentos/>

Turmero, P. (s.f.). *Sistemas de refrigeración por compresión*. Obtenido de <http://www.monografias.com/trabajos104/sistemas-refrigeracion-compresion-vapor/sistemas-refrigeracion-compresion-vapor.shtml>

Y. Chen, & J. Gu. (2005). *The optimum high pressure for CO2 transcritical*.

4.3. Programas de cálculo

Para la realización de todos los cálculos presentes en este proyecto se ha empleado el programa:

- Software de Simulación de Sistemas Frigoríficos
Pack Calculation Pro
Distribuidor: IPU & Department of Mechanical Engineering
- Software de Selección de Compresores
Bitzer Software
Distribuidor: Bitzer
- Software de Selección de Condensadores
GPC EU Customer
Distribuidor: Guntner
- Software de Selección de Intercambiadores
SSP Online
Distribuidor: Swep
- Software de Propiedades de Fluidos
CoolPack
Distribuidor: IPU & Department of Mechanical Engineering

5. Definiciones y Abreviaturas

En este punto, se detalla una lista de definiciones aclaratorias de algunos términos del proyecto, así como una lista con todas las abreviaturas que se han empleado en el mismo y una lista de subíndices empleados en el proyecto.

5.1. Definiciones

GWP: Potencial de calentamiento atmosférico referido a la emisión a la atmósfera de 1 kg de CO₂.

Mezcla azeotrópica: Es una mezcla líquida de dos o más compuestos químicos que hierven a temperatura constante y que se comportan como si estuviesen formadas por un solo componente.

Retrofit: El Retrofit o Retrofitting es una técnica de renovación de instalaciones, equipos, maquinaria e incluso vehículos, basada en la actualización de componentes o accesorios más modernos o eficaces que los disponibles, o donde estos no existían.

Glide: Se define como la diferencia de temperaturas entre la salida y entrada del evaporador.

ODP: "Ozono Depletion Potential" Potencial de destrucción de ozono, cuantifica la capacidad de un gas para destruir o degradar la capa de ozono. Se trata de un valor relativo la referencia que se utiliza es el R-11 o CFC-11 que tiene un ODP de 1.

5.2. Abreviaturas

ALR = Pérdidas anuales (Anual Leakage Rate)

COP = Coeficiente de rendimiento

Cp = Calor específico

EOL = Porcentaje de recuperación al final de la vida (End of Life Emissions)

EV = Válvula de Expansión

GWP = Global Warming Potential

h = Entalpia

H.R = Humedad Relativa

L.T. = Baja Temperatura

M.T. = Media Temperatura

P = Presión

q = Energía Especifica

Q = Potencia Frigorífica

r = Ratio de compresión

T = Temperatura

V = Volumen

Wc = Trabajo de compresión

Xv = Título de vapor

ΔT = Incremento de temperatura

η = Rendimiento

λ = Calor latente

v = Volumen específico

ρ = Densidad

\dot{m} = Caudal Másico

5. Definiciones y Abreviaturas

5.3. Subíndices

Amb = Ambiente

Asp = Aspiración

Comp. = Compresor

Desc = Descarga

Desp. = Desplazado

e = Evaporador

GC = Gas Cooler

Iso = Isoentrópico

k/cond= Condensador

LT = Baja temperatura

me = Mecánico eléctrico

MT = Media temperatura

O = evaporador

Opt = Optima

Recal = Recalentamiento

S = Seca

Sub = Subenfriamiento

Var = Variador de frecuencia

6. Sistemas Frigoríficos

6.1. Características del supermercado tipo

En este apartado se enumerará todas las características que tiene el supermercado tipo a estudiar, se detallaran tanto los niveles de temperatura a los cuales trabajara el sistema, los datos ambientales para el diseño de todos los elementos de la instalación, cantidades de refrigerantes para cada uno de los sistemas, el perfil de carga frigorífica durante el día y a lo largo de la semana, así como las restricciones de los diferentes componentes del sistema.

Al sistema se le requerirá la misma potencia frigorífica en los evaporadores para los diferentes sistemas y emplazamientos, siendo esta de:

$$Q_{e.M.T.}=120kW \quad | \quad Q_{e.L.T.}=40kW$$

Niveles de temperatura

El supermercado tiene que cumplir unos requisitos de temperatura para mantener los productos en óptimas condiciones en función del producto que contiene la vitrina frigorífica.

Para los servicios de media temperatura, se requerirá que los productos estén a una temperatura aproximada de 0°C, por lo que la temperatura de evaporación deberá ser de -10°C aproximadamente; por lo que respecta a los servicios de baja temperatura, los productos deberán estar a -18°C por lo que se necesitara una temperatura de evaporación de -30°C.

Datos ambientales

A continuación, se muestran las temperaturas que se han empleado para el diseño de la instalación. Estas temperaturas han sido extraídas de la norma UNE100001:2001 para instalaciones de climatización, donde se establece la temperatura seca de diseño para el verano con un percentil del 95%.

	Altura(m)	Ts5% Verano	Tk diseño 1	HR
Castellón	40	29.8	45	65
Vigo	250	25	40	71
Madrid	595	33.7	50	41
Sevilla	20	35.5	50	47

Tabla 2 - Datos ambientales de las diferentes localidades

Por lo que respecta a la temperatura de condensación del condensador, en una primera prueba, será 10 grados más que la temperatura ambiente para verano.

$$T_K \cong T_{amb} + 10^\circ C$$

Con los 10°C en ciertas épocas del año, en verano, la potencia requerida por el sistema es superior a la que el compresor puede ofrecer debido a que la temperatura ambiente está cercana a la temperatura de condensador de diseño, así que se va a recalcular de nuevo esta temperatura sumándole 15°C a la temperatura ambiente, logrando así que el compresor suministre suficiente potencia al sistema.

$$T_K \cong T_{amb} + 15^\circ C$$

6. Sistemas Frigoríficos

Con este incremento se penaliza al sistema haciendo que aumente el consumo de energía, pero el incremento será igual para todos los sistemas a evaluar por lo que a la hora de comprar los sistemas entre sí, esta penalización no se contrarrestará entre ellas.

Por lo que respecta al sistema booster se considerará una temperatura de Gas cooler de aproximadamente 4°C más que la temperatura ambiente.

$$T_{GC} \cong T_{amb} + 4^{\circ}C$$

Cantidad de refrigerante

Cada sistema de refrigeración debido a las diferentes configuraciones contendrá cantidades diferentes de refrigerante, esto no afectará al cálculo energético que se realizará con el programa, sino que, esto se utilizará a la hora de calcular el gasto de la instalación debido a la compra de cada fluido con su respectivo impuesto.

- Doble simple etapa → M.T. R134a = 400kg / L.T. R404A = 200kg
- Simple etapa con condensador común → R404A = 600kg
- Cascada → M.T. R134a/R407A = 400kg / L.T. CO₂ = 150kg
- Cascada indirecta → M.T. R134a/R407A = 60kg / L.T. CO₂ = 150kg / M.T. Secundario (propilen-glicol 30%) = 200 kg
- Cascada con CO₂ Bombeado → M.T. R134a = 200kg / L.T. CO₂ = 60kg
- Booster: CO₂ = 400kg

Perdidas de refrigerante y Tasa de recuperación

Para el cálculo de la producción de CO₂ indirecto de los sistemas se tienen que fijar dos términos ALR (*Annual Leakage Rate*) y EOL (*End of Life Emissions*), que son el porcentaje de pérdidas de refrigerante anual y el porcentaje de recuperación del gas refrigerante al final de la vida de la instalación (Aproximadamente 10 años), respectivamente. Por lo que respecta a los sistemas de estudio se corresponde a sistemas de expansión directa por lo que se considerará un ALR = 18% y un EOL = 10%. Vienen definidos por el siguiente estudio (International Institute of Refrigeration, 2016)

System Type	L (years)	ALR (%)	EOL (%)
Residential Packaged Units [2, 21]	15	2.5	15
Residential Split Units [2, 21]	15	4	15
Packaged Refrigeration [2, 21]	15	2	15
Supermarket - Direct System [2, 7, 21]	7-10	18	10
Supermarket - Indirect System [2, 7, 18]	7-10	12	10
Commercial Refrigeration - Stand Alone [18, 20, 21]	15	5	15
Commercial - Packaged Units [18, 20, 21]	10	5	15
Commercial - Split Units [18, 20, 21]	10	5	15
Chillers [18, 20, 21]	15	5	15
Marine [18, 20, 21]	15	20	15

Tabla 3 - Parámetros de producción de CO₂ indirecto

6. Sistemas Frigoríficos

Perfil de carga

La carga frigorífica no se mantendrá constante durante el día debido a la variación de las condiciones de trabajo a lo largo del día, más concretamente mientras el supermercado este abierto (día) y cerrado (noche). Durante el día se le requerirá al sistema el 100% de la carga (120kW para M.T y 40kW para L.T) debido a que las vitrinas se mantienen abiertas, mientras que por la noche se mantendrá al 50% de la carga (60kW para M.T y 20kW para L.T) debido a que se cierran las vitrinas, es decir, mantiene mejor la temperatura y no requiere de tanta potencia frigorífica, el domingo debido a que el supermercado se mantendrá cerrado el nivel de carga se mantendrá al 50% durante todo el día.

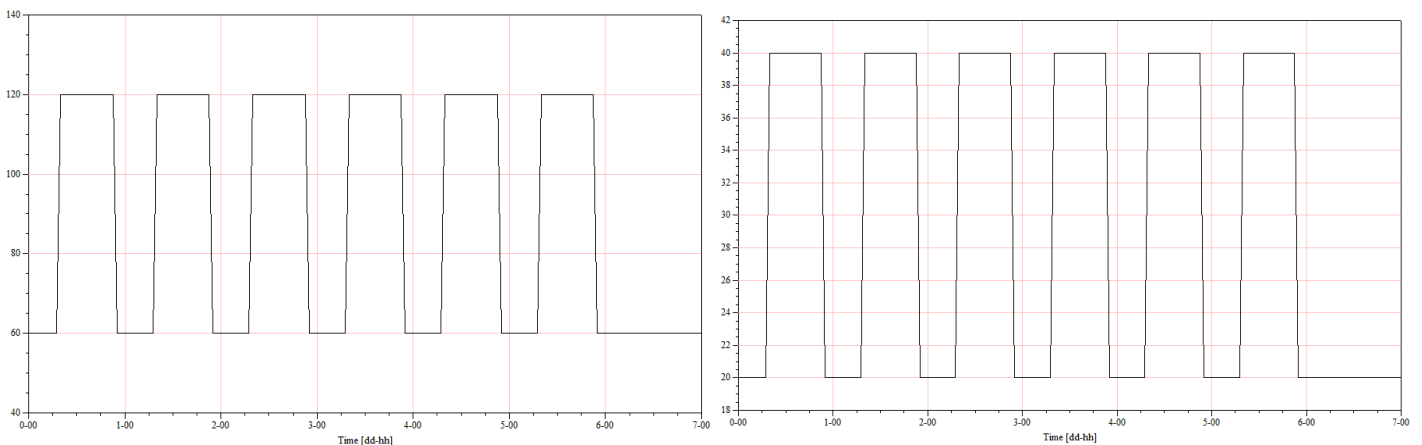


Ilustración 1 - Perfiles de carga semanal M.T a la izquierda L.T a la derecha

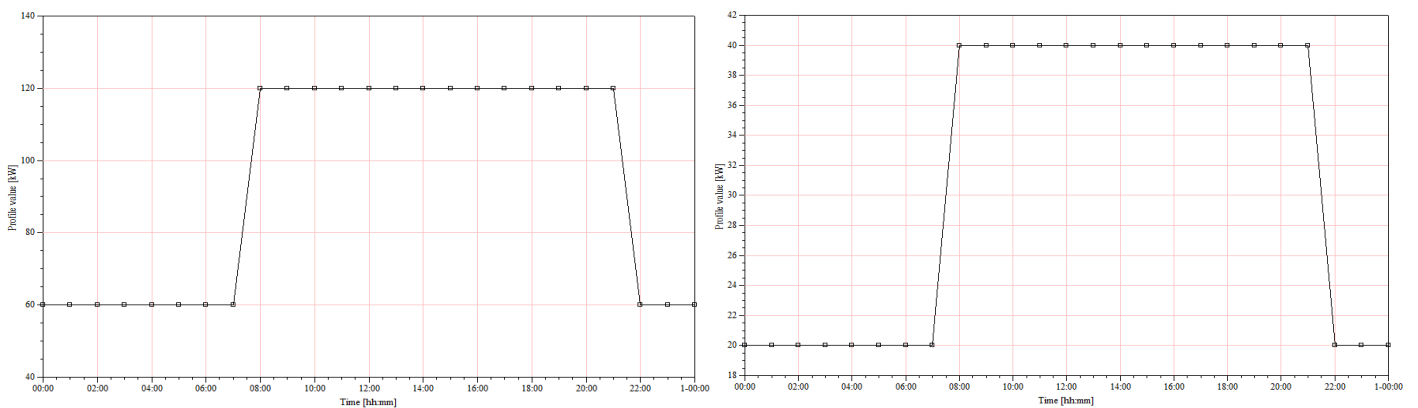


Ilustración 2 - Perfil de carga diario M.T a la izquierda L.T a la derecha

Temperatura de evaporación

Del mismo modo que la carga varía a lo largo del día y la semana, la temperatura variará de manera similar, durante el día la temperatura de evaporación se mantendrá dos grados por debajo de la temperatura de diseño (-10°C para M.T y -30°C para L.T) debido a que las vitrinas están abiertas y tendrán más pérdidas de energía, durante la noche como las vitrinas se mantendrán cerradas la temperatura de evaporación se mantendrá dos grados más alta respecto a la temperatura de diseño, a lo largo del domingo como el supermercado se mantendrá cerrado la temperatura de evaporación se mantendrá en el nivel más alto

6. Sistemas Frigoríficos

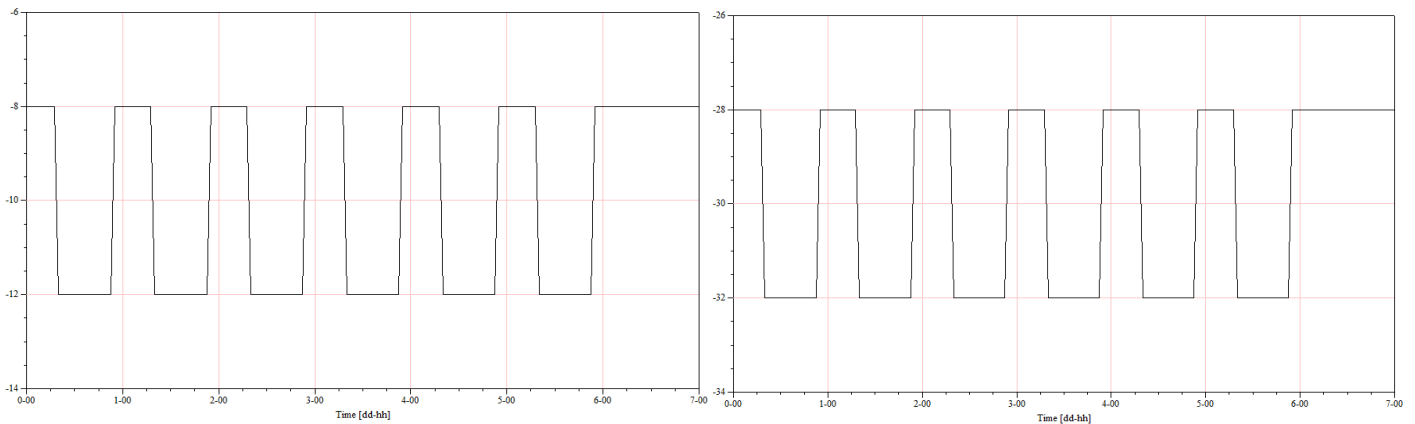


Ilustración 3 - Perfil de temperatura semanal M.T a la izquierda L.T a la derecha

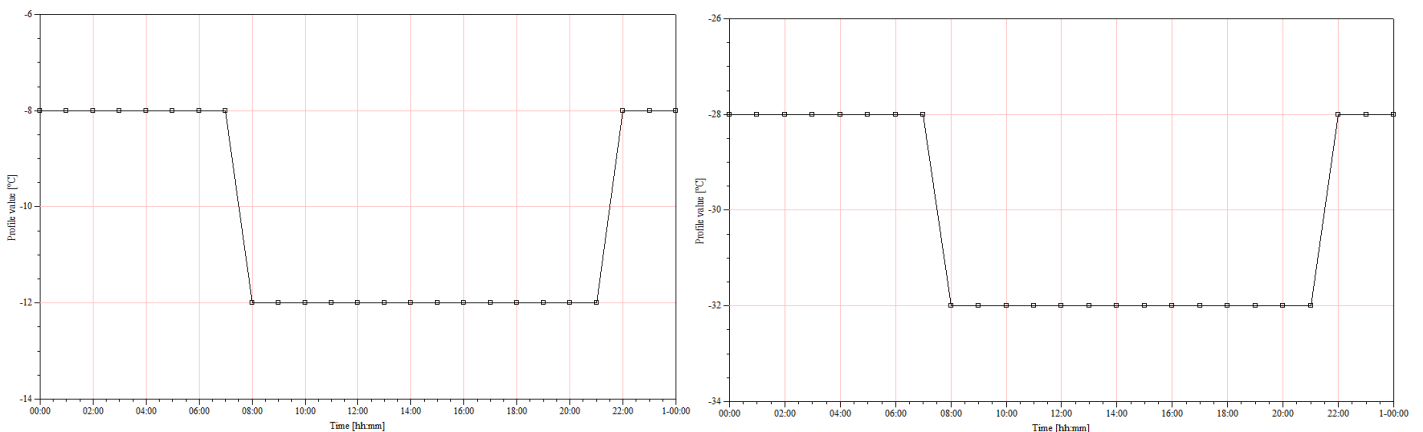


Ilustración 4 - Perfil de temperatura de evaporación diario M.T a la izquierda L.T a la derecha

Otras características de los componentes

Se considera que en el evaporador habrá recalentamiento total de 17°C (Total Superheat) que estará compuesto por una caída de temperaturas en las líneas de las vitrinas de 10°C (Non-usefull) y 7°C de caída corresponderán a la caída dentro del evaporador.

El sistema se diseñará con un recalentamiento del gas aspirado por el compresor de 10°C colocando un intercambiador intermedio a la entrada del compresor que intercambiará energía con el fluido antes de la válvula de expansión, con este intercambiador se provocará un subenfriamiento a la salida del condensador (antes de la válvula de expansión) de aproximadamente 4°C, además, en el evaporador se tendrá un recalentamiento útil de 3°C y a la salida del condensador no habrá caída de temperatura.

En los intercambiadores internos de los sistemas tendremos un subenfriamiento de 5K y una eficiencia térmica máximo del 30%

Para el sistema de cascada en el evaporador/condensador se establece que debe haber una diferencia de 4K entre los dos fluidos.

La mínima temperatura de condensación para los diferentes sistemas será de 10°C

6. Sistemas Frigoríficos

Por lo que respecta al sistema de control del sistema booster, se establecerá que la temperatura ambiente mínima a la cual el sistema trabajara en transcrito será de 25°C y que la temperatura máxima a la cual el sistema trabajara en subcrítico ser de 20°C mientras que si la temperatura esta entre estos dos valores el sistema trabajara en una mezcla entre transcrito y subcrítico.

El grupo de compresores se establece que serán un conjunto de mínimo 3 compresores, aunque por requisitos del sistema este número aumentará en determinados sistemas y emplazamientos, teniendo uno de ellos variador de frecuencia para la media temperatura mientras que para baja temperatura se requerirá un mínimo de 2 compresores y uno con variador. Todos serán del mismo modelo para facilitar el mantenimiento; además se incorporará un compresor extra en cada nivel por seguridad que se mantendrá parado. Se empleará compresores de pistones Semi-herméticos de la marca Bitzer.

En la instalación se emplearán válvulas de expansión electrónicas E3V de la marca carel.

El condensador que se empleará será un condensador axial cubico de la marca Guntner con variador de frecuencia en los ventiladores para ajustarse a los requisitos del sistema, así como un sistema de encendido secuencial de los ventiladores.

Los intercambiadores que se usarán serán intercambiadores de placas de la marca swep.

Se necesitarán dos bombas diferentes para los sistemas, una bomba de glicol para la cascada indirecta que será una bomba de la marca Wilo y otra bomba par el CO2 bombeado de la marca HY-SAVE.

6. Sistemas Frigoríficos

6.2. Refrigeración por compresión

El sistema de refrigeración más generalizado es la producción de frío por compresión de vapor. Este consiste en un circuito cerrado en el que se somete a un fluido refrigerante, sucesivas situaciones de cambios estado, mediante compresión y expansión, para transmitir y absorber el calor producido con el ambiente y el medio a refrigerar.

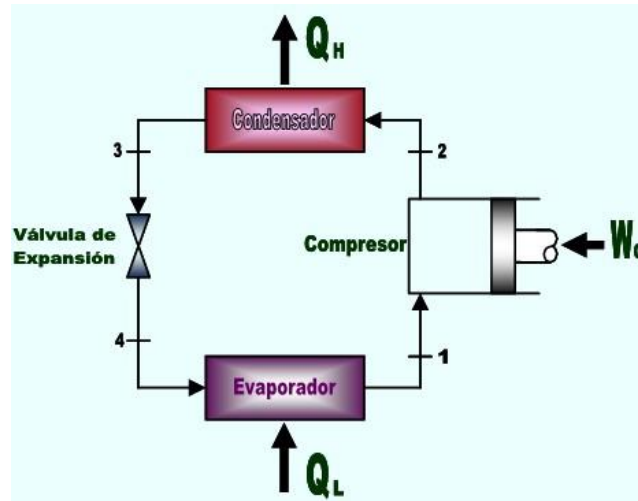


Ilustración 5 - Elementos del ciclo simple de refrigeración por compresión mecánica de vapor

Este sistema, principalmente está compuesto por 4 fases que conforman el circuito frigorífico:

- Compresor
- Evaporador
- Válvula de Expansión
- Condensador

Además de estos cuatro elementos principales del sistema tenemos que indicar que hay que añadir otros elementos imprescindibles para el buen funcionamiento del equipo:

- El cuadro eléctrico, en el que se instalan los elementos de regulación y control, así como los elementos de protección eléctrica.
- Microprocesador o controlador digital para el control del equipo.
- Los ventiladores del condensador y del evaporador, si existen.
- El filtro deshidratador.
- El visor del líquido.
- Los termostatos, de seguridad y de regulación.
- Los presostatos de seguridad y de regulación.

6. Sistemas Frigoríficos

El ciclo de compresión de vapor se fundamenta en la compresión de un vapor, elevando así su temperatura, que al hallarse a mayor temperatura que el medio caliente (aire ambiente), este le cede calor; con ello el vapor se enfría y si la presión es adecuada, este vapor se condensa. El condensado se expande en una válvula de expansión o en un tubo capilar donde pierde la presión proporcionada por el compresor, esto hace que líquido tienda a vaporizarse, absorbiendo calor del medio que queremos enfriar. La condensación se efectúa en el condensador y la vaporización en el evaporador; en la siguiente ilustración se puede observar como varían las propiedades de presión, volumen y temperatura del fluido en los diferentes puntos del ciclo.

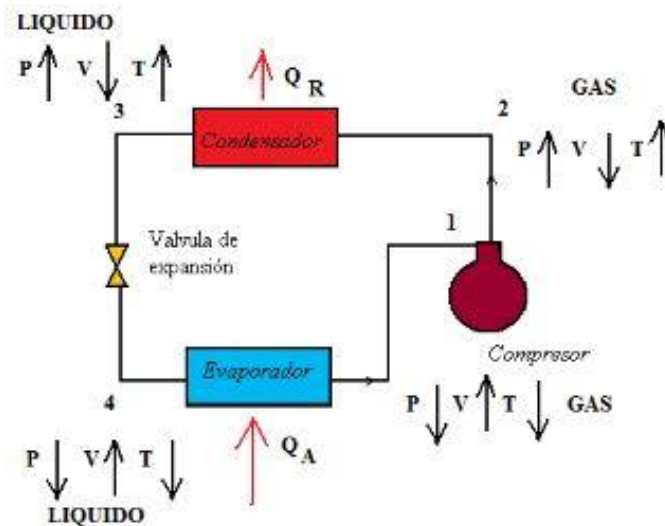


Ilustración 6 - Esquema variación de las propiedades del fluido durante el ciclo

Características y propiedades

A continuación, se explican las características más generales de un sistema de refrigeración de compresión desde el punto de vista termodinámico a través, del diagrama de Mollier (Diagrama Ph).

6.2.1. Principios termodinámicos

En este apartado se explicará brevemente en que consiste el diagrama de Mollier y las diferentes zonas del fluido (líquido, vapor y mezcla) así como los diferentes puntos del sistema situados en el gráfico (ciclo frigorífico=, lo que nos servirá para saber las características del fluido en cada uno de los puntos y obtener las variaciones de entalpías que nos servirá para obtener las potencias frigoríficas del condensador y evaporados y el trabajo de compresión necesario.

6.2.1.1. Diagrama de Mollier

El diagrama de Mollier es una representación gráfica de las propiedades de un refrigerante. En él se representan magnitudes como la presión, la entalpía la temperatura o el volumen específico, y permite conocer el estado del refrigerante (líquido, vapor o mezcla de ambos) en función de las citadas magnitudes.

6. Sistemas Frigoríficos

Zonas del diagrama

En el diagrama se distinguen tres zonas, separadas por dos líneas, tal y como se muestra en la figura siguiente.



Ilustración 7 – Zonas del diagrama de Mollier

La zona de líquido subenfriado, donde se representan las condiciones de presión y entalpía que dan lugar a refrigerante en estado líquido, que necesita aporte de energía para vaporizarse.

La zona de líquido – vapor, donde se dan las condiciones de presión y entalpía que propician equilibrio entre líquido y vapor, que se hallan mezclados en una proporción llamada título de vapor.

La zona de vapor sobrecalentado, es donde las condiciones de presión y entalpía provocan que el refrigerante se halle completamente vaporizado, es decir en estado gaseoso.

Las tres zonas se hallan separadas por dos líneas muy importantes, que no pertenecen a ninguna de ellas. A la izquierda tenemos la **línea de líquido saturado**, que representa los estados del refrigerante que, aun estando en estado líquido, si recibiesen un pequeñísimo aporte de energía formarían la primera burbuja de vapor. A la derecha tenemos la **línea de vapor saturado**, que representa los estados del refrigerante, que aun estando en estado vapor por completo, si cediesen una pequeñísima cantidad de energía, condensarían la primera gota de líquido.

Ambas líneas, la de líquido saturado y la de vapor saturado confluyen en su punto más alto, en el llamado **punto crítico** del refrigerante, el cual es recomendable estar lo más separado de este punto. En la actualidad se trabaja con el fluido, más concretamente el CO₂, por encima de este punto, logrando así obtener unas características mejor con el inconveniente de tener que trabajar a presiones elevadas, cuando se trabaja con CO₂ en este estado se dice que se trabaja con CO₂ transcrito.

6. Sistemas Frigoríficos

Diagramas Ph (Ciclo Ideal)

Por medio de los diagramas Presión/entalpía es posible trazar ciclos frigoríficos de compresión de diversa naturaleza, determinar capacidad y selección detallada de los componentes y la potencia total del sistema.

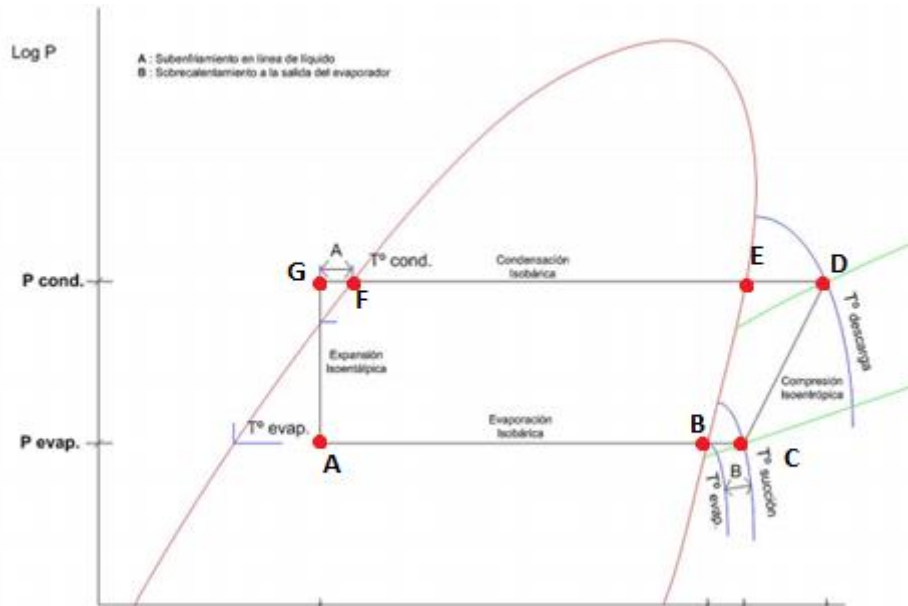


Ilustración 8 - Diagrama Ph sistema frigorífico de una etapa por compresión mecánica

En este diagrama podemos encontrar los siguientes puntos destacados dentro del ciclo:

- A. Mezcla de líquido y vapor, a la entrada del evaporador.
- B. Vapor saturado, normalmente en las últimas filas del evaporador.
- C. Vapor recalentado, en la aspiración del compresor.
- D. Vapor recalentado, en la descarga del compresor.
- E. Vapor saturado, en las primeras filas del condensador.
- F. Líquido saturado, dentro del condensador, cerca del final del mismo.
- G. Líquido subenfriado, a la salida del intercambiador intermedio.

Los procesos que tienen lugar en los elementos de la máquina frigorífica se representan como líneas, que corresponden a:

- **A → C:** Evaporador (ebullición y recalentamiento).
- **C → D:** Compresor (compresión).
- **D → G:** Condensador (condensación y subenfriamiento).
- **G → A:** Dispositivo de expansión.

6. Sistemas Frigoríficos

Diagrama Ph (Ciclo Real)

El diagrama explicado anteriormente es considerando que todos los elementos del sistema se comportan como ideales, pero a la hora de la verdad eso no es verdad, por lo que se introducen al sistema pérdidas de carga en el condensador y evaporador, compresión no isotrópica (aumento de la entropía) y una expansión no isoentálpica (aumento de la entalpia). En el siguiente grafico se pueden apreciar los dos ciclos frigoríferos en rojo continuo el ciclo ideal y en verde discontinuo el ciclo real.

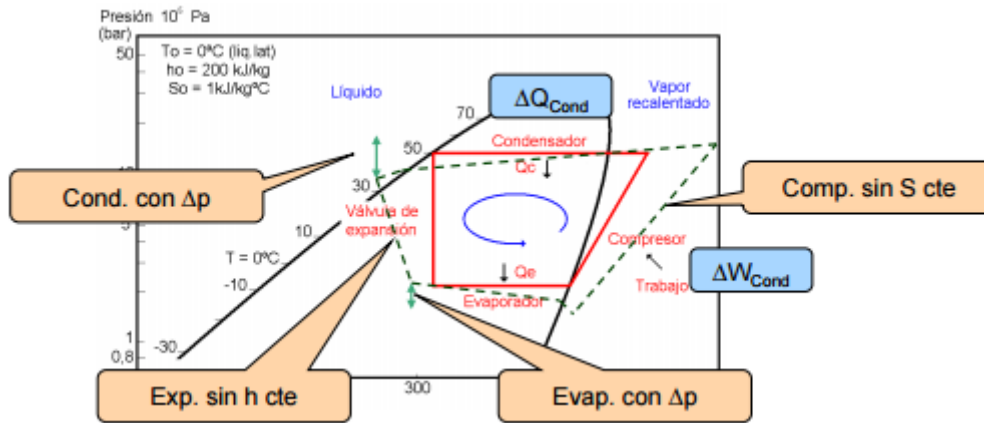


Ilustración 9 - Diagrama Ph sistema real

6.2.1.2. Coeficiente de eficiencia de una refrigeración (COP)

El concepto de C.O.P. (Coefficient of Performance) en refrigeración, es sinónimo de eficiencia energética en el evaporador. C.O.P. se define como la relación entre la cantidad de refrigeración obtenida y la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración.

$$COP = \frac{\text{Calor extraído}}{\text{Trabajo compresión}} = \frac{Q_L}{W_c}$$

6.2.2. Variantes del sistema

Al sistema básico de simple etapa se le pueden introducir diferentes elementos y configuraciones para lograr aumentar el rendimiento, los niveles de trabajo, ...

6.2.2.1. Intercambiador de calor auxiliar (Intercooler)

Una alternativa al sistema simple de refrigeración para lograr una mayor eficiencia es colocar un intercambiador de calor auxiliar, que puede realizar simultáneamente el subenfriamiento y el recalentamiento del fluido, como se muestra en la figura.

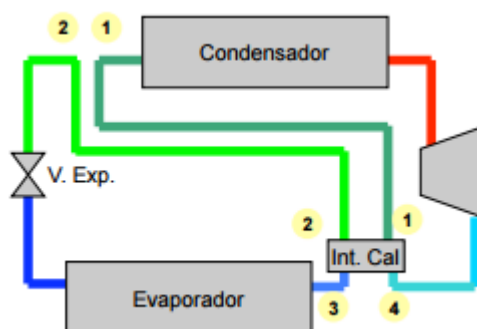


Ilustración 10 - Esquema ciclo de simple etapa con intercooler

6. Sistemas Frigoríficos

Con este intercambiador se logra enfriar el fluido después de salir del condensador, es decir, una vez el fluido sale en estado líquido se sigue enfriando logrando alargar la curva desde el punto 1 hasta el punto 2 aumentando el calor absorbido del foco frío, asegurando que a la válvula de expansión solo le llega líquido; a su vez al enfriar el líquido con el gas frío que sale del evaporador logramos que este gas se caliente un poco más desplazando la curva del punto 3 al punto 4, garantizando que el compresor aspire gas solo. Con este subenfriamiento y recalentamiento se ha logrado aumentar la diferencia de entalpía entre el punto 5 y 4 por lo que se ha aumentado el calor extraído (Q_L), es decir, el COP.

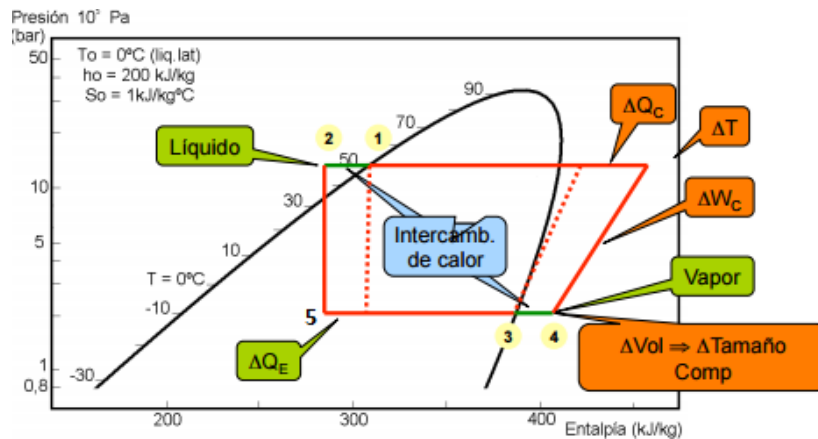


Ilustración 11 - Diagrama Ph ciclo simple etapa con intercambiador

6.2.2.2. Cascada

Otra opción al sistema de simple etapa es emplear un sistema en cascada, estos sistemas en cascada son utilizados para aplicaciones donde la relación de compresión de los refrigerantes es muy alta y/o donde se requieren temperaturas de evaporación realmente bajas (<-30C). Últimamente este tipo de sistema se ha vuelto más popular al ser necesario en aplicaciones de baja temperatura, utilizando R744 (CO₂) como refrigerante en sistemas conocidos como subcríticos.

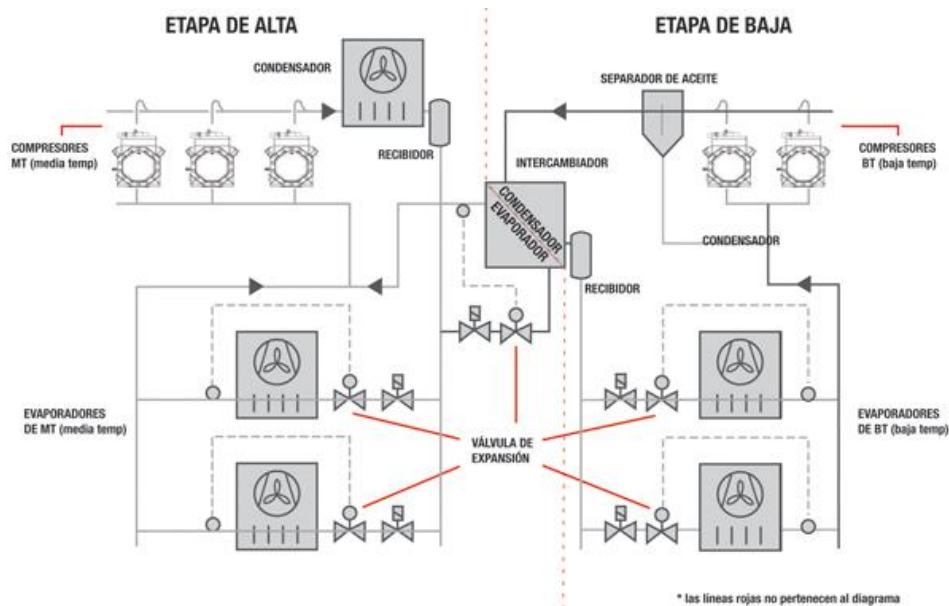


Ilustración 12 - Esquema de un sistema en cascada

6. Sistemas Frigoríficos

Un sistema en cascada consta de dos sistemas independientes de una etapa, donde el sistema con temperatura de evaporación más baja utiliza un intercambiador como condensador para rechazar el calor del mismo, utilizando el evaporador del sistema con temperatura de evaporación más alta. Normalmente se usan refrigerantes diferentes y su aplicación es mayormente para aplicaciones de baja o ultra baja temperatura.

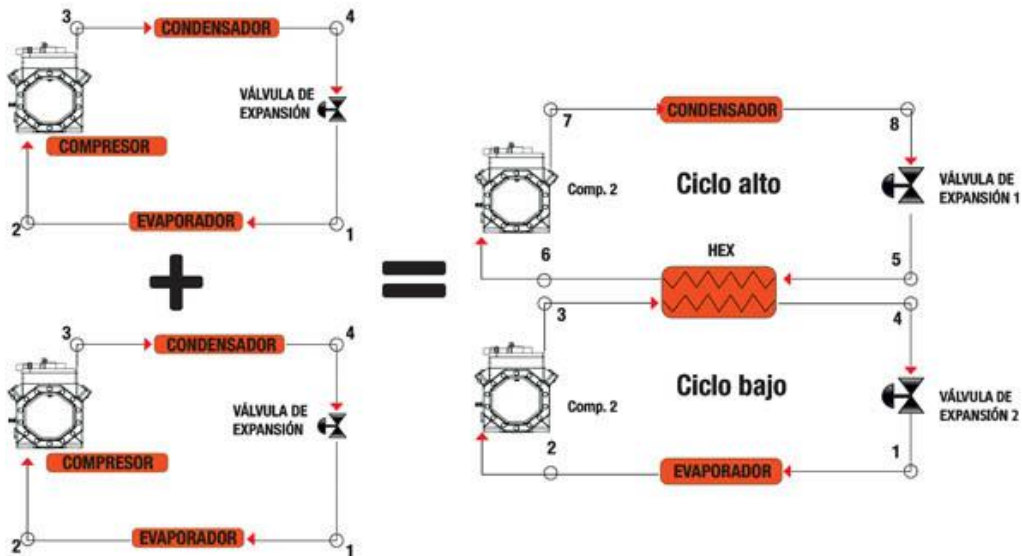


Ilustración 13 - Esquema formación de un sistema en cascada

Aplicaciones

Hay varias industrias que se benefician de este tipo de sistemas. La industria farmacéutica utiliza un proceso llamado liofilización, la industria aeronáutica y automotriz se beneficia de este tipo de sistemas utilizándola en cámaras de prueba, la industria alimenticia utiliza sistemas en cascada para conservación de congelados de grandes bodegas o centros de distribución, por último, en supermercados, grandes bodegas y centros de distribución, últimamente se pueden encontrar estos sistemas de refrigeración de última generación utilizando R744 (CO₂) como refrigerante en los sistemas de baja temperatura.

Los sistemas en cascada son una solución para cuando se requiere trabajar con refrigerantes con alta presión como el CO₂ y cuando se requiere llegar a temperaturas muy bajas. Estos sistemas son más eficientes que un sistema de una sola etapa cuando la relación de compresión es muy alta.

Beneficios

Al utilizar un sistema en cascada se disminuye la relación de compresión de cada sistema, lo que hace que la eficiencia volumétrica aumente en cada una de las etapas y, por lo tanto, el sistema en su totalidad sea más eficiente por lo que también se necesita menos desplazamiento de los compresores. Así mismo, la temperatura de descarga disminuye en comparación a un sistema de una sola etapa, lo cual beneficia la temperatura del aceite y a la buena lubricación del compresor.

6. Sistemas Frigoríficos

6.2.2.3. Booster

Sistemas booster de CO₂ transcrito son las instalaciones más prometedoras de refrigerante natural utilizables en ámbitos retail sobre todo para climas no demasiado cálidos.

En un sistema de Dos Etapas, los Booster son los compresores que constituyen la etapa de baja presión, los que son conectados en serie con los compresores de la etapa de alta presión, y de esta forma lograr la compresión requerida del gas refrigerante en dos etapas o pasos. Usados principalmente en aplicaciones de baja temperatura.

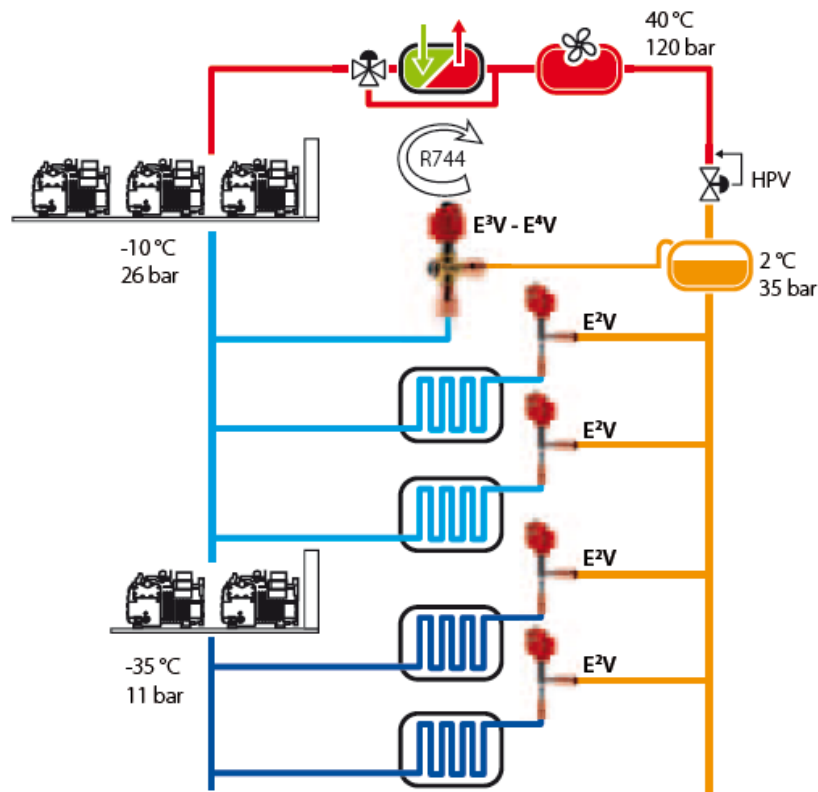


Ilustración 14 - Esquema de un sistema Booster

El sistema está compuesto por 4 secciones distintas que se diferencian normalmente por las presiones en juego:

Alta presión: la zona de la impulsión de los compresores de media a la válvula HPV (en rojo)

Presión intermedia: la zona de la válvula HPV a todas las válvulas de expansión (en naranja)

Media presión: la zona de los evaporadores de media temperatura aguas abajo de las válvulas de expansión hasta la aspiración de los compresores de media (en azul)

Baja presión: la zona de los evaporadores de baja temperatura aguas abajo de las válvulas de presión hasta la aspiración de los compresores de baja (en azul oscuro)

El Booster en su etapa de compresión eleva su presión a un nivel del gas refrigerante, en donde con otra compresión con el compresor de alta se alcanza la presión requerida, sin exceder los límites de relaciones de compresión de ambos compresores.

6. Sistemas Frigoríficos

Como resultado de la compresión del gas refrigerante en el Booster, se sobrecalienta considerablemente su descarga, por lo que, es necesario un Inter-Enfriamiento entre las dos etapas para reducir su temperatura. Principalmente se logra mediante la inyección de refrigerante líquido con su dispositivo de expansión.

Este sistema, cuando la temperatura ambiente es ligeramente inferior a la temperatura crítica, puede trabajar en la zona subcrítica, y cuando la temperatura es ligeramente superior a la crítica trabaja como transcrito. Se evita trabaja en las proximidades de la zona crítica para garantizar los regímenes de trabajo.

Beneficios

- Instalación con utilización completa de refrigerantes naturales (CO₂).
- Varios estudios demuestran que tiene una eficiencia mayor respecto a cada tipo distinto de instalación (r404a tradicional o CO₂ Subcrítico) con temperatura ambiental media inferior a los 15 °C.
- Tecnología en estandarización, costes en reducción.

Desventajas

- Altas presiones en juego (hasta 120 bar)
- Instalaciones normalmente más complejas que las tradicionales

6.2.3. Elementos del sistema

6.2.3.1. Compresor

El compresor es un equipamiento industrial utilizado para es elevar la presión del gas refrigerante desde la presión de salida del Evaporador hasta la presión del Condensador, Además, su función es bombear el fluido refrigerante que circula por todo el sistema por momentos en estado líquido y por momentos en estado gaseoso.

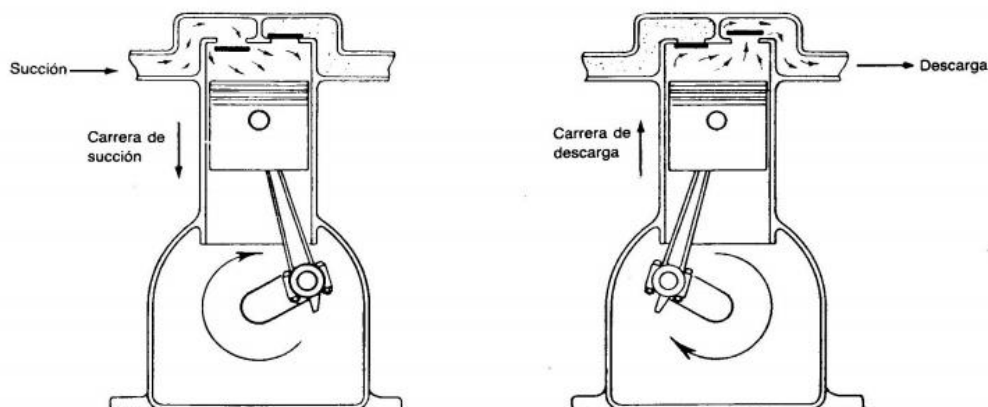


Ilustración 15 - Esquema funcionamiento compresor

Lo más habitual en las instalaciones de refrigeración es encontrar un grupo de compresores en paralelo que son los que darán servicio a todo el sistema, este grupo se conoce como "Rack". Esto es una estructura donde estarán instalados todos los compresores con los sistemas de control y el deposito correspondiente.

6. Sistemas Frigoríficos



Ilustración 16 - Rack de compresores

6.2.3.1.1. Formas de compresión

Por su parte, los sistemas de refrigeración por compresión se diferencian o separan en dos grandes tipos:

Sistemas de compresión simple: Eleva la presión del sistema mediante una sola carrera de compresión. Es el más común de los sistemas de refrigeración ampliamente utilizado en refrigeradores y equipos de aire acondicionado.

Sistemas de compresión múltiple: Eleva la presión del sistema mediante varias etapas de compresión. Solución de compresión ideal para bajas temperaturas debido a las altas relaciones de compresión que estos sistemas superan.

6.2.3.1.2. Configuración de sistemas de compresión

Sistemas de expansión directa

De compresión simple:

- **Sistema de una etapa:** Es el sistema de refrigeración más ampliamente utilizado debido a su simplicidad y versatilidad. Su particularidad, no obstante, consiste en que, por lo general para lograr bajas temperaturas capaces de absorber grandes cargas térmicas, debe alcanzar elevadas relaciones de compresión. Se puede aplicar en refrigeradores domésticos, vitrinas frigoríficas comerciales, equipos de aire acondicionado de todo tipo, y sistemas que no absorban grandes cargas frigoríficas.

De compresión múltiple:

- **Sistema de doble etapa:** La doble etapa permite, mediante un compresor de doble etapa, alcanzar elevadas relaciones de compresión y, por lo tanto, menores temperaturas con capacidad de absorber mayor carga térmica. Sistema propio en cámaras de congelado de alta eficiencia energética.
- **Sistema en cascada:** La compresión múltiple en cascada permite, mediante dos circuitos de refrigeración de una etapa "semi independientes" y con distintos refrigerantes, alcanzar temperaturas cercanas a los -80°C . Propio en equipos de laboratorio para almacenamiento de muestras biológicas.

6. Sistemas Frigoríficos

- **Sistema de compresión múltiple con enfriador intermedio de tipo abierto:** Esta modalidad de compresión múltiple permite, mediante dos compresores y un estanque presurizado conectado entre ambos, realizar una expansión y enfriamiento del refrigerante en circulación antes de ingresar a la etapa de alta presión. Propio de sistemas industriales.
- **Sistema de compresión múltiple con enfriador intermedio de tipo cerrado:** A diferencia del sistema anterior, al cual también se le puede denominar “de inyección total”, aquí se produce una “inyección parcial” del refrigerante al interior del estanque a fin de producir un enfriamiento.

6.2.3.2. Evaporador

Se conoce por evaporador al intercambiador de calor que genera la transferencia de energía térmica contenida en el medio ambiente hacia un gas refrigerante a baja temperatura y en proceso de evaporación. Este medio puede ser aire o agua.

En los sistemas frigoríficos el evaporador opera como intercambiador de calor, por cuyo interior fluye el refrigerante el cual cambia su estado de líquido a vapor. Este cambio de estado permite absorber el calor sensible contenido alrededor del evaporador y de esta manera el gas, al abandonar el evaporador lo hace con una energía interna notablemente superior debido al aumento de su entalpía, cumpliéndose así el fenómeno de refrigeración

El evaporador absorbe el calor sensible del medio a refrigerar transformándolo en calor latente el cual queda incorporado al refrigerante en estado de vapor. Este calor latente será disipado en otro intercambiador de calor del sistema de refrigeración por compresión conocido como condensador dentro del cual se genera el cambio de estado inverso, es decir, de vapor a líquido.

6.2.3.2.1. Tipos Evaporador

Según alimentación de refrigerante

De Expansión Directa o Expansión Seca (DX)

En los evaporadores de expansión directa la evaporación del refrigerante se lleva a cabo a través de su recorrido por el evaporador, encontrándose este en estado de mezcla en un punto intermedio de este. De esta manera, el fluido que abandona el evaporador es puramente vapor sobrecalentado. Estos evaporadores son los más comunes y son ampliamente utilizados en sistemas de aire acondicionado. No obstante, son muy utilizados en la refrigeración de media y baja temperatura, no son los más apropiados para instalaciones de gran volumen.

Inundados

Los evaporadores inundados trabajan con refrigerante líquido con lo cual se llenan por completo a fin de tener humedecida toda la superficie interior del intercambiador y, en consecuencia, la mayor razón posible de transferencia de calor. Preferentemente son utilizados en aplicaciones industriales, con un número considerable de evaporadores, operando a baja temperatura y utilizando amoníaco (R717) como refrigerante.

6. Sistemas Frigoríficos

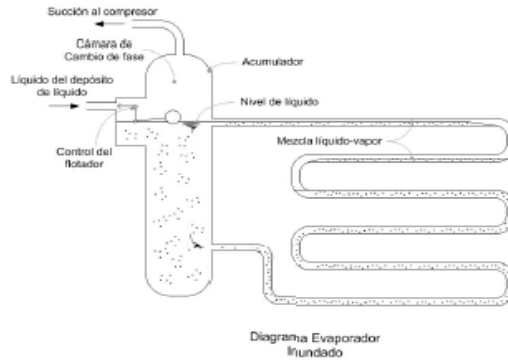


Ilustración 17 - Esquema evaporador inundado

Sobrealimentados

Un evaporador sobrealimentado es aquel en el cual la cantidad de refrigerante líquido en circulación a través del evaporador ocurre con considerable exceso y que además puede ser vaporizado.

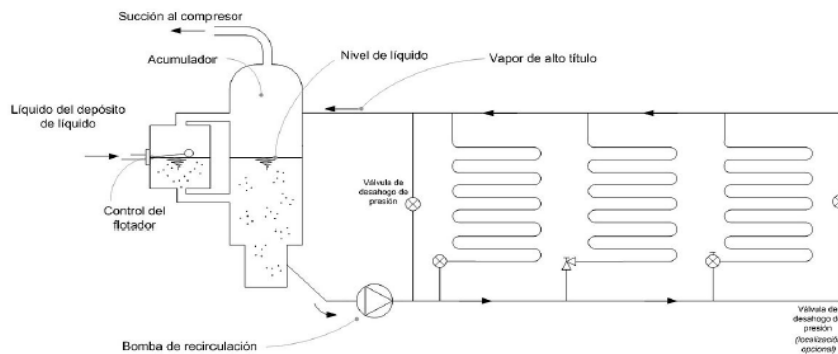


Ilustración 18 - Esquema evaporador sobrealimentado

Según tipo de construcción

Tubo descubierto

Los evaporadores de tubo descubierto se construyen por lo general en tuberías de cobre o bien en tubería de acero. El tubo de acero se utiliza en grandes evaporadores y cuando el refrigerante a utilizar sea amoníaco (R717), mientras para pequeños evaporadores se utiliza cobre. Son ampliamente utilizados para el enfriamiento de líquidos o bien utilizando refrigerante secundario por su interior (salmuera, glicol), donde el fenómeno de evaporación de refrigerante no se lleva a cabo, sino más bien estos cumplen la labor de intercambiadores de calor.



Ilustración 19 - Evaporador de tubo descubierto

6. Sistemas Frigoríficos

De superficie de Placa

Existen varios tipos de estos evaporadores. Uno de ellos consta de dos placas acanaladas y asimétricas las cuales son soldadas herméticamente una contra la otra de manera tal que el gas refrigerante pueda fluir por entre ellas; son ampliamente usados en refrigeradores y congeladores debido a su economía, fácil limpieza y modulación de fabricación. Otro tipo de evaporador corresponde a una tubería doblada en serpentin instalada entre dos placas metálicas soldadas por sus orillas. Ambos tipos de evaporadores, los que suelen ir recubiertos con pintura epóxica, tienen excelente respuesta en aplicaciones de refrigeración para mantención de productos congelados.

Evaporadores Aleteados

Los serpentines aleteados son serpentines de tubo descubierto sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas y son los más ampliamente utilizados en la refrigeración industrial como en los equipos de aire acondicionado. Las aletas sirven como superficie secundaria absorbidora de calor y tiene por efecto aumentar el área superficial externa del intercambiador de calor, mejorándose por tanto la eficiencia para enfriar aire u otros gases. A menor temperatura, mayor espaciado entre aletas; esta distancia entre las aletas es de elemental relevancia frente la formación de escarcha debido a que esta puede obstruir parcial o totalmente la circulación de aire y disminuir el rendimiento del evaporador.

La circulación de aire se realiza de dos maneras:

- **Convección forzada** por ventiladores: bien sean centrífugos o axiales, mono o trifásicos
- **Convección natural** por diferencia de densidades del aire.



Ilustración 20 - Evaporador de serpentín aleteado y convección forzada para baja

6.2.3.3. Válvula de Expansión

Es un tipo de Dispositivo de expansión (un elemento de las máquinas frigoríficas por compresión) en el cual la expansión es regulable manual o automáticamente.

Este elemento disminuye la presión de un fluido pasando de un estado de más alta presión y temperatura a uno de menor presión y temperatura. Al producirse la expansión del líquido en un ambiente de menor presión, se evapora parcialmente reduciéndose la temperatura al absorber calor latente de él mismo. A su salida se pretende tener un aerosol, pequeñas gotas de refrigerante en suspensión, que facilite la posterior evaporación.

6. Sistemas Frigoríficos

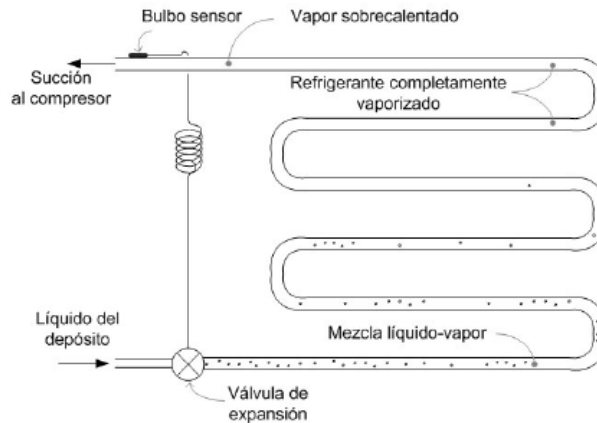


Ilustración 21 - Esquema de evaporador de expansión seca

6.2.3.3.1. Tipos de válvulas

Manual

En la que la regulación se realiza mediante un tornillo. En este tipo de válvulas el sobrecalentamiento no depende de la temperatura de evaporación del refrigerante en su estado gaseoso, sino que, es fijo.

Termostática

Denominada VET o TXV, la cual actúa por medio de un elemento de expansión controlado por un bulbo sensor, el cual regula el flujo del refrigerante líquido a través del orificio de la VET

Termostática con compensación de presión externa:

Denominada VETX es una derivación de la VET para equipos medianos o grandes o que trabajen a altas presiones y variaciones de carga térmica. Además, estas deben ser utilizadas en sistemas donde el evaporador tiene varios circuitos, y/o está acoplado a un distribuidor de refrigerante.

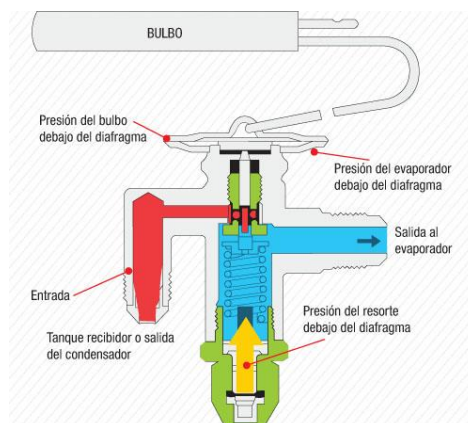


Ilustración 22 - Esquema válvula de expansión termostática con compensación de presión externa

Electrónica o electromecánica

Trabaja mediante un control electrónico, en el cual sensores de temperatura envían señales a un CI (circuito integrado) y este mediante esos datos mantiene un sobrecalentamiento dentro de los parámetros permitidos para el funcionamiento del equipo.

6. Sistemas Frigoríficos

Automática

La que mantiene una presión constante en el evaporador inundado alimentando una mayor o menor cantidad de flujo a la superficie del evaporador, en respuesta a los cambios de carga térmica que se tengan en el mismo.

6.2.3.4. Condensador

Un condensador es un intercambiador térmico, en cual se pretende que el fluido que lo recorre cambie a fase líquida desde su fase gaseosa mediante el intercambio de calor (cesión de calor al exterior, que se pierde sin posibilidad de aprovechamiento) con otro medio.

La función del condensador es transformar en su interior el gas refrigerante comprimido en líquido refrigerante. En el interior del condensador el gas refrigerante pierde el calor que absorbió durante el proceso de su evaporación desde el espacio a enfriar, así como también hace entrega del calor absorbido durante su circulación a través de la línea de retorno al compresor y el calor absorbido durante el fenómeno de compresión en el interior del compresor.

Debido a esta entrega o pérdida de calor y a la elevada presión a que se lo somete, el gas se condensa y constituye una fuente de agente refrigerante en estado líquido en condiciones de ser entregado repetidamente en el interior de un equipo de refrigeración, produciendo en consecuencia el efecto de enfriamiento buscado.

El agente refrigerante en estado gaseoso y a temperaturas superiores a la del ambiente, llega al condensador desde la descarga del compresor. Al producirse el contacto del gas refrigerante con las paredes del condensador que se halla a una temperatura muy inferior a la del gas, comienza este a perder calor que pasa al ambiente provocándose la condensación del gas.

En realidad, el fenómeno o proceso de condensación no se realiza en forma uniforme a todo lo largo del condensador ni finaliza exactamente a la salida de este.

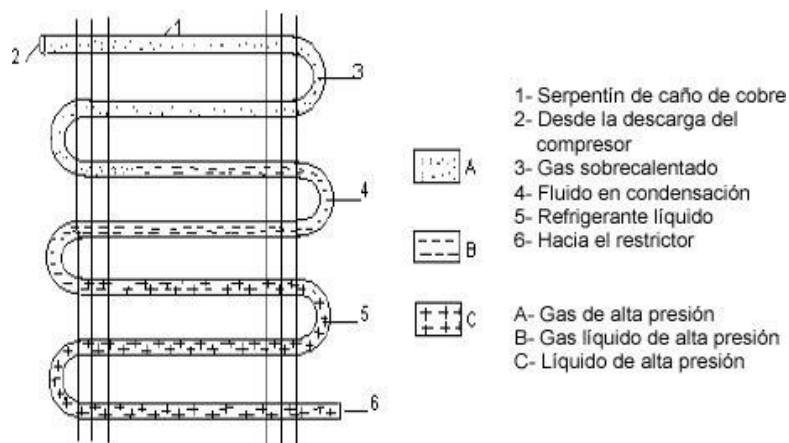


Ilustración 23 - Esquema proceso de condensación en un serpentín

6. Sistemas Frigoríficos

6.2.3.4.1. Tipos de condensadores

Los tipos de condensadores más corrientes, según la forma de disipación del calor y del medio utilizado, son:

Condensador por Aire

De circulación natural o forzada, en el que es disipado directamente al aire por transferencia del calor sensible.



Ilustración 24 - Condensador axial por aire

Condensador por Agua de Doble

En los que el calor sensible es transferido por agua. Esta agua puede ser recuperada y recirculada al condensador después de ser enfriada mediante cesión de calor sensible y latente en una torre de enfriamiento.

Se instalan también como intercambiadores de calor para conseguir un subenfriamiento adecuado.



Ilustración 25 - Condensador por agua doble tubo

6. Sistemas Frigoríficos

Condensadores Evaporativos

Con la utilización de serpentines de rociado simple o a contracorriente para disipar el calor en el aire por transferencia sensible y latente.

Se compone de ventilador, unido mediante correas a un motor eléctrico, serpentín de condensación, motobomba y filtro de agua, distribuidor y otros accesorios necesarios para su funcionamiento.



Ilustración 26 - Condensador evaporativo

6.2.4. Ventajas e inconvenientes del ciclo de compresión de vapor

Ventajas

Las máquinas de compresión, al estar muy estudiadas y comercializadas, obtienen unos valores de COP muy elevados, entre 2 y 4, por lo que producen entre 2 y 4 veces más energía frigorífica que la energía eléctrica (o mecánica) que consumen. Esto hace que las máquinas de compresión resulten muy competitivas y económicas.

Inconvenientes

Las instalaciones de producción de frío por compresión de vapor suponen un alto porcentaje de consumo energético, y pueden suponer un alto impacto económico y medioambiental. Por un lado, el efecto invernadero indirecto asociado al origen de la energía utilizada, y por otro, el efecto directo asociado a las fugas de refrigerante cuando se utilizan refrigerantes con un elevado potencial de calentamiento mundial.

6. Sistemas Frigoríficos

6.3. Sistemas Estudiados

En este apartado, se detalla el funcionamiento de los diferentes sistemas que se evaluarán en este proyecto.

Referencia	Sistema	Refrigerante
R1	Doble simple etapa	R134a // R404A
R2	Doble simple etapa condensador común	R404A
A1	Cascada	R134a y R407A / R404A
A2	Cascada Indirecta	R134a y R407A / R404A
A3	Cascada con CO ₂ bombeado	R134a / CO ₂
A4	Booster	CO ₂

Tabla 4 - Sistemas Estudiados

6.3.1. Dos simples etapas

La primera configuración a estudiar es el sistema más básico que se viene empleando en el mundo de la refrigeración, un sistema de dos simples etapas con un intercambiador intermedio.

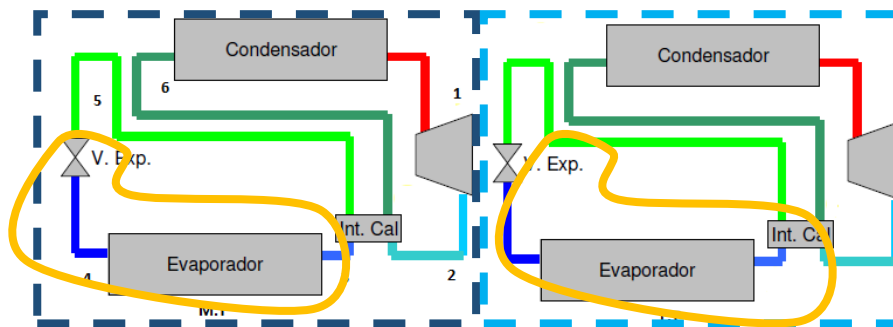


Ilustración 27 - Esquema dos Simples Etapas (Expansión directa)

Este sistema está formado por dos etapas independientes para cada nivel de temperatura, primero hay una que será la que dará servicio a la media temperatura (Productos a 1°C aproximadamente), luego hay otra etapa que será la encargada de suministrar el refrigerante a la baja temperatura (Productos a -20°C Aproximadamente). La etapa de media temperatura trabajará con refrigerante R134a mientras que la de baja temperatura empleará R404A.

La instalación estaría compuesta realmente por el grupo de compresores, el condensador y el intercambiador interno, siendo el resto de elementos (Válvula de expansión y evaporador) los correspondientes a la vitrina del supermercado.

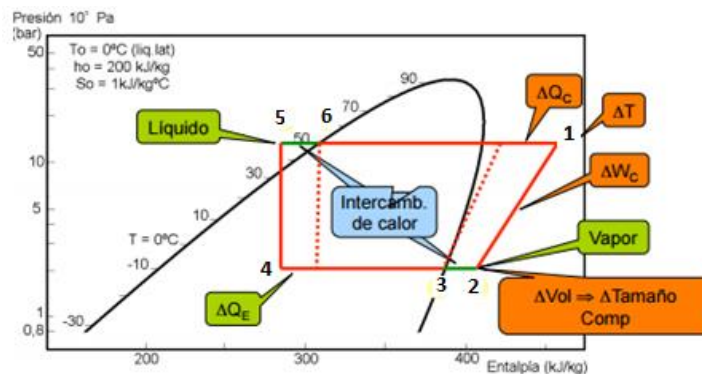


Ilustración 28 - Diagrama Ph de un sistema de doble simple etapa

6. Sistemas Frigoríficos

El funcionamiento de ambas etapas es igual, pero funcionaran a diferentes niveles de presión y temperaturas. Para explicar el funcionamiento del sistema y sus diferentes puntos se comienza a explicar partiendo desde el compresor, el fluido que aspira el compresor, punto 2, se encuentra en estado gaseoso, este lo comprime aumentando la presión hasta la presión de descarga, el punto 1, con cierta temperatura de descarga marcada por el compresor, de la descarga del compresor el fluido va al condensador donde cede calor al ambiente enfriando el refrigerante y haciendo que este pase de estado gaseoso a estado líquido, una vez sale del condensador, punto 6, pasa por el intercambiador interno para tener un subenfriamiento para asegurar que a la válvula de expansión el fluido llegue en estado líquido, punto 5, del intercambiador interno va a la válvula de expansión donde hace que el fluido pierda presión haciendo que este se enfríe, punto 4, llegando a la temperatura de condensación necesaria ($T_{o.M.T.} = -10^{\circ}\text{C}$ // $T_{o.L.T.} = -30^{\circ}\text{C}$) de aquí el refrigerante pasa al evaporador para enfriar el producto, por ultimo para aprovechar el bajo nivel térmico residual del fluido este pasa por el intercambiador intermedio para enfriar el fluido de descarga del compresor, produciendo un recalentamiento en el fluido antes de la aspiración del compresor.

6.3.2. Dos simples etapas con condensador común

Otro de los sistemas que se vienen empleando en los supermercados es similar al anterior, es decir, dos simples etapas, pero esta vez tienen condensador común, por lo que trabajan con el mismo fluido en este caso el sistema trabajará con refrigerante R404A.

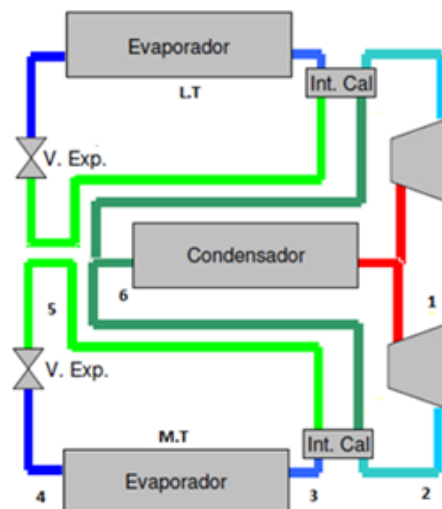


Ilustración 29 - Esquema sistema dos simples etapas con condensador común

El funcionamiento de este sistema es igual que el explicado anteriormente en el punto 6.3.1. *Dos simples etapas* con la única diferencia de que, como cada parte del sistema, media temperatura y baja temperatura, trabajan con presiones diferentes debido a que la válvula de expansión expande a diferentes niveles para lograr las temperaturas requeridas en el evaporador, los compresores tienen que descargar el fluido a la misma presión para que cuando se mezclen los dos fluidos a la entrada del condensador no haya diferencias de presiones que puedan dificultar el flujo de refrigerante.

6. Sistemas Frigoríficos

Debido a que el condensador está diseñado para disipar el calor de las dos partes de refrigerante cuando uno de los dos niveles de temperatura no está operativo aumenta mucho el rendimiento.

6.3.3. Cascada

Una de las alternativas que se pueden instalar para sustituir a un sistema de dos simples etapas es emplear un sistema en cascada como el que se explica en el punto 6.2.2.2. *Cascada* Para el ciclo de media temperatura se estudiarán 3 opciones de refrigerantes diferentes, el R134a, R407A y el R407F mientras que en el circuito de baja temperatura se empleara CO₂.

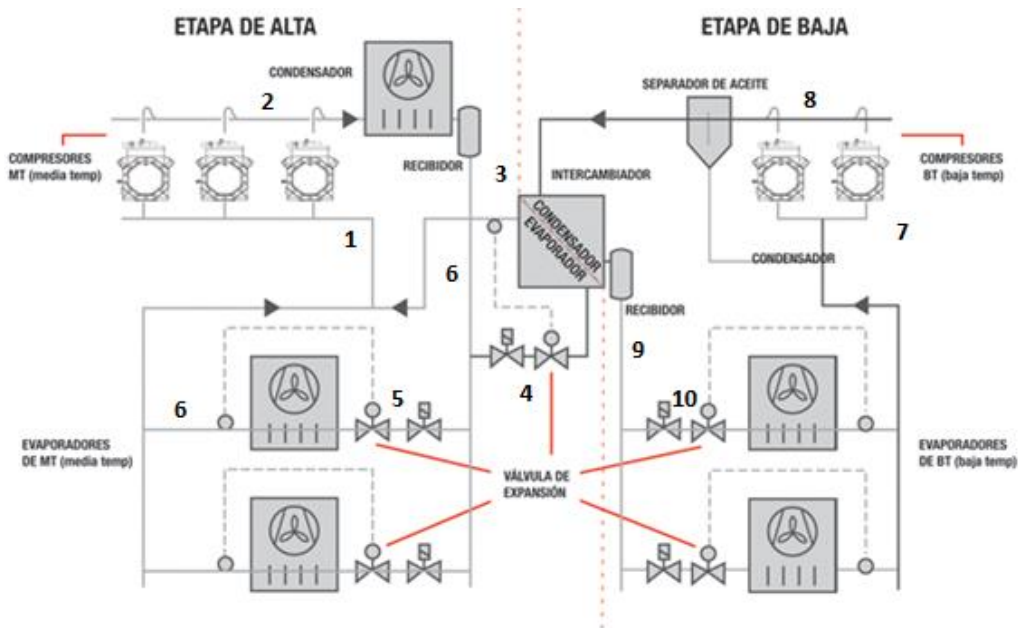


Ilustración 30 - Esquema sistema en cascada

Como se explica en el apartado 6.2.2.2. *Cascada* el sistema en cascada se podría considerar como una unión de dos simples etapas en la cual el condensador de el de baja temperatura es el evaporador de media temperatura; pero con una pequeña variación para poder dar servicio a las vitrinas frigoríficas.

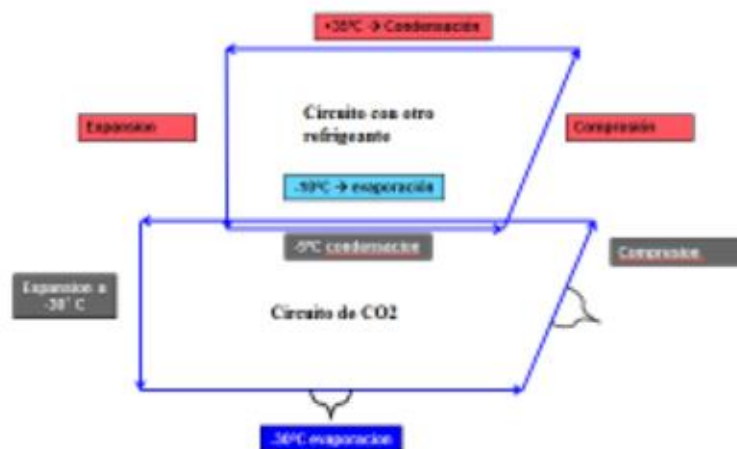


Ilustración 31 - Diagrama Ph de un sistema en cascada

Para explicar el funcionamiento del sistema se empezará a explicar primero la parte de media temperatura desde el punto 1 y luego la etapa de baja temperatura. El

6. Sistemas Frigoríficos

compresor aspira el refrigerante en estado gaseoso (punto 1) comprimiéndolo hasta llegar a la presión de descarga haciendo que este aumente de temperatura debido a la compresión (Punto 2) de la descarga del compresor el fluido se dirige al condensador donde intercambiara energía con el ambiente reduciendo así su nivel térmico (Enfriándose) (Punto 3) en el punto 3 es donde se instalaría un intercambiador interno para conseguir un subenfriamiento en el fluido, como se explicó en el punto 6.2.2.1. *Intercambiador de calor auxiliar (Intercooler)* que intercambiaría energía con el fluido proveniente de los evaporadores de media temperatura. Del punto 3 saldrían dos caminos uno que llevaría a las vitrinas de media temperatura con su respectiva válvula de expansión y evaporador y otro que llevaría a una válvula de expansión para expandir el refrigerante y así enfriar el fluido para posteriormente llevarlo al evaporador de media temperatura/condensador de baja temperatura; luego la salida de este evaporador se juntaría con el retorno de las vitrinas para pasar por el intercambiador intermedio y luego volver al compresor. Por lo que respecto a la etapa de baja temperatura es un ciclo de simple etapa como el explicado en el punto 6.2.2.1. *Intercambiador de calor auxiliar (Intercooler)* con la única peculiaridad que para condensar el CO₂ se emplea un evaporador del ciclo de media temperatura en vez de un condensador con aire ambiente.

6.3.4. Cascada con fluido secundario a M.T.

Una alternativa que existe a la cascada explicada en el punto 6.3.3. *Cascada*, es emplear el mismo sistema, pero emplear un fluido secundario para enviar el fluido frío a las vitrinas de media temperatura. Para esta configuración se emplearía como refrigerante para la etapa de media temperatura el R134a, R407A y el R407F, para el circuito de baja temperatura se empleará CO₂ (R744) mientras que como fluido secundario se empleara propilen-glicol al 30%.

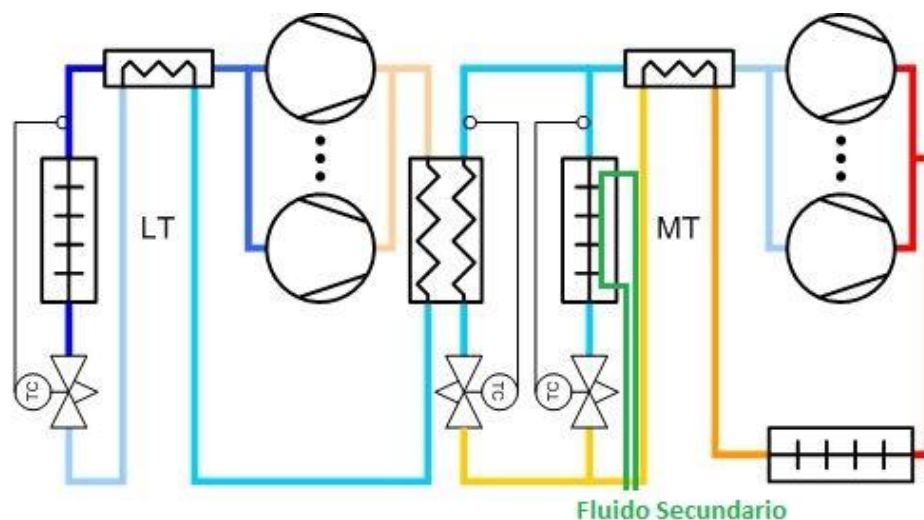


Ilustración 32 - Esquema de un sistema en cascada con fluido secundario

La modificación principal respecto a la cascada explicada en el punto 6.3.3. *Cascada* es que donde se enviaba el fluido a los servicios de media temperatura se coloca un intercambiador para hacer un intercambio de energía entre el refrigerante y el fluido secundario, siendo este fluido secundario el que será enviado a los servicios de media temperatura.

6. Sistemas Frigoríficos

Con esta modificación a la cascada original se logra que la cantidad de refrigerante en el circuito de media temperatura se reduzca considerablemente, además, también se logra confinar todo el fluido en una misma sala ya que todas las líneas que llevarían a la vitrina de media temperatura contendrían un fluido secundario que no tienen ningún tipo de peligro, siendo este más barato que el refrigerante.

6.3.5. Cascada con CO₂ bombeado

Otra de las alternativas que se pueden emplear para el supermercado es utilizar un sistema en cascada con CO₂ bombeado para los servicios de media temperatura. En este caso se empleará R134a como circuito primario y CO₂ para el resto de sistema.

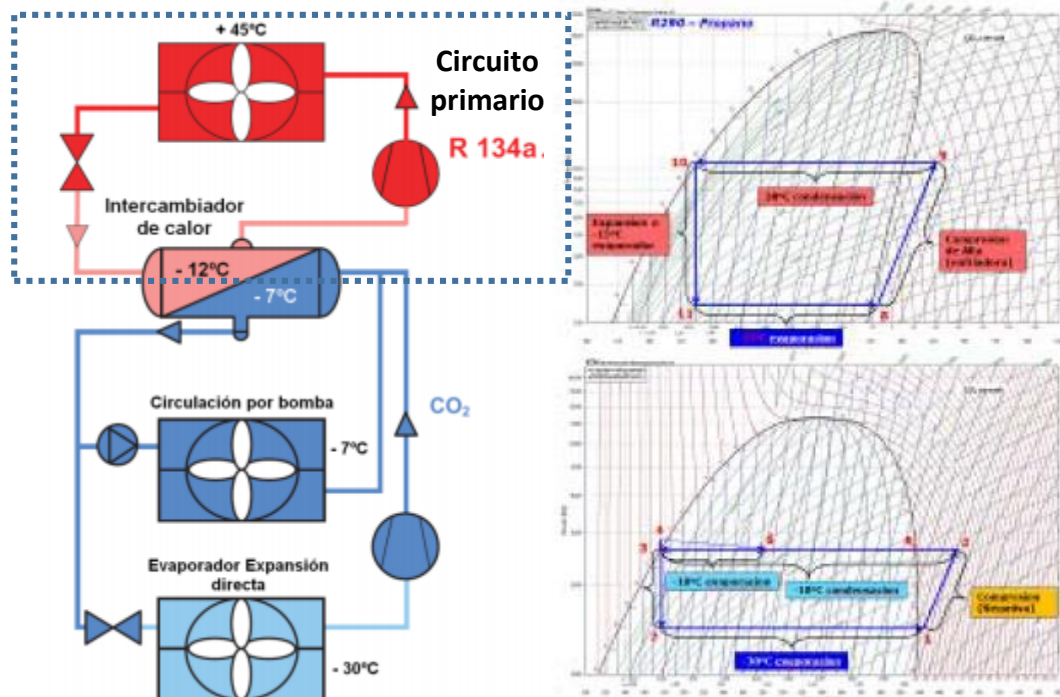


Ilustración 33 - Esquema y diagrama Ph de sistema en cascada con CO₂ bombeado

Este sistema está compuesto por un ciclo de simple etapa (explicado en el punto 6.3.1. *Dos simples etapas*) como circuito primario que se empleara para conseguir que el CO₂ se encuentre en estado subcrítico; en este circuito primario se añadirá un intercambiador interno en la aspiración del compresor que intercambiara con el fluido a la salida del condensador como se explica en el punto 6.2.2.1. *Intercambiador de calor auxiliar (Intercooler)*. Por otro lado, estaría el circuito de CO₂ que sería el encargado de suministrar el refrigerante a los servicios de media y baja temperatura. Con el circuito primario se consigue tener en un depósito CO₂ en estado líquido (con bajo nivel térmico), de este mismo depósito mediante una bomba se envía el líquido a los servicios de media temperatura que posteriormente este líquido/gas volverá al depósito para volver a comenzar el ciclo; por otro lado el líquido que viene del depósito se envía a los servicios de baja temperatura haciéndolo pasar por una válvula de expansión y el evaporador correspondiente (vitrina de congelado) una vez el fluido en estado gaseoso vuelve de los servicios de baja temperatura, pasan por el compresor de baja temperatura para comprimirlo y volver al depósito, condensarse y volver a comenzar el ciclo.

6. Sistemas Frigoríficos

6.3.6. Booster

Otra de las alternativas que hay para la refrigeración en el supermercado es emplear un sistema Booster de CO₂ transcrito que es emplea un refrigerante natural como se explicó en el punto 6.2.2.3. *Booster*.

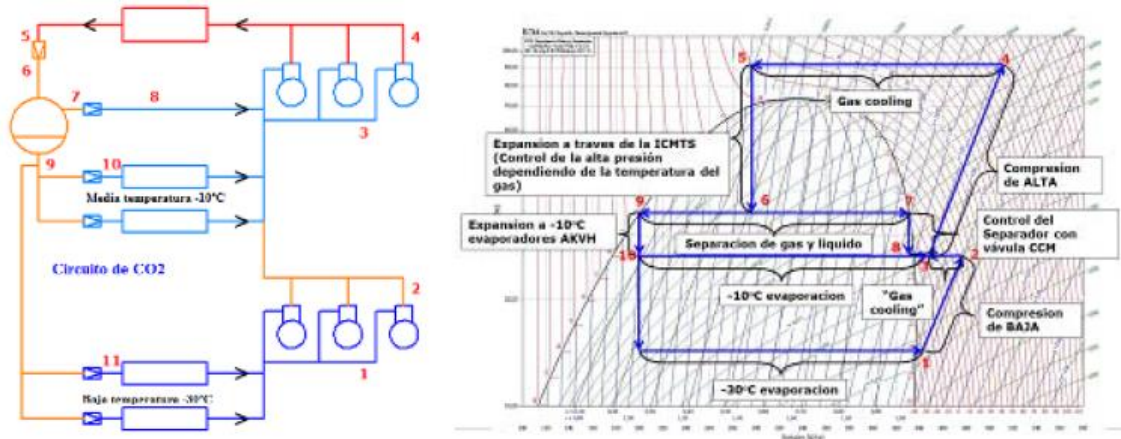


Ilustración 34 - Esquema y diagrama Ph de un sistema booster

El sistema booster es un sistema básico de CO₂ que recorre un doble ciclo, el de servicios de baja temperatura (Baja presión) y el de media temperatura (Alta presión), donde el vapor es aspirado por el compresor de alta comprimiendo el fluido hasta la temperatura de descarga, de ahí el vapor pasa por el condensador donde cederá calor al ambiente enfriándose, pasando al estado líquido, de ahí el líquido pasará a un intercambiador intermedio (explicado en el punto 6.2.2.1. *Intercambiador de calor auxiliar (Intercooler)*) (falta en el esquema) donde intercambiara energía con el fluido que va a la aspiración del compresor de alta, el fluido subenfriado se dirige a la válvula de expansión donde el CO₂ pasará a estado bifásico para ir a un depósito. De este depósito hay una salida de vapor el cual mediante una válvula de expansión inyectaremos fluido antes del compresor de alta y después de el de baja para lograr un enfriamiento del fluido y así evitar comprimir hasta una temperatura de descarga tan elevada; también de este depósito sale una línea de líquido encargada de suministrar frío a los servicios de media y baja temperatura con diferentes niveles de expansión pasando por si correspondiente válvula de expansión y evaporador que formaran la vitrina frigorífica, el fluido que se envía a los servicios de baja temperatura pasará antes por un intercambiador intermedio (explicado en el punto 6.2.2.1. *Intercambiador de calor auxiliar (Intercooler)*) que intercambiara energía con el fluido que aspira el condensador de baja. El vapor recalentado proveniente de los servicios de media temperatura se mezcla con el vapor recalentado que viene de la descarga del compresor de baja, mientras que el vapor recalentado de baja presión que viene de los servicios de baja temperatura pasará por los compresores de baja para aumentar la presión y así mezclarse con el vapor de media temperatura.

6. Sistemas Frigoríficos

6.4. Refrigerantes

Un refrigerante es un producto químico líquido o gas, fácilmente licuable, que se utiliza para servir de medio transmisor de calor entre otros dos en una máquina térmica, y concretamente en aparatos de refrigeración. Los principales usos son los refrigeradores y los acondicionadores de aire.



Ilustración 35 - Botellas de refrigerantes

6.4.1. Características de los refrigerantes

- **Punto de congelación:** Debe de ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema, para evitar congelaciones en el evaporador.
- **Calor específico:** Debe de ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de líquido absorba una gran cantidad de calor.
- **Volumen específico:** El volumen específico debe de ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y compresión
- **Densidad:** Deben de ser elevadas para usar líneas de líquidos pequeñas.
- La **temperatura de condensación**, a la presión máxima de trabajo debe ser la menor posible.
- La **temperatura de ebullición**, relativamente baja a presiones cercanas a la atmosférica.
- **Punto crítico** lo más elevado posible.
- No deben ser líquidos inflamables, corrosivos ni tóxicos.
- Dado que deben interaccionar con el lubricante del compresor, deben ser miscibles en fase líquida y no nocivos con el aceite.
- Los refrigerantes, se aprovechan en muchos sistemas para refrigerar también el motor del compresor, normalmente un motor eléctrico, por lo que deben ser buenos dieléctricos, es decir, tener una baja conductividad eléctrica.

6. Sistemas Frigoríficos

6.4.2. Tipos

Por su composición química

- Los **inorgánicos**, como el agua, el Amoniaco o el CO₂.
- Los de **origen orgánico** (hidrocarburos y derivados):
 - Los **CFC's**, Clorofluorocarbonos, perjudiciales para la capa de ozono.
 - Los **HCFC's**. Hidroclorofluorocarbonados.
 - Los **HFC's**. Hidrofluorocarbonos.
 - Los **HC**: Hidrocarburos (alcanos y alquenos).
 - Las mezclas, azeotrópicas(R5XX) o no azeotrópicas(R4XX).

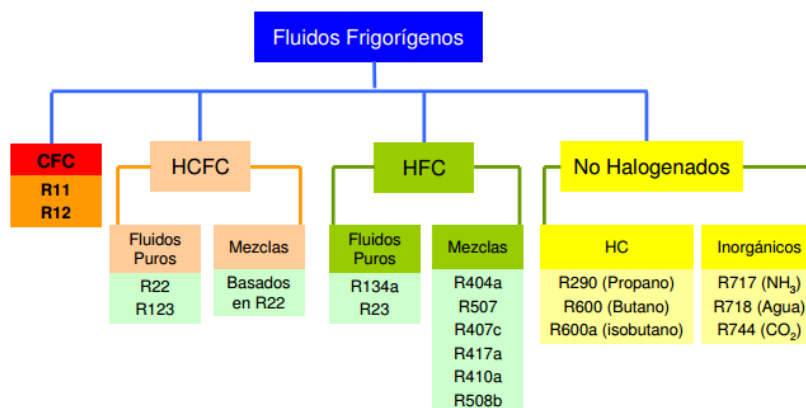


Ilustración 36 - Clasificación de los fluidos frigorígenos

Por su grado de seguridad

- **GRUPO 1**: no son combustibles ni tóxicos.
- **GRUPO 2**: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones mayores de 3,5% en volumen mezclados con el aire.
- **GRUPO 3**: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones menores o iguales a 3,5% en volumen.

Por sus presiones de trabajo

- **Baja presión**: a P atm su T ebullición es alta, superior a +20°C
- **Media presión**: T ebullición entre +20°C y -30°C
- **Alta presión**: T ebullición es baja, entre -30°C y -80°C
- **Muy alta presión**: a T ebullición es muy baja, inferior a -80°C

Por su función

- **Primario**: si es el agente trasmisor en el sistema frigorífico, y por lo tanto realiza un intercambio térmico principalmente en forma de calor latente.
- **Secundario**: realiza un papel de intercambio térmico intermedio entre el refrigerante primario y el medio exterior. Realiza el intercambio principalmente en forma de calor sensible.

6. Sistemas Frigoríficos

Las características de los refrigerantes que se utilizan en este estudio son:

Características:	R134a	R404A	R407A	R774 (CO2)
ODP	0	0	0	0
GWP	1430	3922	2107	1
Punto ebullición a 1,013 bar (°C)	-26.1	-46.45	-40.8	-78.5
Glide (°C)	0	0.7	4.2	0
Densidad vapor saturado (Kg/m3)	5.28 (a -26.1°C)	63.28 (a 25°C)	49.74 (a25°C)	-
Nº ONU	3159	3337	3338	1013
Clasificación de seguridad	A1. Baja toxicidad y no inflamable	A1. Baja toxicidad y no inflamable	A1. Baja toxicidad y no inflamable	A1. Baja toxicidad y no inflamable
Presión Crítica (bar abs)	40.67	37.31	45.2	31.1
Temperatura Crítica (°C)	101.1	72.07	82.3	73.6

Tabla 5 - Resumen de las características de los refrigerantes

A continuación, se detallan otras características y usos de los diferentes refrigerantes:

6.4.1. R134a



Ilustración 37 - Botellas de R134a

El **R134a** es un gas refrigerante HFC puro que sustituye al R-12 en instalaciones nuevas. Es un excelente refrigerante utilizado en una gran variedad de aplicaciones e incluso como componente de muchas de las mezclas HFC existentes en el mercado. Permite trabajar a presiones más bajas que el resto de HFC y es un producto muy eficiente energéticamente para temperaturas positivas y medias.

Aplicaciones Industriales:

- Aire acondicionado del automóvil.
- Frigoríficos domésticos.
- Enfriadores de agua centrífugos.
- Bombas de calor.
- Cámaras de conservación.
- Transporte frigorífico.
- Refrigeración comercial.

Características

- Alcanzan una capacidad frigorífica ligeramente inferior al R-12.
- Muy eficiente energéticamente, aunque precisa de un compresor mayor respecto otros refrigerantes HFC.

6. Sistemas Frigoríficos

6.4.2. R404A



Ilustración 38 - Botella R404A

El **R-404A** es una mezcla de gases refrigerantes HFC casi azeotrópica, con cero agotamiento a la capa de ozono, utilizada en equipos nuevos de refrigeración de medias y bajas temperaturas. También es un sustituto indirecto (retrofit), en equipos que habían trabajado previamente con R-502 y sus sustitutos HCFC como por ejemplo el R-408A, DI-44, HP80.

Su principal aplicación son las instalaciones nuevas para medias y bajas temperaturas de refrigeración. La capacidad frigorífica teórica es un 5% inferior respecto al R-502 a temperaturas de evaporación de -40°C . El coeficiente de rendimiento (COP) es entre un 5 y un 8% inferior al R-502. Aumentando el sobrecalentamiento, el COP del R-404A puede ser mayor que el del R-502.

En el caso de los retrofits del R-502 y sus sustitutos HCFC (R-408A, DI-44), hay que eliminar el 95% del aceite mineral o alquilbencénico original, por un aceite poliéster, cambiar el filtro secador, la válvula de expansión, juntas tóricas de goma por plásticas y en ocasiones sobredimensionar el condensador. En el caso de ser utilizado como retrofit del R-22, además habrá que cambiar las válvulas de seguridad y otros elementos que fueran tarados a las presiones del R-22.

Aplicaciones Industriales

- Enfriadoras de agua.
- Almacenes frigoríficos.
- Vitrinas frigoríficas.
- Máquinas de helados/hielo.
- Pistas de hielo.
- Cámaras frigoríficas.
- Transporte frigorífico.
- Dispensador de bebidas frías.
- Túneles de congelados.
- Barcos de pesca.

Características

- Pueden rellenarse los equipos en caso de fuga.
- Temperaturas de descargas inferiores al R-22, lo que prolonga la vida del compresor.
- Capacidad frigorífica y eficiencia energética ligeramente inferiores al R-502, capacidad frigorífica superior y eficiencia energética similar al R-22.
- Cargar siempre en fase líquida.

6. Sistemas Frigoríficos

6.4.3. R407A



Ilustración 39 - Botella R407A

El **R-407A** es una mezcla de gases refrigerantes HFC no azeotrópica, con cero agotamiento a la capa de ozono, bajo potencial de calentamiento atmosférico, utilizada en equipos nuevos que trabajen a temperaturas medias y bajas.

También es un sustituto indirecto (retrofit) del R-502 y sus sustitutos HCFC como por ejemplo el R-22, R-408A, DI-44, HP80.

El R-407A se desarrolló en la misma época que el R-507 y R-404A para sustituir al R-502 en instalaciones nuevas de medias y bajas temperaturas. En aquella época se optó en Europa por utilizar gases refrigerantes azeotrópicos, pero realmente no se tenía en cuenta el potencial de calentamiento atmosférico (GWP) ni la eficiencia energética.

Realmente en baja temperatura, el R-407A es más próximo en capacidad frigorífica al R-22 que al R-502, R-507 o R-404A. Para reconvertir una instalación de R-22 a R-407A será necesario cambiar el aceite mineral original por aceite POE, cambiar el filtro secador, las válvulas de seguridad y otros elementos que fueran tarados a las presiones del R-22. Como cualquier otro cambio de HCFC a HFC, se recomienda cambiar las juntas tóricas de goma por plásticas.

Aplicaciones Industriales

- Enfriadoras de agua.
- Almacenes frigoríficos.
- Vitrinas frigoríficas.
- Máquinas de helados/hielo.
- Pistas de hielo.
- Cámaras frigoríficas.
- Transporte frigorífico.
- Dispensador de bebidas frías.

Características

- Pueden rellenarse los equipos en caso de fuga.
- Temperaturas de descargas inferiores al R-22.
- Capacidad frigorífica ligeramente inferior y eficiencia energética similar al R-22.
- Capacidad frigorífica y eficiencia energética inferiores al R-442A y R-407F.
- Presiones parecidas al R-404A.
- Cargar siempre en fase líquida.

6. Sistemas Frigoríficos

6.4.4. CO₂ (R744)



Ilustración 40 - Botella CO2

El dióxido de carbono es un gas incoloro e inodoro, que está presente en la atmósfera en una concentración del 0,036%. En refrigeración también es conocido por la sigla R744. Se trata de una sustancia pura, por lo que no tiene deslizamiento de temperatura durante el cambio de fase.

Para temperaturas por encima de -56.6 °C a presión atmosférica (101,3 kPa.abs) está en estado vapor, mientras que por debajo de esa temperatura es una sustancia sólida blanca que se parece a la nieve, la cual puede ser comprimida para formar el denominado “hielo seco”.

Aplicaciones Industriales

- Pequeñas instalaciones de congelación
- Grandes instalaciones frigoríficas
- Instalaciones de carácter mediano como puede ser un supermercado.
- Vitrinas frigoríficas.

Características

- Punto triple, Presión = 5.18bar // Temperatura = -56.6°C.
- Disponible y barato.
- Alto COP a bajas temperaturas.
- Alto rendimiento volumétrico: 3-12 veces el rendimiento del Amoniaco.
- Mayor densidad que el aire.

6. Sistemas Frigoríficos

6.4.5. Fluidos Secundarios

Algunos sistemas utilizados en supermercados tienen circuitos separados para enfriar congeladores. En otros sistemas, el refrigerante secundario principal se utiliza para enfriar el condensador de la unidad congeladora, y un líquido refrigerante secundario de baja temperatura mantiene los congeladores a la temperatura adecuada.

En el caso de los sistemas indirectos, el calor se transfiere a un refrigerante secundario, que puede ser cualquier líquido enfriado por el refrigerante y utilizado para transferir calor sin cambiar de fase (fluido frigorífero: salmueras y similares), o con cambio de fase (fluido frigoríferos: CO₂ o ice-slurry).



Ilustración 41 - Botella de Propilenglicol

Los fluidos secundarios son los fluidos calor portadores entre el medio a enfriar y el fluido frigoríferos.

Para la selección de un refrigerante secundario, se requiere que éste tenga unas propiedades termofísicas adecuadas para la instalación que se esté analizando:

- Valores de capacidad específica y conductividad térmica elevados;
- Baja viscosidad a la temperatura de funcionamiento para obtener una gran capacidad de refrigeración con un bajo volumen de fluido y un mínimo cambio de temperatura;
- Obtener grandes coeficientes de transferencia de calor con una mínima diferencia de temperatura en los intercambiadores de calor y en el mueble;
- Obtener una mínima pérdida de presión del fluido del sistema, de manera que se pueda utilizar una bomba que consuma una mínima potencia.

6. Sistemas Frigoríficos

Existen varios tipos de fluidos secundarios que se pueden utilizar en sistemas indirectos:

6.4.5.1. Agua

Se trata del refrigerante menos tóxico, pero su punto de congelación se encuentra a 0 °C (o justo por debajo), por lo que resulta totalmente inadecuado para instalaciones en las que se requieran temperaturas inferiores. Además, resulta corrosivo en presencia de oxígeno.

6.4.5.2. Salmueras

Las soluciones de cloruro de calcio y cloruro de sodio son las salmueras de refrigeración más comunes, especialmente en la industria de máquinas y en pistas de skating. El principal problema de las soluciones de cloruro de calcio es la corrosión.

6.4.5.3. Glicoles inhibidos

Tanto el etilenglicol como el propilenglicol, inhibidos para controlar la corrosión, son líquidos incoloros y prácticamente inodoros que son miscibles en agua y en muchos componentes orgánicos. Sus principales ventajas son:

- Disminución del punto de congelación del agua.
- Baja volatilidad.
- Relativa baja corrosividad (si están debidamente inhibidos)

Hay que señalar que, a igualdad de concentración, las soluciones acuosas de propilenglicol son más viscosas que las soluciones con etilenglicol, con el consiguiente aumento en el consumo de la bomba.

Las temperaturas mínimas de funcionamiento son (típicamente):

-23 °C para las soluciones de etilenglicol

-18 °C para las soluciones de propilenglicol.

Las soluciones de etilenglicol inhibido tienen mejores propiedades físicas que el propilenglicol, especialmente a temperaturas más bajas. En cambio, este último es menos tóxico, por lo que se prefiere en aquellas aplicaciones que conlleven un posible contacto humano (o que estén obligados mediante regulaciones).

Debido a su baja toxicidad el fluido secundario que se emplea para los sistemas indirectos en el campo de la alimentación es el propilenglicol

Propilenglicol

El Propilenglicol es un líquido claro, incoloro y prácticamente sin sabor, ligeramente viscoso a temperatura ambiente. Puede existir en el aire en forma de vapor, aunque el propilenglicol debe ser calentado o agitado enérgicamente para producir un vapor. El Propilenglicol es una sustancia química producida por la reacción de óxido de propileno con agua

6. Sistemas Frigoríficos

El Propilenglicol ha tenido una reputación sin igual para un uso seguro en una amplia gama de productos de consumo, incluyendo productos alimenticios, alimentos para animales, cosméticos y productos farmacéuticos, así como en aplicaciones industriales. La FDA considera que es seguro para el consumo humano.

Las propiedades del propilen-glicol que son iguales a las del etilen-glicol son:

Compuesto	Masa Molecular	Densidad (g/cm ³)	Punto de Fusión	Calor específico	Punto de Ebullición	Punto de Inflamación
Etilenglicol Propilenglicol	62,07	1,15	- 13 °C	0.9 Kcal/kgK	197,2 °C	111 °C

Para los circuitos secundarios de los sistemas de refrigeración de los supermercados se emplea agua glicolada, o mezcla de agua glicol se utiliza prevenir la formación de hielo en los intercambiadores de los refrigeradores ubicados en los circuitos hidráulicos, más concretamente se emplea una mezcla de propilen-glicol a una concentración mínima el 30% del volumen.

Así, esta agua glicolada actúa como fluido térmico, transfiriendo calorías o frigorías al circuito en función de las condiciones de temperatura y de presión a las que esté sometido el fluido.

El agua glicolada, también llamada anticongelante, puede utilizarse tanto con temperaturas negativas como con temperaturas elevadas. La adición de glicol tiene la ventaja de hacer descender el punto de fusión del agua y la presión de vapor de alta temperatura.

6. Sistemas Frigoríficos

6.5. Diferencias Climatológicas

En esta apartado se resumen las situaciones climatológicas que se dan en los diferentes emplazamientos estudiados de la geografía española.

6.5.1 Castellón

Castellón de la Plana está dominada por el clima de estepa local. A lo largo del año llueve poco en Castellón de la Plana. El clima se considera BSk (Semiárido - Frio) de acuerdo al sistema de clasificación Köppen-Geiger.

La temperatura media anual en Castellón de la Plana se encuentra en 17.0 °C. Hay alrededor 434mm precipitaciones.

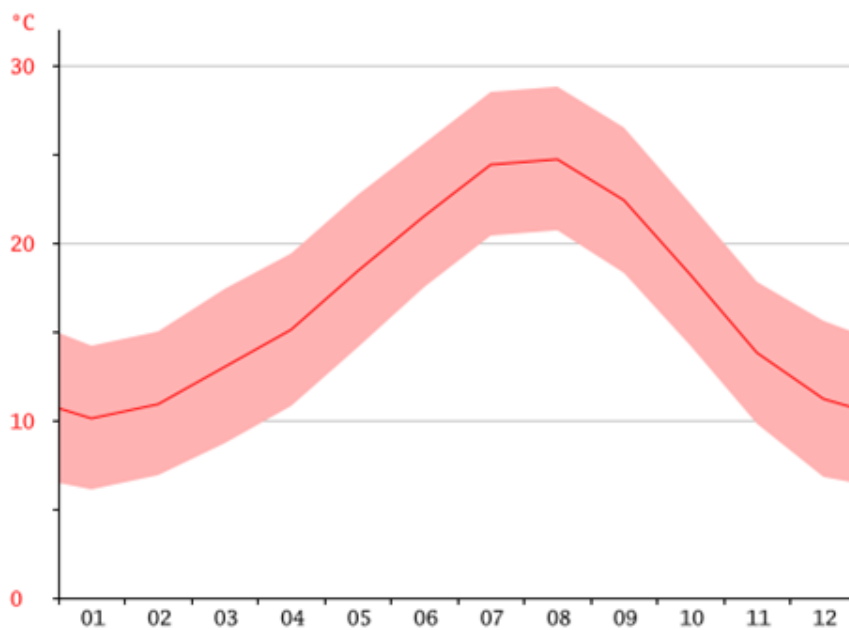


Ilustración 42 - Grafico de temperaturas anual de Castellón

month	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
mm	23	37	28	32	43	28	13	19	58	68	49	36
°C	10.1	10.9	13.0	15.1	18.4	21.5	24.4	24.7	22.4	18.2	13.8	11.2
°C (min)	6.1	6.9	8.7	10.8	14.1	17.5	20.4	20.7	18.3	14.2	9.8	6.8
°C (max)	14.2	15.0	17.4	19.4	22.7	25.6	28.5	28.8	26.5	22.2	17.8	15.6

Ilustración 43 - Tabla climática de Castellón

El mes más caluroso del año con un promedio de 24.7 °C es agosto. El mes más frío del año es enero con 10.1 °C. Las temperaturas medias varían durante el año en un 14.6 °C.

6. Sistemas Frigoríficos

6.5.2. Vigo

El clima es cálido y templado en Vigo. En invierno, en Vigo mucha llueve más que en verano. El clima se considera Csb (Océánico mediterráneo (verano suave) de acuerdo al sistema de clasificación Köppen-Geiger.

La temperatura media anual en Vigo se encuentra en 14.9 °C. La precipitación es de 1303 mm al año.

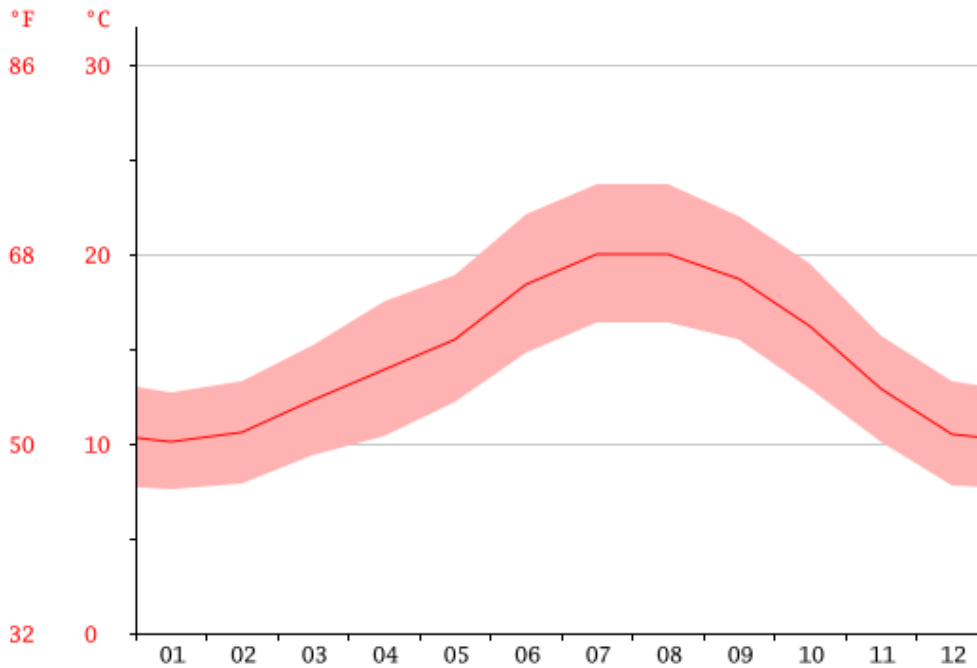


Ilustración 44 - Grafico de temperatura anual de Vigo

month	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
mm	166	141	141	98	94	49	26	34	70	128	173	183
°C	10.1	10.6	12.3	13.9	15.5	18.4	20.0	20.0	18.7	16.2	12.9	10.5
°C (min)	7.6	7.9	9.4	10.4	12.2	14.8	16.4	16.4	15.5	12.9	10.1	7.8
°C (max)	12.7	13.3	15.2	17.5	18.9	22.1	23.7	23.7	22.0	19.5	15.7	13.3

Ilustración 45 - Tabla climática de Vigo

El mes más caluroso del año con un promedio de 20.0 °C es julio. El mes más frío del año es enero con 10.1 °C. Las temperaturas medias varían durante el año en un 9.9 °C.

6. Sistemas Frigoríficos

6.5.3. Madrid

El clima es cálido y templado en Madrid. En invierno hay muchas más precipitaciones que en verano. La clasificación del clima de Köppen-Geiger es Csa (Mediterráneo (verano cálido)).

La temperatura media anual en Madrid se encuentra en 13.7 °C. La precipitación es de 450 mm al año.

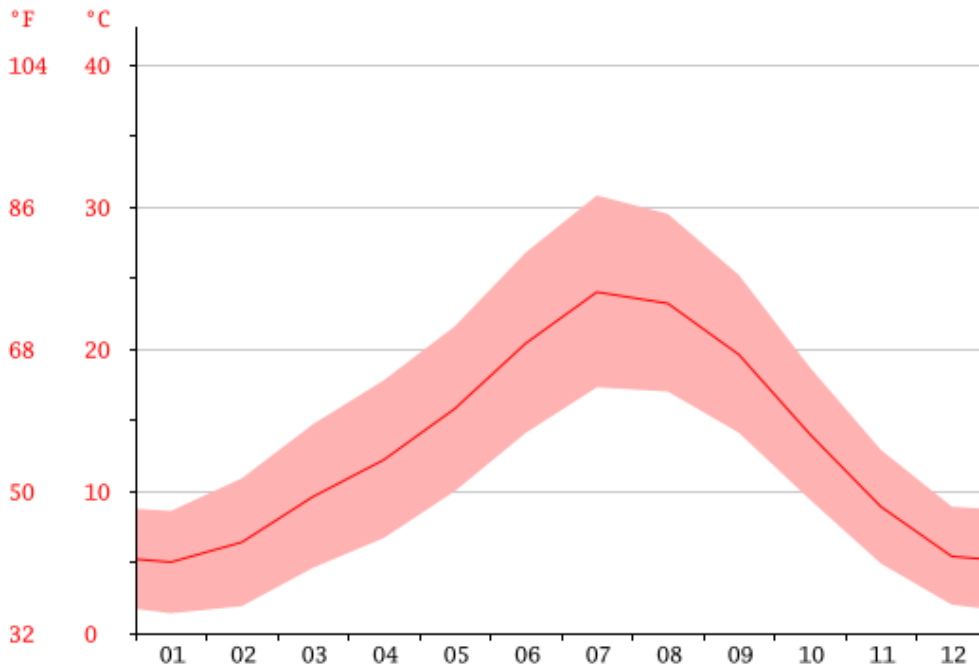


Ilustración 46 - Grafico de temperatura anual de Madrid

month	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
mm	43	44	35	45	44	28	11	11	30	51	58	50
°C	5.0	6.4	9.6	12.2	15.8	20.4	24.0	23.2	19.6	14.0	8.9	5.4
°C (min)	1.4	1.9	4.6	6.7	10.0	14.1	17.3	17.0	14.1	9.4	4.9	2.0
°C (max)	8.6	10.9	14.7	17.8	21.6	26.8	30.8	29.5	25.2	18.7	12.9	8.9

Ilustración 47 - Tabla climática de Madrid

El mes más caluroso del año con un promedio de 24.0 °C de julio. El mes más frío del año es de 5.0 °C en el medio de enero. Las temperaturas medias varían durante el año en un 19.0 °C.

6. Sistemas Frigoríficos

6.5.4. Sevilla

El clima es templado y cálido en Sevilla. En invierno hay mucha más lluvia que en verano. El clima se considera Csa (Mediterráneo (verano cálido)) de acuerdo al sistema de clasificación Köppen-Geiger.

La temperatura media anual en Sevilla se encuentra en 18.6 °C. La precipitación es de 576 mm al año.

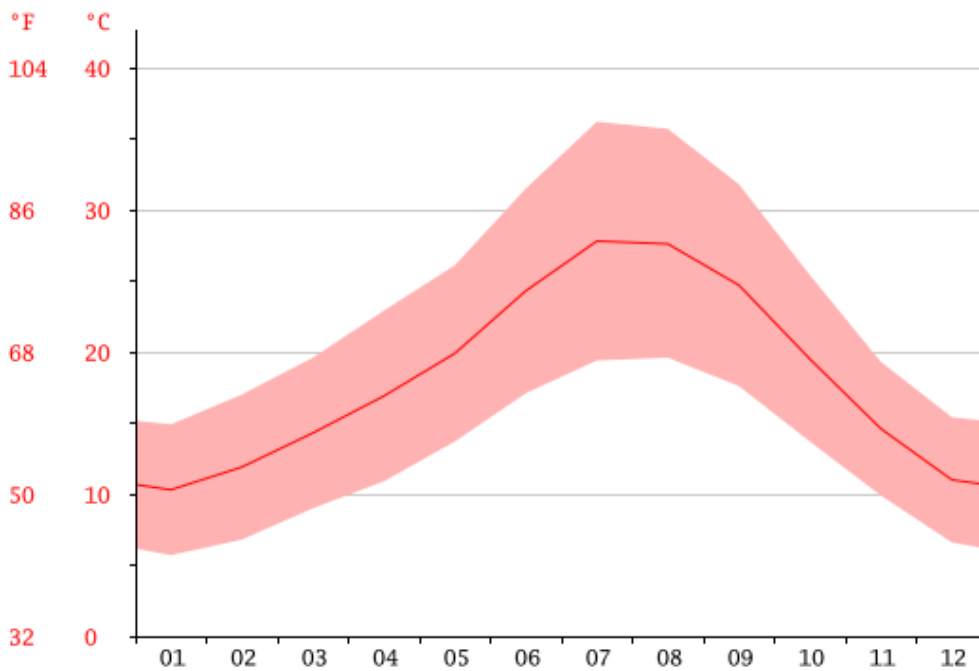


Ilustración 48 - Gráfico de temperatura anual de Sevilla

month	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
mm	76	73	66	53	34	14	1	3	18	69	87	82
°C	10.3	11.9	14.3	16.9	19.9	24.3	27.8	27.6	24.7	19.5	14.6	11.0
°C (min)	5.7	6.8	9.0	10.9	13.7	17.1	19.4	19.6	17.6	13.7	9.9	6.6
°C (max)	14.9	17.0	19.6	22.9	26.1	31.5	36.2	35.7	31.8	25.4	19.3	15.4

Ilustración 49 - Tabla climática de Sevilla

El mes más caluroso del año es julio con un promedio de 27.8 °C. El mes más frío del año es enero con 10.3 °C. Las temperaturas medias varían durante el año en un 17.5 °C.

6. Sistemas Frigoríficos

6.5.6. Comparativa de los 4 emplazamientos

En el siguiente grafico se muestran todas las temperaturas medias anuales.

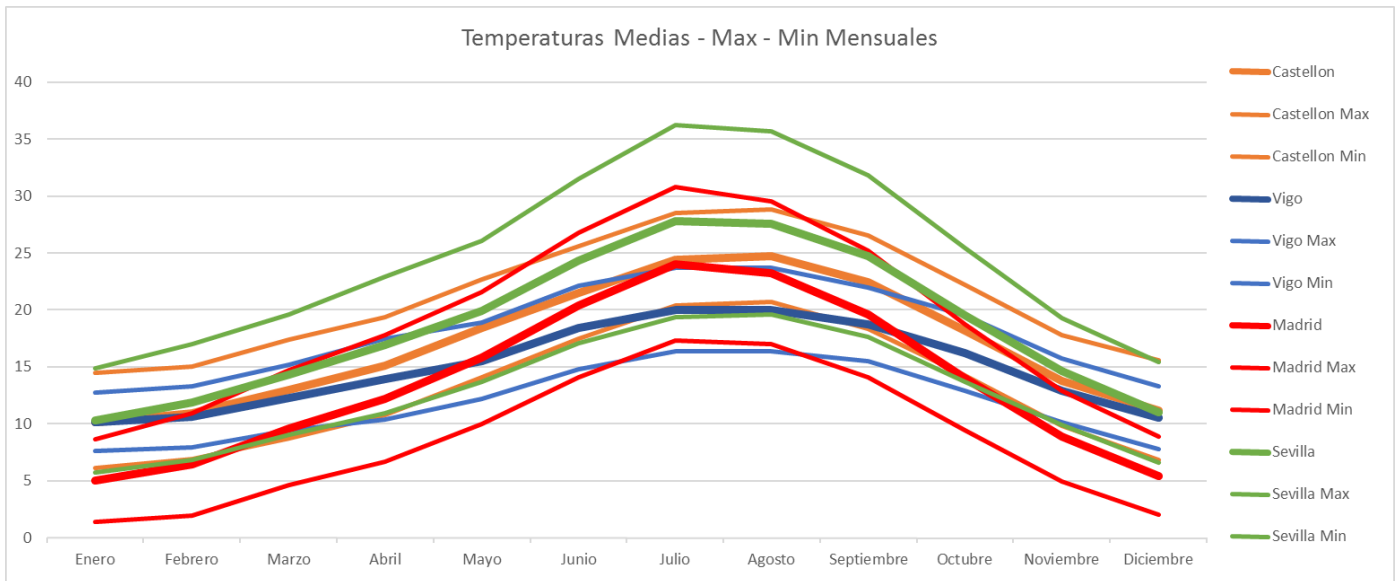


Ilustración 50 - Diagrama de máximos, mínimos y media de los diferentes emplazamientos

Se puede observar cómo la localidad más calurosa es Sevilla alcanzando una media de 28°C y máximas de 36°C en verano, siendo esta localidad la más calurosa durante el año, por lo que respecta a Madrid, tiene unas temperaturas elevadas en los meses de verano y muy frías en los meses de invierno; por otro lado, están Castellón y Vigo que tienen un clima más suave durante el año, aunque Castellón en los meses de verano alcance temperaturas semejantes a las de Madrid.

7. Reglamento F-Gas

7.1. Consideraciones Previas

Diversos estudios medioambientales sobre el cambio climático han alarmado a toda la comunidad por los grandes riesgos ambientales que existen, en el caso de seguir así, para el planeta. Según el cuarto informe de evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el cambio Climático (IPCC), los países desarrollados deberían reducir para 2050 las emisiones de gases de efecto invernadero entre un 80 y un 95 % por debajo de los niveles de 1990, para que el efecto invernadero no genere un incremento de temperatura superior a 2°C. En dicho estudio se evaluó una serie de impactos que podría tener esta problemática para las personas, así como el riesgo de que ocurra.



Recuadro de evaluación RRP.2 Cuadro 1 (continuación)

Europa				
Riesgo clave	Cuestiones de adaptación y perspectivas	Motores climáticos	Marco temporal	Riesgo y potencial de adaptación
<p>Mayores pérdidas económicas y mayor número de personas afectadas por inundaciones en las cuencas fluviales y las costas, impulsados por el aumento cada vez mayor de la urbanización, los niveles del mar, la erosión de la costa y las descargas fluviales máximas (<i>nivel de confianza alto</i>)</p> <p>[23.2-3, 23.7]</p>	<p>La adaptación puede prevenir la mayoría de los daños proyectados (<i>nivel de confianza alto</i>).</p> <ul style="list-style-type: none"> Experiencia sustancial en tecnologías de protección contra inundaciones con elementos estructurales y experiencia creciente en restauración de humedales Costos elevados para los crecientes niveles de protección contra las inundaciones Barreras potenciales a la aplicación: demanda de suelo en Europa y preocupaciones ambientales y paisajísticas 		<p>Presente</p> <p>Corto plazo (2030-2040)</p> <p>Largo plazo 2°C (2080-2100)</p> <p>4°C</p>	<p>Muy bajo Medio Muy alto</p> <p>Gráfico de barras que muestra el nivel de riesgo y potencial de adaptación para inundaciones en Europa.</p>
<p>Mayores restricciones de agua. Reducción sustancial en la disponibilidad de agua proveniente de la extracción fluvial y de los recursos de aguas subterráneas, combinada con una mayor demanda de agua (por ejemplo, para el riego, la obtención de energía, la industria o el uso doméstico) y con un menor drenaje y escorrentía como resultado de una mayor evaporación, especialmente en el sur de Europa (<i>nivel de confianza alto</i>)</p> <p>[23.4, 23.7]</p>	<ul style="list-style-type: none"> Potencial de adaptación demostrado gracias a la adopción de más tecnologías eficientes para el agua y estrategias de ahorro de agua (por ejemplo, para el riego, especies cultivables, cubierta terrestre, industrias o uso doméstico) Aplicación de prácticas idóneas e instrumentos de gobernanza en los planes de gestión de las cuencas fluviales y la gestión integrada de los recursos hídricos 		<p>Presente</p> <p>Corto plazo (2030-2040)</p> <p>Largo plazo 2°C (2080-2100)</p> <p>4°C</p>	<p>Muy bajo Medio Muy alto</p> <p>Gráfico de barras que muestra el nivel de riesgo y potencial de adaptación para restricciones de agua en Europa.</p>
<p>Mayores pérdidas económicas y mayor número de personas afectadas por episodios de calor extremo: impactos en la salud y el bienestar, la productividad laboral, la producción agrícola y la calidad del aire, y el creciente riesgo de que se produzcan incendios forestales en el sur de Europa y en la región boreal de Rusia (<i>nivel de confianza medio</i>)</p> <p>[23.3-7, cuadro 23-1]</p>	<ul style="list-style-type: none"> Aplicación de sistemas de alerta Adaptación de las viviendas, los lugares de trabajo y las infraestructuras de transporte y energía Reducciones en las emisiones para mejorar la calidad del aire Gestión avanzada de los incendios forestales Desarrollo de productos de seguros contra las variaciones en los rendimientos conexos a la meteorología 		<p>Presente</p> <p>Corto plazo (2030-2040)</p> <p>Largo plazo 2°C (2080-2100)</p> <p>4°C</p>	<p>Muy bajo Medio Muy alto</p> <p>Gráfico de barras que muestra el nivel de riesgo y potencial de adaptación para episodios de calor extremo en Europa.</p>

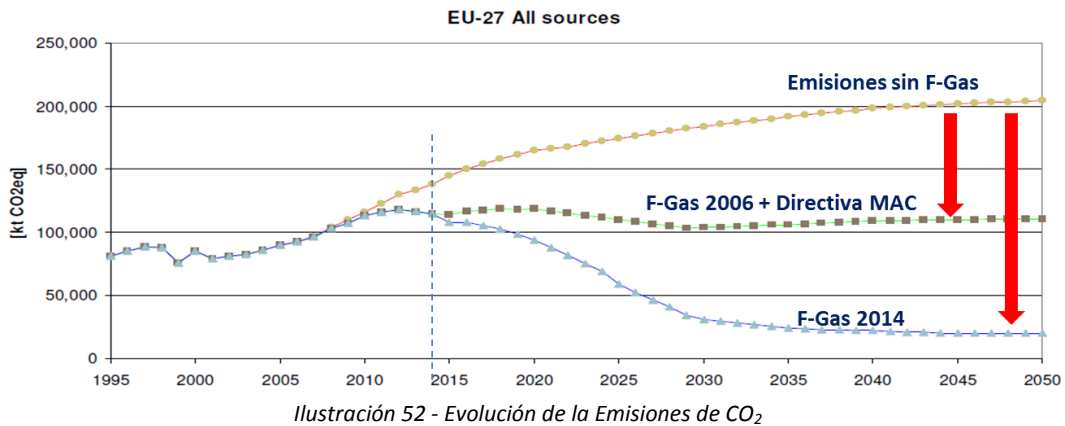
Ilustración 51 - Riesgos del cambio climático

Durante los últimos años, las emisiones de gases fluorados a la atmósfera se han incrementado alrededor de un 60% respecto al año 1990, debido al elevado GWP que tienen los actuales refrigerantes, el impacto de estas emisiones para el efecto invernadero es elevado.

Con este panorama, la comunidad europea plantea una hoja de ruta hacia una economía hipocarbónica competitiva en 2050. Para ello se establece que las emisiones distintas del CO₂ incluidos los gases fluorados de efecto invernadero (con exclusión de las emisiones que no son de CO₂ procedentes de la agricultura) deben reducirse en un 72-73 % de aquí a 2030 y en un 70-78 % de aquí a 2050, respecto a los niveles de 1990.

Basándose en el año de referencia de 2005, es necesario conseguir una reducción de las emisiones distintas del CO₂, excepto las procedentes de la agricultura, del 60-61 % para 2030.

7. Reglamento F-Gas



Debido a esta creciente problemática de los gases de efecto invernadero, en el año 2014 surgió un nuevo reglamento con el objetivo de reducir paulatinamente las emisiones de CO₂ debido a las fugas de los diferentes gases refrigerantes que se han estado empleando hasta ese momento. Como se ha introducido en el apartado 3. *Introducción – Reglamento F-Gas.*

7.2. Reglamento F-Gas

Los principales cambios que introduce este nuevo reglamento respecto al 842/2006 son.

- **Limitación y retirada paulatina:** Una reducción en la colocación en el mercado de F-gases estableciendo un límite y una retirada paulatina en el suministro de HFC.
- **Nuevas prohibiciones de productos y equipos:** Restricciones sobre determinados equipos de refrigeración y aire acondicionado, espumas y propelentes que utilizan F-gases.
- **Prohibiciones para labores de revisión y mantenimiento:** Limitaciones sobre el uso de gases con potencial de calentamiento atmosférico (GWP) más alto, como el R404A y el R507A, en equipos de refrigeración y aire acondicionado existentes a partir de 2020.
- **Control de fugas:** Aumento de la necesidad de realizar controles de fugas, utilizar sistemas de detección de fugas y mantener registros.
- **Suministro responsable:** Requisito para que los F-gases solo se utilicen por usuarios formados y autorizados, y solo puedan venderse a estos.
- **Etiquetado:** Necesidad de que los productos y equipos lleven más información sobre el CO₂ F-Gas que contienen la instalación.
- **Entrada en vigor a partir del 1 de enero de 2015.**

En definitiva, se establecen una serie de medidas para reducir las emisiones de gases fluorados de efecto invernadero que afectan al uso, almacenamiento, recuperación, destrucción y una serie de restricciones a la comercialización de productos y equipos que empleen gases fluorados. Dicho reglamento afecta a todos los actores de la cadena de la producción de frío desde los fabricantes de equipos o de refrigerantes hasta los instaladores, mantenedores, distribuidores y usuarios finales.

7. Reglamento F-Gas

En la actualidad existen alternativas tecnológicas aptas para utilizar refrigerantes con reducido GWP, en numerosas aplicaciones de la producción de frío, como las que se van a estudiar en el presente proyecto.

En el nuevo reglamento F-Gas se establece dos estrategias para reducir las emisiones de gases fluorados

Prevención de fugas y emisiones

- Control de fugas y emisiones, sistemas de detección... - Art. 3 - 5
- Control en el proceso de producción - Art. 7
- Recuperación - Art. 8
- Formación y Certificación - Art. 10
- Etiquetado e información del producto - Art. 12

Restricciones en el uso F-gases

- Formación y Certificación – Art. 10
- Restricciones a la comercialización- Art. 11
- Control del uso - Art. 13
- Reducción en la comercialización HFC - Art. 15
- Asignación de cuotas Art.-16

Una de las más importantes restricciones introducidas por el Reglamento 517/2014 de la UE es la planificación para lograr una reducción de la cantidad de HFC puestos en el mercado que se aplica a los productores e importadores de más de 100 toneladas de CO₂ equivalente de HFC. A partir de la cantidad media anual de HFC producto vendido en el mercado por cada agente entre 2009 y 2012, el reglamento establece una reducción gradual hasta lograr una reducción del 79% en 2030. Con esta reducción de cuota permitida para cada distribuidor necesariamente bajará la disponibilidad de refrigerantes comercializados.

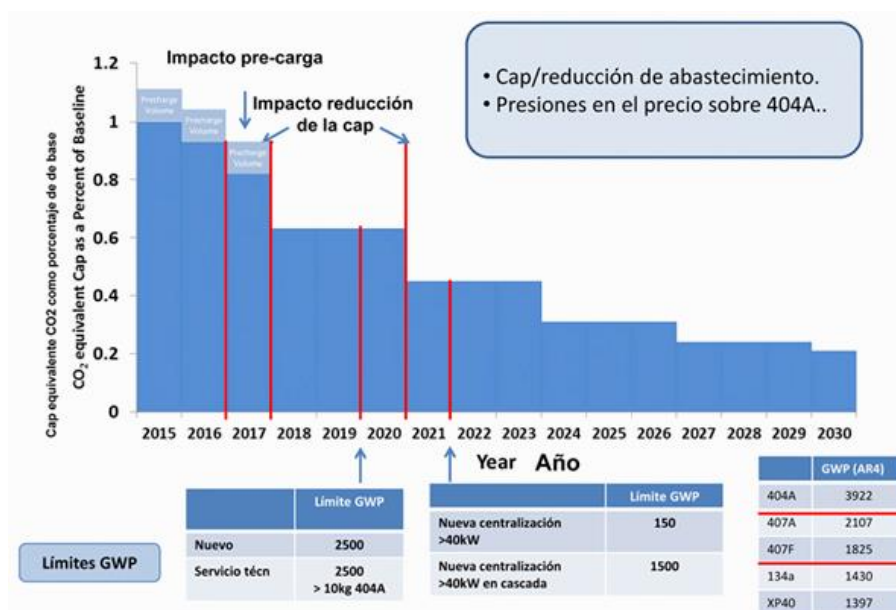


Ilustración 53 - Reducción de HFC en el mercado

7. Reglamento F-Gas

La segunda restricción importante establecida por el Reglamento EU517 / 2014, que favorecerá la realización de la primera, es la prohibición de la utilización de diferentes refrigerantes elevado GWP en aplicaciones de refrigeración, especialmente aquellos con altas tasas de fugas.

La legislación prohíbe el uso de HFC con un GWP superior a 150 en sistemas domésticos nacionales, en los refrigeradores y a congeladores para uso comercial y en aparatos de aire acondicionado móviles (con un período de transición donde el límite es 2500). Sólo se permitirá el uso de refrigerantes con GWP inferior a 150 para sistemas multipack de refrigeración centralizada para uso comercial con una potencia nominal de 40 kW o más, excepto para el circuito de refrigerante primario de los sistemas de cascada, donde se permitirá el uso de gases con un GWP máximo de 1.500. Para los equipos de aire acondicionado móviles se establece el mismo límite de 150. Por lo que respecta a los sistemas individuales split de aire acondicionado que contengan menos de 3 kg de HFC se establece un GWP límite de 750.

Sistemas	GWP
Sistemas multipack de refrigeración centralizada con potencia nominal de 40kW o mas	<150 Circuito primario <1500
Equipos de aire acondicionado móviles	<150
Sistemas individuales split de aire acondicionado (<3kg de HFC)	<750

Tabla 6 - Límites GWP por sistemas

Además, establece un calendario de prohibiciones para cada uno de los grupos de los grupos de sistemas de refrigeración.

Prohibición del empleo de HFC en:	Fecha de Prohibición
Frigoríficos y congeladores domésticos con HFC's con GWP de 150 o mas	1/1/2015
Frigoríficos y congeladores comerciales (herméticamente sellado) con HFC con GWP≥2500	1/1/2020
Frigoríficos y congeladores comerciales (herméticamente sellado) con HFC con GWP≥150	1/1/2022
El equipo fijo de refrigeración, que contiene, o cuyo funcionamiento se base en los HFC con PCG de 2500 o más, excepto los equipos destinados a enfriar los productos a temperaturas inferiores a - 50 ° C	1/1/2020
Sistemas de refrigeración centralizada multipack para uso comercial con una potencia nominal de 40 kW o más (Emplee gases con GWP <150 o <1500 en el primario de la cascada)	1/1/2022
Equipos de aire acondicionado portátiles con HFC con GWP de 150 o más	1/1/2020
Equipos split de aire acondicionado con menos de 3kg de refrigerante y con un GWP de 750 o mas	1/1/2025

Tabla 7 - Calendario de prohibiciones

Además, aunque no se incluye como una prohibición en el Anexo III, el Reglamento UE 517/2014 no permitirá la recarga de los sistemas con un tamaño de carga de más de 40tn equivalentes de CO₂ con nueva HFC de muy alto potencial de calentamiento atmosférico (superior a 2500) a partir de 2022. Esto corresponde a una carga máxima cantidad de 10,2 kg para R404A (GWP₁₀₀ = 3.921,6). Esta última prohibición afectará fuertemente la refrigeración comercial centralizada, especialmente supermercado sistemas de refrigeración, donde el uso de R404A estará claramente limitado.

7. Reglamento F-Gas

Por lo que respecta a la legislación española F-Gas corresponde al Real Decreto 795/2010, entró en vigor en junio de 2010, que regula la comercialización y manipulación de gases fluorados y equipos basados en los mismos, así como la certificación de los profesionales que lo utilizan.

Este reglamento incide en la obligación de certificación de las empresas y el personal involucrados en la instalación, mantenimiento, control de fugas y recuperación de equipos de refrigeración y climatización.

Asimismo, los distribuidores de gases refrigerantes deben asegurarse de que únicamente se venden gases refrigerantes a empresas que estén habilitadas para ello.

Algunos países también están introduciendo limitaciones a la utilización de refrigerantes de alto GWP aplicando elevados impuestos a los refrigerantes. El impuesto sobre los Gases Fluorados de Efecto Invernadero en España (Real Decreto 1042/2013) entró en vigor el pasado 1 de enero de 2014, el cual obliga a añadir el impuesto marcado por la ley 16/2013, de 29 de octubre.

El Impuesto sobre los Gases Fluorados de Efecto Invernadero es un tributo de naturaleza indirecta que recae sobre el consumo de aquellos productos comprendidos en su ámbito objetivo y grava el consumo de estos productos atendiendo al potencial de calentamiento atmosférico (GWP). En la ley 16/2013 en el artículo 5 - apartado 11 se marca las diferentes tarifas que se aplicaran a cada uno de los refrigerantes.

Estará constituido por el resultado de aplicar el coeficiente 0,020 al potencial de calentamiento atmosférico que corresponda a cada gas fluorado, con el máximo de 100 euros por kilogramo (tarifa 1ª), existiendo dos tipos de tarifas más que serían en función de la procedencia del gas.

Epígrafe	Gas fluorado de efecto invernadero	Potencial de calentamiento atmosférico (PCA)	Tipo - €/kg
1.1	Hexafluoruro de azufre.	22.200	100
1.2	HFC - 23.	12.000	100
1.3	HFC - 32.	550	11
1.4	HFC - 41.	97	-
1.5	HFC - 43-10mee.	1.500	30
1.6	HFC - 125.	3.400	68
1.7	HFC - 134.	1.100	22
1.8	HFC - 134a.	1.300	26
1.9	HFC - 152a.	120	-
1.10	HFC - 143.	330	6,6
1.11	HFC - 143a.	4.300	86
1.12	HFC - 227ea.	3.500	70
1.13	HFC - 236cb.	1.300	26
1.14	HFC - 236ea.	1.200	24
1.15	HFC - 236fa.	9.400	100
1.16	HFC - 245ca.	640	12,8
1.17	HFC - 245fa.	950	19
1.18	HFC - 365mfc.	890	17,8
1.19	Perfluorometano.	5.700	100
1.20	Perfluoroetano.	11.900	100
1.21	Perfluoropropano.	8.600	100
1.22	Perfluorobutano.	8.600	100
1.23	Perfluoropentano.	8.900	100
1.24	Perfluorohexano.	9.000	100
1.25	Perfluorociclobutano.	10.000	100

Ilustración 54 - Impuesto sobre Gases Fluorados

Los fabricantes, mayoristas, revendedores, distribuidores o empresas instaladoras con el carnet de manipulación de gases refrigerantes son los encargados de recaudar este impuesto para el Ministerio de Hacienda a través de sus precios. De esta forma, repercutirán el tributo en el precio final que pagan sus clientes.

8. Análisis de Soluciones

A continuación, se detalla para cada uno de los sistemas seleccionados, *Tabla 3 – Sistemas*, Estudiados la selección de los componentes, la configuración, el análisis energético, económico y medio ambiental para cada uno de los sistemas. También se incluye la simulación de cada uno de los ciclos en diferentes emplazamientos de la geografía española.

Para poder realizar una comparativa se debe establecer algún sistema de referencia sobre los cuales se comparan las diferentes alternativas.

8.1. Sistemas de referencia

En la actualidad, en el campo de distribución alimentaria, supermercados, los sistemas con mayor implantación son, dos etapas simples con fluidos diferentes o dos etapas simples con condensador común con único fluido, pero estos sistemas no cumplirán con los requisitos marcados por el reglamento F-Gas.

En este apartado se analizará los dos sistemas mencionados anteriormente.

8.1.1. Dos simples etapas (R1)

El primer sistema de referencia está formado por dos simples etapas con fluidos diferentes R134a para el circuito de media temperatura y R404A para el circuito de baja temperatura, como se explica en el apartado *Tabla 4 - Sistemas Estudiados*

6.3.1. Dos simples etapas. Para este sistema se deben seleccionar el grupo de compresores, el condensador y los intercambiadores internos de media y baja temperatura. Por lo que respecta a la válvula de expansión y el evaporador entrará dentro de la selección de la vitrina frigorífica, por lo que se seleccionaría en conjunto al seleccionar la vitrina, pero está fuera de este estudio.

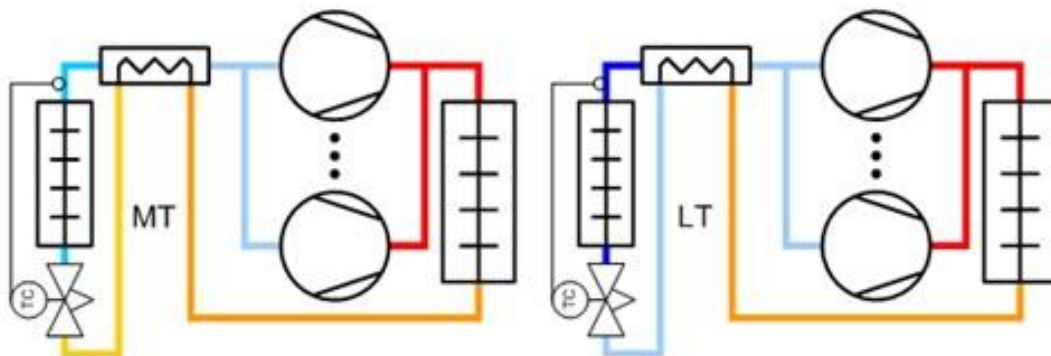


Ilustración 55 - Esquema dos Etapas Simples (Expansión directa)

8.1.1.1. Selección de compresor

El grupo de compresores (Rack) estará compuesto por 2 compresores de R134a más 1 con variador de frecuencia más uno de reserva que se mantendrá parado para el circuito de media temperatura y 1 compresor de R404A más 1 con variador de frecuencia más 1 de reserva para el circuito de baja temperatura, haciendo un total de 3 compresores en MT y 2 en LT más 1 de reserva por cada servicio para cada emplazamiento.

8. Análisis de Soluciones

Los compresores serán compresores de pistones Semi-herméticos de la marca Bitzer.



Ilustración 56 - Compresor de 134a Bitzer

Se diseñarán para que entreguen una potencia frigorífica de 120 kW al servicio de media temperatura (M.T) y 40kW al servicio de (L.T.), como se calcula en el apartado 10.1. *Calculo de potencia frigorífica para compresor*, diseñándolo para las condiciones de funcionamiento específicas para cada emplazamiento como se indican en el apartado 6.1. Características del supermercado tipo.

El sistema se diseñará con un recalentamiento (Recal) del gas aspirado de 10°C con el intercambiador intermedio que provocará un subenfriamiento (Sub) a la salida del condensador de aproximadamente 4°C, además, se tendrá en el evaporador un recalentamiento útil de 3°C y a la salida del condensador no habrá caída de temperatura.

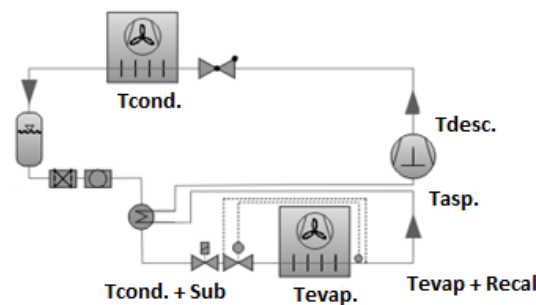


Ilustración 57 - Esquema ciclo compresión simple

En la siguiente tabla se muestran los valores de potencias de los diferentes compresores para cada ciudad, así como su modelo y los valores de temperaturas del ciclo de compresión para cada una de las ciudades.

Para el servicio de MT los compresores serian:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla	
M.T.	Modelo	6FE-40Y-40P	6GE-30Y-40P	6FE-40Y-40P	6FE-40Y-40P
	Nº Compresores	3	3	3	3
	Qe (kW)	45,3	41,7	41,5	41,5
	Qe Total (kW)	135,9	125,2	124,4	124,4
	Qe Total + Var (kW)	156	194,1	208,2	208,2
	T Evap. (°C)	-10	-10	-10	-10
	Recal. (°C)	3	3	3	3
	Tdesc. (°C)	76,9	70,5	82,6	82,6
	Tasp. (°C)	0	0	0	0
	Sub. (°C)	4	4	3,9	3,9
	T Cond. (°C)	45	40	50	50
	Vdesp. (m³/h)	151,6	126,8	151,6	151,6

Tabla 8 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para R1 M.T.

8. Análisis de Soluciones

Por lo que respecta al servicio de LT los compresores serian:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
L.T.				
Modelo	6GE-34Y-40P	4FE-28Y-40P	6FE-44Y-40P	6FE-44Y-40P
Nº Compresores	2	2	2	2
Qe (kW)	22,6	20,4	22,7	22,7
Qe Total (kW)	45,1	40,7	45,5	45,5
Qe Total + Var (kW)	57,2	51,7	57,6	57,6
T Evap. (°C)	-30	-30	-30	-30
Recal. (°C)	3	3	3	3
Tdesc. (°C)	84,5	77,5	92,3	92,3
Tasp. (°C)	-20	-20	-20	-20
Sub. (°C)	3,5	3,6	3,3	3,3
T Cond. (°C)	45	40	50	50
Vdesp. (m ³ /h)	126.8	101.8	151.6	151.6

Tabla 9 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para R1 L.T.

8.1.1.2. Selección de Condensadores

El condensador será un condensador horizontal de la marca Guntner con encendido secuencial de los ventiladores para regular el nivel de condensación.



Ilustración 58 - Condensador horizontal

El criterio que se empleará para la selección del componente será el nivel sonoro, debido a que el supermercado estará cerca de casas deberá producir el menor ruido posible.

Para el diseño de los condensadores es necesario saber la potencia que van a tener que disipar, que se obtiene del pack Calculation Pro al introducirle los compresores, obteniendo:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Altura (m)	40	250	595	20
T aire	29,8	25	33,7	35,5
HR	65	71	41	47
Capacidad M.T. (kW)	219	194,1	208,2	208,2
Capacidad L.T. (kW)	100,5	85,3	109,3	109,3
Capacidad Total (kW)	319,5	279,4	317,5	317,5

Tabla 10 - Parámetros para la selección de condensador para R1

8. Análisis de Soluciones

El condensador estará compuesto por dos circuitos independientes para cada uno de los fluidos, cada circuito tendrá que tener la capacidad de disipar la potencia correspondiente a su servicio.

Los condensadores necesarios para disipar la potencia y que ofrecen el menor nivel sonoro son:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Modelo	GVH 080,3A/2x2-N(D).E	GVH 080.4A/4-M(D).E	GVH 080,4A/4-M(D).E	GVH 090.3C/3-M(D).E
Nivel Sonoro (dB)	54	51	51	53

Tabla 11 - Condensadores por emplazamiento en R1

8.1.1.3. Selección de Intercambiadores

Los intercambiadores internos para la recuperación de energía serán intercambiadores de placas de la marca SSWEP.



Ilustración 59 - Intercambiador de placas

Para la selección del intercambiador interno será necesario conocer el tipo de fluidos que hay en ambos lados, así como su presión, las temperaturas de entrada y salida y el caudal que circula. Estos intercambiadores se han calculado para el caudal máximo que suministrarán los compresores.

	Castello		Vigo		Madrid		Sevilla	
Servicio	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT
Fluido 1	R404A	R134a	R404A	R134a	R404A	R134a	R404A	R134a
Presión 1(bar)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)
Fluido 2	R404A	R134a	R404A	R134a	R404A	R134a	R404A	R134a
Presión 2(bar)	2(Gas)	2(Gas)	2(Gas)	2(Gas)	2(Gas)	2(Gas)	2(Gas)	2(Gas)
Ti1(°C)	44,7	45	39,6	40	49,7	50	49,7	50
To1(°C)	41,2	41,1	36	36	46,4	46,1	46,4	46,1
Ti2(°C)	-27	-7	-27	-7	-27	-7	-27	-7
To2(°C)	-20	0	-20	0	-20	0	-20	0
Q(kg/h)	1815	3587	1497	3131	2032	3483	2032	3483
Q(kg/s)	0,50	1,00	0,42	0,87	0,56	0,97	0,56	0,967
Modelo	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20

Tabla 12 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en R1

8.1.2. Dos simples etapas con condensador común (R2)

El segundo sistema de referencia está formado por dos simples etapas con condensador común y único fluido de trabajo, el 404A, como se explica en el apartado 6.3.2. *Dos simples etapas con condensador común*. Para este sistema se debe seleccionar, al igual que en el de dos simples etapas, el grupo de compresores, el condensador y los intercambiadores interno de media y baja temperatura. Por lo que respecta a la válvula de expansión y el evaporador entraría dentro de la selección de la vitrina frigorífica, por lo que se seleccionaría en conjunto al seleccionar la vitrina, pero está fuera de este estudio.

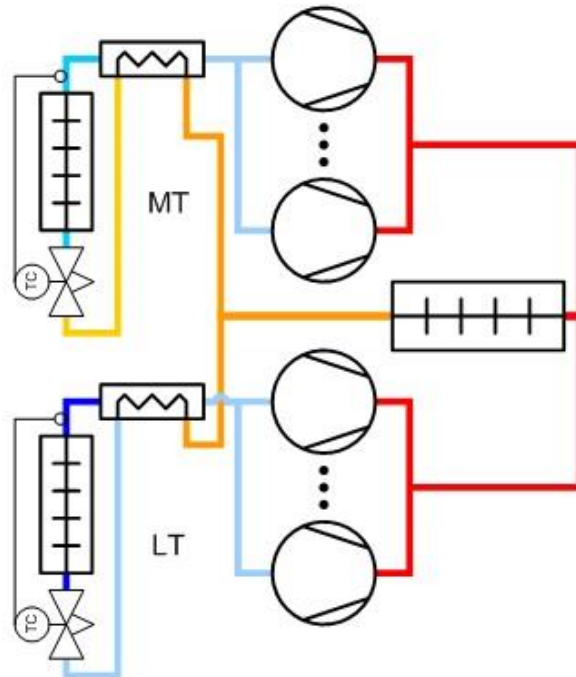


Ilustración 60 - Dos etapas simples con condensador común

8.1.2.1. Selección de compresores

El grupo de compresores (Rack) estará compuesto por 2 compresores de R404A más 1 con variador de frecuencia más uno de reserva que se mantendrá parado para el circuito de media temperatura y 1 compresor de R404A más 1 con variador de frecuencia más 1 de reserva para el circuito de baja temperatura. haciendo un total de 3 compresores en MT y 2 en LT más 1 de reserva por cada servicio para cada emplazamiento.

Los compresores serán compresores de pistones Semi-herméticos de la marca Bitzer.



Ilustración 61 - Compresor de 134a Bitzer

8. Análisis de Soluciones

Se diseñarán para que entreguen una potencia frigorífica de 120 kW al servicio de media temperatura (M.T) y 40kW al servicio de (L.T.), como se calcula en el apartado 10.1. *Calculo de potencia frigorífica para compresor*, diseñándolo para las condiciones de funcionamiento específicas para cada emplazamiento como se indican en el apartado 6.1. Características del supermercado tipo.

El sistema se diseñará con un recalentamiento (Recal) del gas aspirado de 10°C con el intercambiador intermedio que provocará un subenfriamiento (Sub) a la salida del condensador de aproximadamente 4°C, además, se tendrá en el evaporador un recalentamiento útil de 3°C y a la salida del condensador no habrá caída de temperatura.

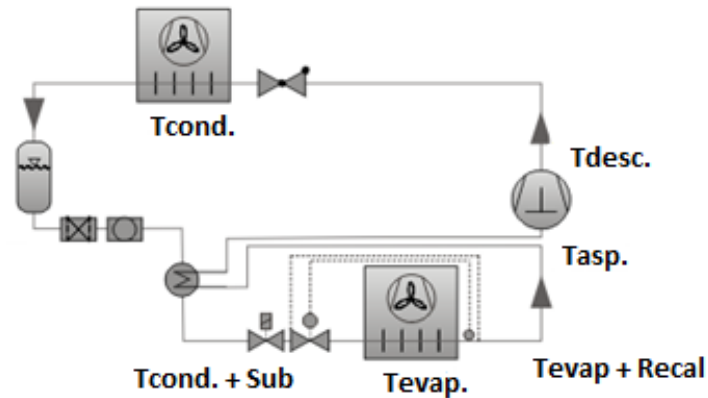


Ilustración 62 - Esquema ciclo compresión simple

En la siguiente tabla se muestran los valores de potencias de los diferentes compresores para cada ciudad, así como su modelo y los valores de temperaturas del ciclo de compresión para cada una de las ciudades.

Para el servicio de MT los compresores serían:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
M.T.	Modelo	4GE-23Y-40P	4GE-23Y-40P	4FE-28Y-40P
	Nº Compresores	3	3	3
	Qe (kW)	41.1	45.7	43.1
	Qe Total (kW)	123.2	137.1	129.2
	Qe Total + Var (kW)	143.4	159,5	150,5
	T Evap. (°C)	-10	-10	-10
	Recal. (°C)	3	3	3
	Tdesc. (°C)	73.4	67.4	79.5
	Tasp. (°C)	0	0	0
	Sub. (°C)	3.9	3.9	3.7
	T Cond. (°C)	45	40	50
	Vdesp. (m³/h)	101.98	84.5	101.8

Tabla 13 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para R2 M.T.

8. Análisis de Soluciones

Por lo que respecta al servicio de LT los compresores serian:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
L.T.	Modelo	6GE-34Y-40P	4FE-28y-40P	6FE-44Y-40P
	Nº Compresores	2	2	2
	Qe (kW)	22.6	20.4	22.7
	Qe Total (kW)	45.1	40.7	45.5
	Qe Total + Var (kW)	57.2	51,7	57,6
	T Evap. (°C)	-30	-30	-30
	Recal. (°C)	3	3	3
	Tdesc. (°C)	84.5	77.5	92.3
	Tasp. (°C)	-20	-20	-20
	Sub. (°C)	3.5	3.6	3.3
	T Cond. (°C)	45	40	50
	Vdesp. (m ³ /h)	126.8	101.8	151.6

Tabla 14 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para R2 L.T.

8.1.2.2. Selección de Condensador

El condensador será un condensador horizontal de la marca Guntner con encendido secuencial de los ventiladores para regular el nivel de condensación.



Ilustración 63 - Condensador horizontal

El criterio que se empleará para la selección del componente será el nivel sonoro, debido a que el supermercado estará cerca de casas deberá producir el menor ruido posible.

Para el diseño de los condensadores, es necesario saber la potencia que van a tener que disipar, que se obtiene del pack Calculation Pro al introducirle los compresores, obteniendo:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Altura (m)	40	250	595	20
T aire	29,8	25	33,7	35,5
HR	65	71	41	47
Capacidad M.T. (kW)	209,7	222,9	231,9	231,9
Capacidad L.T. (kW)	100,5	85,3	109,3	109,3
Capacidad Total (kW)	310,2	308,2	341,2	341,2

Tabla 15 - Parámetros para la selección de condensador para R1

8. Análisis de Soluciones

Para la selección del condensador, la potencia que tendrá que ser capaz de disipar, debido a la configuración de condensador común, será la capacidad total de ambos circuitos.

Los condensadores necesarios para disipar la potencia y que ofrecen el menor nivel sonoro son:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Modelo	GVH 090,3B/3-M(D).E	GVH 090.3B/3-M(D).E	S-GVH 080.4A/4-M(D).E	S-GVH 080.3D/N(D).E
Nivel Sonoro	53	53	51	52

Tabla 16 - Condensadores por emplazamiento en R2

8.1.2.3. Selección de Intercambiadores

Los intercambiadores internos para la recuperación de energía serán intercambiadores de placas de la marca Swep.



Ilustración 64 - Intercambiador de placas

Para la selección del intercambiador interno, será necesario conocer el tipo de fluidos que hay en ambos lados, así como su presión, las temperaturas de entrada y salida y el caudal que circula. Estos intercambiadores se han calculado para el caudal máximo que suministrarán los compresores.

	Castello		Vigo		Madrid		Sevilla	
Servicio	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT
Fluido 1	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A
Presión 1(bar)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)
Fluido 2	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A
Presión 2(bar)	2(Gas)	5(Gas)	2(Gas)	5(Gas)	2(Gas)	5(Gas)	2(Gas)	5(Gas)
Ti1(°C)	44,7	44,7	39,6	39,6	49,7	49,7	49,7	49,7
To1(°C)	41,2	40,8	36	35,7	46,4	46	46,4	46
Ti2(°C)	-27	-7	-27	-7	-27	-7	-27	-7
To2(°C)	-20	0	-20	0	-20	0	-20	0
Q(kg/h)	1815	4367	1497	4486	2032	5023	2032	5023
Q(kg/s)	0,50	1,21	0,42	1,25	0,56	1,40	0,56	1,40
Modelo	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20

Tabla 17 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en R2

8.2. Alternativas

A continuación, se analizará una serie de sistemas alternativos a los actuales capaces de cumplir la misma función que los anteriores pero que si cumplirían con el reglamento F-Gas.

8.2.1. Cascada (A1)

La primera alternativa será una cascada con dos fluidos de trabajo, en MT se evaluará dos fluidos, el 134a y el 407A, mientras que el servicio de LT tendrá CO₂ subcrítico. Este sistema esta explicado en el apartado 6.3.3. *Cascada*. Para este sistema se deben seleccionar el grupo de compresores, el condensador, los intercambiadores internos de media y baja temperatura, el intercambiador unión entre los dos servicios y la válvula de expansión que se encuentra antes del intercambiador. Por lo que respecta a las válvulas de expansión que están antes del evaporador y el evaporador entrarían en la selección de la vitrina frigorífica, por lo que se seleccionaría en conjunto al seleccionar la vitrina, pero está fuera de este estudio.

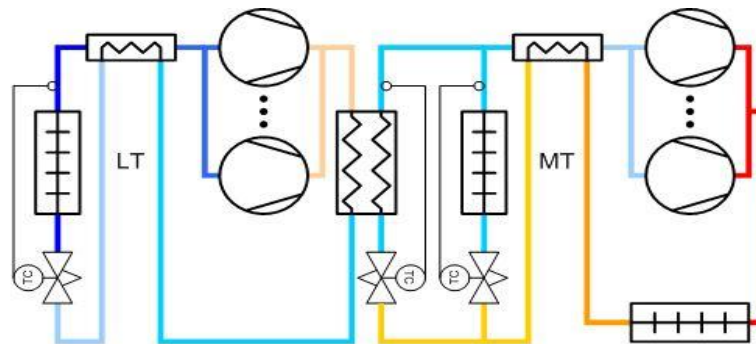


Ilustración 65 - Cascada

8.2.1.1. Selección de Compresores

El grupo de compresores (Rack) estará compuesto por varios compresores que dependerá bastante del fluido de trabajo y el emplazamiento que en la *Tabla 18* - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A1 M.T y 134a y *Tabla 19* - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A1 M.T y 407A se detallan el número de compresores para cada uno de los fluidos y emplazamientos; uno de ellos tendrá variador de frecuencia y habrá uno de reserva que se mantendrá parado para el circuito de media temperatura, en el servicio de baja temperatura debido a la forma de trabajar del sistema en cascada el compresor será el mismo para todos los fluidos de trabajo y emplazamiento, por lo que el RAC de LT estará compuesto por 1 compresor de CO₂ más 1 con variador de frecuencia más 1 de reserva para el circuito de baja temperatura.

Los compresores serán compresores de pistones Semi-herméticos de la marca Bitzer.



Ilustración 66 - Compresor de 134a & 407A(izq.) y CO₂ (Der) Bitzer

8. Análisis de Soluciones

Se diseñarán para que entreguen una potencia frigorífica de 208.9 kW al servicio de media temperatura (M.T) y 40kW al servicio de (L.T.), como se calcula en el apartado 10.1. *Calculo de potencia frigorífica para compresor*, diseñándolo para las condiciones de funcionamiento específicas para cada emplazamiento como se indican en el apartado 6.1. Características del supermercado tipo.

El sistema se diseñará con un recalentamiento (Recal) del gas aspirado de 10°C con el intercambiador intermedio que provocará un subenfriamiento (Sub) a la salida del condensador de aproximadamente 4°C, además, se tendrá en el evaporador un recalentamiento útil de 3°C y a la salida del condensador no habrá caída de temperatura.

En el caso del CO₂, el programa no deja introducir un intercambiador interno, por lo que el cálculo se hará sin este elemento ya que no afecta tanto a nivel de diseño, pero si a nivel de funcionamiento.

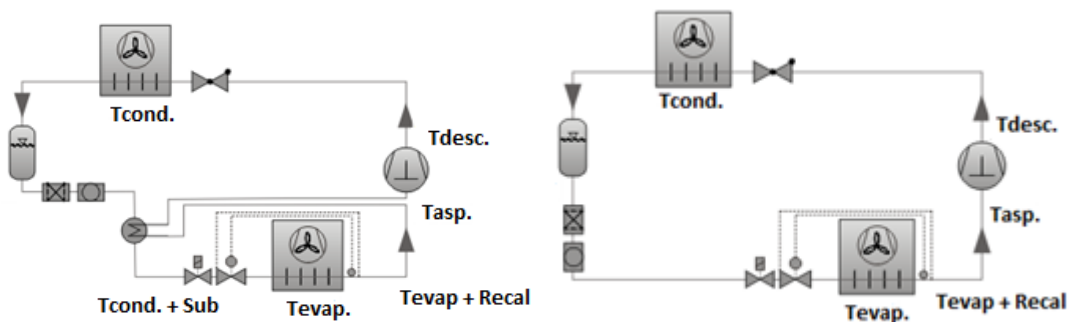


Ilustración 67 - Esquema ciclo compresión simple de 134a/407A (Izq.) y CO₂(der)

En las siguientes tablas se muestran los valores de potencias de los diferentes compresores para cada ciudad, así como su modelo y los valores de temperaturas del ciclo de compresión para cada una de las ciudades.

Para el sistema empleando 134a en el circuito de M.T

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Modelo	6FE-40Y-40P	6FE-40Y-40P	6GE-30Y-40P	6GE-30Y-40P
Nº Compresores	5	5	6	6
Qe (kW)	45,3	49,1	35,4	35,4
Qe Total (kW)	226	245	213	213
Qe Total + Var (kW)	246,8	266,8	229	229
T Evap. (°C)	-10	-10	-10	-10
Recal. (°C)	3	3	3	3
Tdesc. (°C)	76,9	71,2	82,1	82,1
Tasp. (°C)	0	0	0	0
Sub. (°C)	3,9	4	3,9	3,9
T Cond. (°C)	45	40	50	50
Vdesp. (m ³ /h)	151,6	151,6	126,8	126,8

Tabla 18 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A1 M.T y 134a

8. Análisis de Soluciones

Para el sistema empleando R407A en el circuito de M.T.

		Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
M.T.	Modelo	6GE-34Y-40P	6FE-44Y-40P	6FE-44Y-40P	6FE-44Y-40P
	Nº Compresores	4	3	4	4
	Qe (kW)	57,5	75,8	62,8	62,8
	Qe Total (kW)	230	227	251	251
	Qe Total + Var (kW)	259,6	264,2	283,8	283,8
	T Evap. (°C)	-10	-10	-10	-10
	Recal. (°C)	3	3	3	3
	Tdesc. (°C)	86,4	79,4	93,3	93,3
	Tasp. (°C)	0	0	0	0
	Sub. (°C)	3,8	4	3,7	3,7
	T Cond. (°C)	45	40	50	50
	Vdesp. (m³/h)	126,9	151,6	151,6	151,6

Tabla 19 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A1 M.T y 407A

Por lo que respecta al servicio de LT el compresor sería:

Todos los emplazamientos		
L.T.	Modelo	2DSL-5K-40S
	Nº Compresores	2
	Qe (kW)	20,7
	Qe Total (kW)	41,4
	Qe Total + Var (kW)	48,9
	T Evap. (°C)	-30
	Recal. (°C)	3
	Tdesc. (°C)	43,8
	Tasp. (°C)	-20
	Sub. (°C)	-
	T Cond. (°C)	-6
	Vdesp. (m³/h)	9,22

Tabla 20 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A1 LT

8.2.1.2. Selección de Condensadores

El condensador será un condensador horizontal de la marca Guntner con encendido secuencial de los ventiladores para regular el nivel de condensación.



Ilustración 68 - Condensador horizontal

8. Análisis de Soluciones

El criterio que se empleará para la selección del componente será el nivel sonoro, debido a que el supermercado estará cerca de casas por lo que deberá producir el menor ruido posible.

Para el diseño de los condensadores es necesario saber la potencia que van a tener que disipar, que se obtiene del pack Calculation Pro al introducirle los compresores, obteniendo:

Para el 134a:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Altura (m)	40	250	595	20
T aire	29,8	25	33,7	35,5
HR	65	71	41	47
Capacidad M.T. (kW)	345,7	361,7	331,6	331,6
Capacidad L.T. (kW)	58,3	58,3	58,3	58,3
Capacidad Total (kW)	404	420	389,9	389,9

Tabla 21 - Parámetros para la selección de condensador para A1 y 134a

Para el 407A:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Altura (m)	40	250	595	20
T aire	29,8	25	33,7	35,5
HR	65	71	41	47
Capacidad M.T. (kW)	367,4	360,7	418,2	418,2
Capacidad L.T. (kW)	58,3	58,3	58,3	58,3
Capacidad Total (kW)	425,7	419	476,5	476,5

Tabla 22 - Parámetros para la selección de condensador para A1 y 407A

Para la selección del condensador, la potencia que tendrá que ser capaz de disipar, debido a la configuración de cascada, solo será la capacidad del servicio de media temperatura.

Los condensadores necesarios para disipar la potencia y que ofrecen el menor nivel sonoro son:

		Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
134a	Modelo	GVH 080.3B/4-N(D).E	GVH 080.3B/4-N(D).E	GVH 090.3C/3-M(D).E	GVH 080.3B/4-N(D).E
	Nivel Sonoro	53	53	53	53
407A	Modelo	GVH 080.3B/4-N(D).E	GVH 080.3C/4-N(D).E	GVH 090.3B/4-M(D).E	GVH 080.3B/5-N(D).E
	Nivel Sonoro	53	54	53	54

Tabla 23 - Condensadores por emplazamiento en A1

8. Análisis de Soluciones

8.2.1.3. Selección de intercambiadores

Los intercambiadores internos para la recuperación de energía serán intercambiadores de placas de la marca SSWEP.



Ilustración 69 - Intercambiador de placas

Para la selección del intercambiador interno será necesario conocer el tipo de fluidos que hay en ambos lados, así como su presión, las temperaturas de entrada y salida y el caudal que circula. Estos intercambiadores se han calculado para el caudal máximo que suministrarán los compresores.

Para el R134a:

Servicio	Castello		Vigo		Madrid		Sevilla	
	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT
Fluido 1	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a
Presión 1(bar)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)
Fluido 2	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a
Presión 2(bar)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)
Ti1(°C)	-6	45	-6	40	-6	50	-6	50
To1(°C)	-10	41,1	-10	36	-10	46,1	-10	46,1
Ti2(°C)	-27	-7	-27	-7	-27	-7	-27	-7
To2(°C)	-20	0	-20	0	-20	0	-20	0
Q(kg/s)	0,16	1,66	0,16	1,71	0,16	1,65	0,16	1,65
Modelo	B8THx20	B8THx20 (CO ₂)	B8THx20	B8THx20 (CO ₂)	B8THx20	B8THx20 (CO ₂)	B8THx20	B8THx20 (CO ₂)

Tabla 24 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A1 y R134a

Para el R407A:

Servicio	Castello		Vigo		Madrid		Sevilla	
	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT
Fluido 1	R744	R407A	R744	R407A	R744	R407A	R744	R407A
Presión 1(bar)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)
Fluido 2	R744	R407A	R744	R407A	R744	R407A	R744	R407A
Presión 2(bar)	20(Gas)	4(Gas)	20(Gas)	4(Gas)	20(Gas)	4(Gas)	20(Gas)	4(Gas)
Ti1(°C)	-6	40,8	-6	35,6	-6	46	-6	46
To1(°C)	-10	37	-10	31,6	-10	42,3	-10	42,3
Ti2(°C)	-27	-7	-27	-7	-27	-7	-27	-7
To2(°C)	-20	0	-20	0	-20	0	-20	0
Q(kg/s)	0,16	1,66	0,16	1,55	0,16	1,93	0,16	1,93
Modelo	B8THx2 0	B8THx20 (CO ₂)	B8THx2 0	B8THx20 (CO ₂)	B8THx2 0	B8THx20 (CO ₂)	B8THx2 0	B8THx20 (CO ₂)

Tabla 25 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A1 y R407A

8. Análisis de Soluciones

Por otro lado, se debe diseñar el intercambiador de unión, debido a la configuración de la cascada, el circuito de baja temperatura trabaja a las mismas condiciones independientemente del emplazamiento y del fluido de trabajo en el circuito primario, por lo que la selección del intercambiador es el mismo para los 4 emplazamientos.

Para la selección del intercambiador de unión entre los dos ciclos será necesario conocer el tipo de fluido que hay en ambos lados, así como su presión, las temperaturas de entrada y salida y la potencia transmitida.

Intercambiador	Unión
Fluido 1	R134a
Fluido 2	R744
T evap	-10
T cond	-6
T entrada	35
Potencia Transmitida (kW)	88,9
Modelo	B120TH x 60

Tabla 26 - Parámetros para la selección del intercambiador de unión en A1

8.2.1.4. Selección de válvula de expansión

La válvula de expansión será una válvula electrónica de tipo proporcional de la marca Carel.



Ilustración 70 - Válvula de expansión

Para la selección de la válvula es necesario cual es la capacidad mínima como se ha calculado en el apartado 10.4. *Calculo de la Potencia Frigorífica para Válvula Expansión*. La válvula a diseñar es la de antes del intercambiador y será la misma para todos los emplazamientos estudiados.

	Válvula 1
Capacidad mínima	88.9kW
Modelo	E3V/45
Nº Válvulas	2
Capacidad de la válvula	61.4

Tabla 27 - Modelo de válvula de expansión en A1

8. Análisis de Soluciones

8.2.2. Cascada con fluido secundario a MT (A2)

La segunda alternativa, será una cascada indirecta con dos fluidos de trabajo, en MT se evaluará dos fluidos, el 134a y el 407A, mientras que el servicio de LT tendrá CO₂ subcrítico; para dar los servicios a las vitrinas de media temperatura se empleará el propileno glicol como fluido secundario. Este sistema está explicado en el apartado 6.3.4. *Cascada con fluido secundario a M.T.* Para este sistema se deben seleccionar el grupo de compresores, el condensador, los intercambiadores internos de media y baja temperatura, el intercambiador unión entre los dos servicios y la válvula de expansión que se encuentra antes del intercambiador. Por lo que respecta a las válvulas de expansión que están antes del evaporador y el evaporador entrarían en la selección de la vitrina frigorífica, por lo que se seleccionaría en conjunto al seleccionar la vitrina, pero está fuera de este estudio.

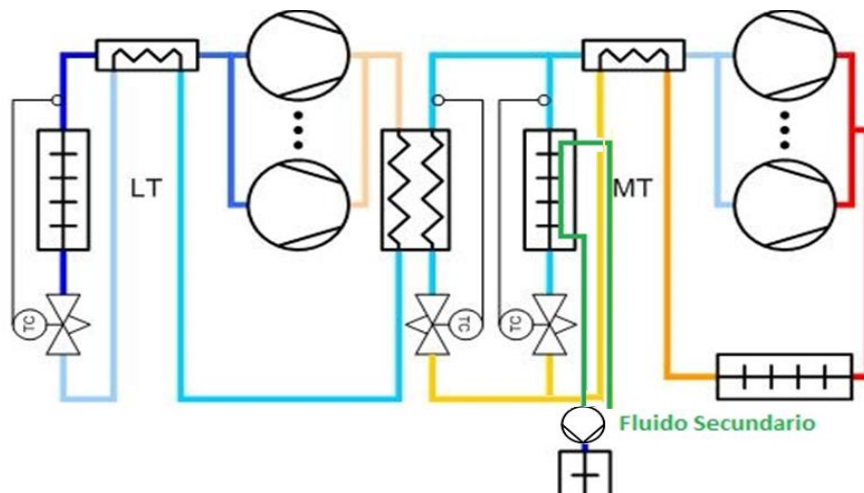


Ilustración 71 - Cascada con Fluido Secundario

8.2.2.1. Selección de compresores

El grupo de compresores (Rack) estará compuesto por varios compresores que dependerá bastante del fluido de trabajo y el emplazamiento que en la *Tabla 28* - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A2 M.T y 134a y *Tabla 29* - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A2 M.T y 407A se detallan el número de compresores para cada uno de los fluidos y emplazamientos; uno de ellos tendrá variador de frecuencia y habrá uno de reserva que se mantendrá parado para el circuito de media temperatura, en el servicio de baja temperatura debido a la forma de trabajar del sistema en cascada el compresor será el mismo para todos los fluidos de trabajo y emplazamiento, por lo que el RAC de LT estará compuesto por 1 compresor de CO₂ más 1 con variador de frecuencia más 1 de reserva para el circuito de baja temperatura.

Los compresores serán compresores de pistones Semi-herméticos de la marca Bitzer.

Ilustración 72 - Compresor de 134a & 407A(izq.) y CO₂ (Der) Bitzer

8. Análisis de Soluciones

Se diseñarán para que entreguen una potencia frigorífica de 217kW al servicio de media temperatura (M.T) y 40kW al servicio de (L.T.), como se calcula en el apartado 10.1. *Calculo de potencia frigorífica para compresor*, diseñándolo para las condiciones de funcionamiento específicas para cada emplazamiento como se indican en el apartado 6.1. Características del supermercado tipo.

El sistema se diseñará con un recalentamiento (Recal) del gas aspirado de 10°C con el intercambiador intermedio que provocará un subenfriamiento (Sub) a la salida del condensador de aproximadamente 4°C, además, se tendrá en el evaporador un recalentamiento útil de 3°C y a la salida del condensador no habrá caída de temperatura.

En el caso del CO₂, el programa no deja introducir un intercambiador interno, por lo que el cálculo se hará sin este elemento ya que no afecta tanto a nivel de diseño, pero si a nivel de funcionamiento.

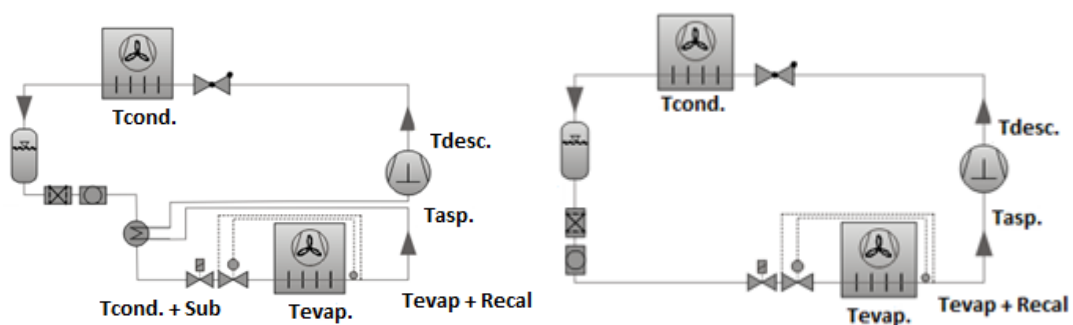


Ilustración 73 - Esquema ciclo compresión simple de 134a/407A (Izq.) y CO₂(der)

En las siguientes tablas se muestran los valores de potencias de los diferentes compresores para cada ciudad, así como su modelo y los valores de temperaturas del ciclo de compresión para cada una de las ciudades.

Para el sistema empleando 134a en el circuito de M.T

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
M.T.				
Modelo	6FE-40Y-40P	6FE-40Y-40P	6FE-40Y-40P	6FE-40Y-40P
Nº Compresores	6	6	7	7
Qe (kW)	37	40,2	33,7	33,7
Qe Total (kW)	222	241	236	236
Qe Total + Var (kW)	239,4	259,7	253	253
T Evap. (°C)	-14	-14	-14	-14
Recal. (°C)	3	3	3	3
Tdesc. (°C)	79,5	73,7	85,3	85,3
Tasp. (°C)	-4	-4	-4	-4
Sub. (°C)	3,9	3,9	3,8	3,8
T Cond. (°C)	45	40	50	50
Vdesp. (m³/h)	151,6	151,6	151,6	151,6

Tabla 28 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A2 M.T y 134a

8. Análisis de Soluciones

Para el sistema empleando R407A en el circuito de M.T.

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla	
M.T.	Modelo	6FE-44Y-40P	6FE-44Y-40P	6FE-44Y-40P	6FE-44Y-40P
	Nº Compresores	4	4	5	5
	Qe (kW)	56,8	62,5	51,2	51,2
	Qe Total (kW)	227	250	256	256
	Qe Total + Var (kW)	257,4	282,7	284,8	284,8
	T Evap. (°C)	-14	-14	-14	-14
	Recal. (°C)	3	3	3	3
	Tdesc. (°C)	89,8	82,6	97,1	97,1
	Tasp. (°C)	-4	-4	-4	-4
	Sub. (°C)	3,8	3,9	3,6	3,6
	T Cond. (°C)	45	40	50	50
	Vdesp. (m³/h)	151,6	151,6	151,6	151,6

Tabla 29 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A2 M.T y 407A

Por lo que respecta al servicio de LT el compresor sería:

Todos los emplazamientos		
L.T.	Modelo	2DSL-5K
	Nº Compresores	2
	Qe (kW)	22
	Qe Total (kW)	44
	Qe Total + Var (kW)	51,5
	T Evap. (°C)	-30
	Recal. (°C)	3
	Tdesc. (°C)	33,8
	Tasp. (°C)	-20
	Sub. (°C)	-
	T Cond. (°C)	-10
	Vdesp. (m³/h)	9,22

Tabla 30 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A2 L.T

8.2.2.2. Selección de Bombas

La bomba que se empleará en este sistema será una bomba de propilen-glicol de la marca WILO.



Ilustración 74 - Bomba de Fluido Secundario en A2

8. Análisis de Soluciones

Para la selección de la bomba de glicol para los servicios de media temperatura se necesita el caudal másico que deberá suministrar para lograr los niveles térmicos requeridos en la vitrina (calculado en el apartado 10.3. *Calculo de las bombas*)

$$\dot{m} = 24.91 \text{GPM}$$

A continuación, con el valor del caudal necesario se busca en la gráfica cual es la bomba que nos podrá suministrar ese caudal para un nivel de presión determinado. En el caso de estudio debido a que no se diseñan los conductos del fluido no se puede saber cuál es la presión que tendrá que suministrar, pero se observa como la bomba BL-E-40 será capaz de suministrar este caudal en prácticamente cualquier nivel de presión.

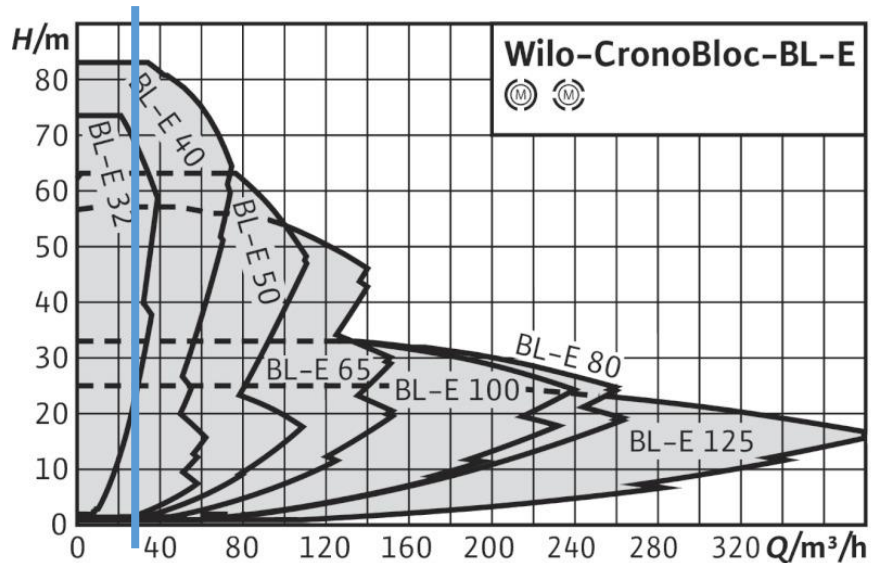


Ilustración 75 - Diagrama H-Q bomba WILO

La bomba seleccionada será la BL-E-40 que será capaz de dar el caudal requerido, teniendo una potencia nominal de 5.5kW.

8.2.2.3. Selección de condensadores

El condensador será un condensador horizontal de la marca Guntner con encendido secuencial de los ventiladores para regular el nivel de condensación.



Ilustración 76 - Condensador Horizontal

El criterio que se empleará para la selección del componente será el nivel sonoro, debido a que el supermercado estará cerca de casas deberá producir el menor ruido posible.

8. Análisis de Soluciones

Para el diseño de los condensadores es necesario saber la potencia que van a tener que disipar, que se obtiene del pack Calculation Pro al introducirle los compresores, obteniendo:

Para el 134a:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Altura (m)	40	250	595	20
T aire	29,8	25	33,7	35,5
HR	65	71	41	47
Capacidad M.T. (kW)	345,6	362,3	378,9	378,9
Capacidad L.T. (kW)	59,8	59,8	59,8	59,8
Capacidad Total (kW)	405,4	422,1	438,7	438,7

Tabla 31 - Parámetros para la selección de condensador para A2 y 134a

Para el 407A:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Altura (m)	40	250	595	20
T aire	29,8	25	33,7	35,5
HR	65	71	41	47
Capacidad M.T. (kW)	375,7	393,6	434,1	434,1
Capacidad L.T. (kW)	59,8	59,8	59,8	59,8
Capacidad Total (kW)	435,5	453,4	493,9	493,9

Tabla 32 - Parámetros para la selección de condensador para A2 y 407A

Para la selección del condensador, la potencia que tendrá que ser capaz de disipar, debido a la configuración de cascada, solo será la capacidad del servicio de media temperatura.

Los condensadores necesarios para disipar la potencia y que ofrecen el menor nivel sonoro son:

		Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
134a	Modelo	GVH 080.3B/4-N(D).E	GVH 080.3B/4-N(D).E	GVH 080.3B/4-N(D).E	GVH 090,3B/4-M(D).E
	Nivel Sonoro	53	53	53	53
407A	Modelo	GVH 080.3C/4-N(D).E	GVH 080.3D/4-N(D).E	GVH 080.3D/4-N(D).E	GVH 080.4A/6-M(D).E
	Nivel Sonoro	54	53	53	52

Tabla 33 - Condensadores por emplazamiento en A2

8. Análisis de Soluciones

8.2.2.4. Selección de intercambiadores

Los intercambiadores internos para la recuperación de energía serán intercambiadores de placas de la marca SSWEP.



Ilustración 77 - Intercambiador de placas

Para la selección del intercambiador interno, será necesario conocer el tipo de fluidos que hay en ambos lados, así como su presión, las temperaturas de entrada y salida y el caudal que circula. Estos intercambiadores se han calculado para el caudal máximo que suministrarán los compresores.

Para el R134a:

Servicio	Castello		Vigo		Madrid		Sevilla	
	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT
Fluido 1	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a
Presión 1(bar)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)
Fluido 2	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a
Presión 2(bar)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)
Ti1(°C)	-10	45	-10	40	-10	50	-10	50
To1(°C)	-14	41,1	-14	36,1	-14	46,2	-14	46,2
Ti2(°C)	-27	-11	-27	-11	-27	-11	-27	-11
To2(°C)	-20	-4	-20	-4	-20	-4	-20	-4
Q(kg/h)	584	5969	584	6148	584	6734	584	6734
Q(kg/s)	0,16	1,66	0,16	1,71	0,16	1,87	0,16	1,87
Modelo	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20

Tabla 34 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A2 y R134a

Para el R407A:

Servicio	Castello		Vigo		Madrid		Sevilla	
	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT
Fluido 1	R744	R407A	R744	R407A	R744	R407A	R744	R407A
Presión 1(bar)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)
Fluido 2	R744	R407A	R744	R407A	R744	R407A	R744	R407A
Presión 2(bar)	20(Gas)	4(Gas)	20(Gas)	4(Gas)	20(Gas)	4(Gas)	20(Gas)	4
Ti1(°C)	-10	40,8	-10	35,6	-10	46	-10	46
To1(°C)	-14	37	-14	31,7	-14	42,4	-14	42,4
Ti2(°C)	-27	-11	-27	-11	-27	-11	-27	-11
To2(°C)	-20	-4	-20	-4	-20	-4	-20	-4
Q(kg/h)	584	5999	584	6218	584	7211	584	7211
Q(kg/s)	0,16	1,66	0,16	1,55	0,16	1,93	0,16	1,93
Modelo	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20

Tabla 35 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A2 y R407A

8. Análisis de Soluciones

Por otro lado, se debe diseñar el intercambiador de unión, debido a la configuración de la cascada, el circuito de baja temperatura trabaja a las mismas condiciones independientemente del emplazamiento y del fluido de trabajo en el circuito primario, por lo que la selección del intercambiador es el mismo para los 4 emplazamientos.

Para la selección del intercambiador de unión entre los dos ciclos y el intercambiador de unión con el circuito secundario, será necesario conocer el tipo de fluido que hay en ambos lados, así como la temperatura de evaporación, condensación y entrada y la potencia transmitida.

Intercambiador	Unión	Circuito Secundario
Fluido 1	R134a	R134a
Fluido 2	R744	Glicol
T evap	-14	-14
T cond	-10	-10
T entrada	35	35
Potencia Transmitida (kW)	91,5	125,5
Modelo	B120TH x 60	2 x B120TH x 50

Tabla 36 - Parámetros para la selección del intercambiador de unión en A2

8.2.2.5. Selección de válvula de expansión

La válvula de expansión será una válvula electrónica de tipo proporcional de la marca Carel.



Ilustración 78 - Válvula de expansión

Para la selección de la válvula es necesario cual es la capacidad mínima, como se ha calculado en el apartado 10.4. *Calculo de la Potencia Frigorífica para Válvula Expansión*. La válvula a diseñar es la de antes del intercambiador y será la misma para todos los emplazamientos estudiados.

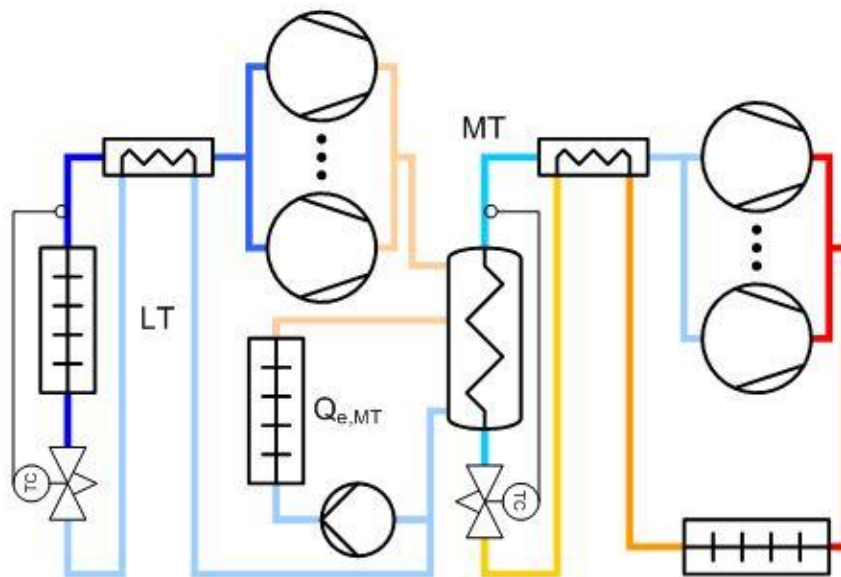
	Válvula 1	Válvula 2
Capacidad mínima	91.5	125.5kW
Modelo	E3V/45	E3V/55
Nº Válvulas	2	2
Capacidad de la válvula	61.4kW	90.5kW

Tabla 37 - Modelo de válvula de expansión en A2

8. Análisis de Soluciones

8.2.3. Cascada con CO₂ bombeado a MT (A3)

La tercera alternativa, será una cascada con 134a en el circuito de alta temperatura con CO₂ en el circuito de baja y con CO₂ bombeado para los servicios de media temperatura. Este sistema está explicado en el apartado 6.3.5. *Cascada con CO₂ bombeado*. Para este sistema se deben seleccionar el grupo de compresores, el condensador, los intercambiadores internos de media y baja temperatura, el intercambiador unión entre los dos servicios y la válvula de expansión que se encuentra antes del intercambiador. Por lo que respecta a las válvulas de expansión que están antes del evaporador y el evaporador entrarían en la selección de la vitrina frigorífica, por lo que se seleccionaría en conjunto al seleccionar la vitrina, pero está fuera de este estudio.

Ilustración 79 - Cascada con CO₂

8.2.3.1. Selección de Compresores

El grupo de compresores (Rack) estará compuesto por 6 compresores de R134a más 1 con variador de frecuencia más uno de reserva que se mantendrá parado para el circuito de media temperatura, es decir, un total de 8 compresores y 1 compresor de R744 (CO₂) más 1 con variador de frecuencia más 1 de reserva para el circuito de baja temperatura, haciendo un total de 3 compresores.

Los compresores serán compresores de pistones Semi-herméticos de la marca Bitzer.

Ilustración 80 - Compresor de 134a(Izq) y CO₂ (Der) Bitzer

8. Análisis de Soluciones

Se diseñarán para que entreguen una potencia frigorífica de 211.74kW al servicio de media temperatura (M.T) y 40kW al servicio de (L.T.), como se calcula en el apartado 10.1. *Calculo de potencia frigorífica para compresor*, diseñándolo para las condiciones de funcionamiento específicas para cada emplazamiento como se indican en el apartado 6.1. *Características del supermercado tipo*.

El sistema se diseñará con un recalentamiento (Recal) del gas aspirado de 10°C con el intercambiador intermedio que provocará un subenfriamiento (Sub) a la salida del condensador de aproximadamente 4°C, además, se tendrá en el evaporador un recalentamiento útil de 3°C y a la salida del condensador no habrá caída de temperatura.

En el caso del CO₂, el programa no deja introducir un intercambiador interno, por lo que el cálculo se hará sin este elemento ya que no afecta tanto a nivel de diseño, pero sí a nivel de funcionamiento, pero ahí sí que se tendrá en cuenta.

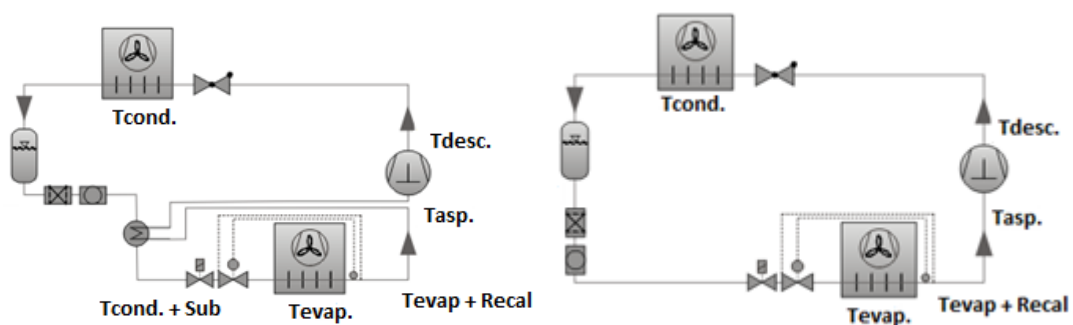


Ilustración 81 - Esquema ciclo compresión simple de 134a/407A (Izq.) y CO₂(der)

En la siguiente tabla se muestran los valores de potencias de los diferentes compresores para cada ciudad, así como su modelo y los valores de temperaturas del ciclo de compresión para cada una de las ciudades.

Para el servicio de MT los compresores serían:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Modelo	6GE-30Y-40P	6GE-30Y-40P	6FE-40Y-40P	6FE-40Y-40P
Nº Compresores	7	7	7	7
Qe (kW)	31,6	34,3	33,7	33,7
Qe Total (kW)	221	240	236	236
Qe Total + Var (kW)	236,5	255,8	253	253
T Evap. (°C)	-14	-14	-14	-14
Recal. (°C)	3	3	3	3
Tdesc. (°C)	78,6	72,8	85,3	85,3
Tasp. (°C)	-4	-4	-4	-4
Sub. (°C)	3,9	3,9	3,8	3,8
T Cond. (°C)	45	40	50	50
Vdesp. (m ³ /h)	126,8	126,8	151,6	151,6

Tabla 38 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A3 M.T.

8. Análisis de Soluciones

Por lo que respecta al servicio de LT los compresores serian:

		Todos
L.T.	Modelo	2DSL-5k-40S
	Nº Compresores	2
	Qe (kW)	20,7
	Qe Total (kW)	41,4
	Qe Total + Var (kW)	48,9
	T Evap. (°C)	-30
	Recal. (°C)	3
	Tdesc. (°C)	33,8
	Tasp. (°C)	-20
	Sub. (°C)	-
	T Cond. (°C)	-10
	Vdesp. (m³/h)	9,22

Tabla 39 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A3 L.T.

8.2.3.2. Selección de Bombas

La bomba de CO₂ que se empleará en este sistema será una bomba de la marca HY-SAVE



Ilustración 82 - Bomba CO₂ en A3

Para la selección de la bomba para los servicios de media temperatura se necesita el caudal másico que deberá suministrar para lograr los niveles térmicos requeridos en la vitrina (calculado en el apartado 10.3. *Calculo de las bombas*)

$$\dot{m} = 14.97 \text{ GPM}$$

Con este caudal másico se selecciona la bomba necesaria del fabricante HY-SAVE technologies, que será el modelo 833-BR-044, que sumista un caudal másico entre 2 y 20 GPM con una potencia de 0.33cv=0.246kW

8.2.3.3. Selección de Condensadores

El condensador será un condensador horizontal de la marca Guntner con encendido secuencial de los ventiladores para regular el nivel de condensación.



Ilustración 83 - Condensador Horizontal

8. Análisis de Soluciones

El criterio que se empleará para la selección del componente será el nivel sonoro, debido a que el supermercado estará cerca de casas deberá producir el menor ruido posible.

Para el diseño de los condensadores es necesario saber la potencia que van a tener que disipar, que se obtiene del pack Calculation Pro al introducirle los compresores, obteniendo:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Altura (m)	40	250	595	20
T aire	29,8	25	33,7	35,5
HR	65	71	41	47
Capacidad M.T. (kW)	382,2	354,9	378,9	378,9
Capacidad L.T. (kW)	58,5	58,5	58,5	58,5
Capacidad Total (kW)	440,7	413,4	437,4	437,4

Tabla 40 - Parámetros para la selección de condensador para A3

Para la selección del condensador, la potencia que tendrá que ser capaz de disipar, debido a la configuración de cascada, solo será la capacidad del servicio de media temperatura.

Los condensadores necesarios para disipar la potencia y que ofrecen el menor nivel sonoro son:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Modelo	GVH 080.3C/4-N(D).E	GVH 080.3B/4-N(D).E	GVH 080.3B/4-N(D).E	GVH 090.3B/4-M(D).E
Nivel Sonoro	54	53	53	53

Tabla 41 - Condensadores por emplazamiento en A3

8.2.3.4. Selección de intercambiadores

Los intercambiadores internos para la recuperación de energía serán intercambiadores de placas de la marca Swep.



Ilustración 84 - Intercambiador de placas

8. Análisis de Soluciones

Para la selección del intercambiador interno, será necesario conocer el tipo de fluidos que hay en ambos lados, así como su presión, las temperaturas de entrada y salida y el caudal que circula. Estos intercambiadores se han calculado para el caudal máximo que suministrarán los compresores.

	Castello		Vigo		Madrid		Sevilla	
Servicio	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT
Fluido 1	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a
Presión 1(bar)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)	-(Liq.)
Fluido 2	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a	R744	R134a
Presión 2(bar)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)	20(Gas)	2(Gas)
Ti1(°C)	-10	45	-10	40	-10	50	-10	50
To1(°C)	-14	41,1	-14	36,1	-14	46,2	-14	46,2
Ti2(°C)	-27	-11	-27	-11	-27	-11	-27	-11
To2(°C)	-20	-4	-20	-4	-20	-4	-20	-4
Q(kg/h)	584	5954	584	6115	584	6734	584	6734
Q(kg/s)	0,16	1,65	0,16	1,70	0,16	1,87	0,16	1,87
Modelo	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20

Tabla 42 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A3

Por otro lado, se debe diseñar el intercambiador de unión, debido a la configuración de la cascada, el circuito de baja temperatura trabaja a las mismas condiciones independientemente del emplazamiento y del fluido de trabajo en el circuito primario, por lo que la selección del intercambiador es el mismo para los 4 emplazamientos.

Para la selección del intercambiador de unión entre los dos ciclos será necesario conocer el tipo de fluido que hay en ambos lados, así como la temperatura de evaporación, condensación y entrada y la potencia transmitida.

Intercambiador	Unión
Fluido 1	R134a
Fluido 2	R744
T evap	-14
T cond	-10
T entrada	35
Potencia Transmitida (kW)	211.74
Modelo	2 x B120TH x 70

Tabla 43 - Parámetros para la selección del intercambiador de unión en A3

8. Análisis de Soluciones

8.2.3.5. Selección de válvula de expansión

La válvula de expansión será una válvula electrónica de tipo proporcional de la marca Carel.



Ilustración 85 - Válvula de expansión

Para la selección de la válvula es necesario saber cuál es la capacidad mínima, como se ha calculado en el apartado 10.4. *Calculo de la Potencia Frigorífica para Válvula Expansión*. La válvula a diseñar es la de antes del intercambiador y será la misma para todos los emplazamientos estudiados.

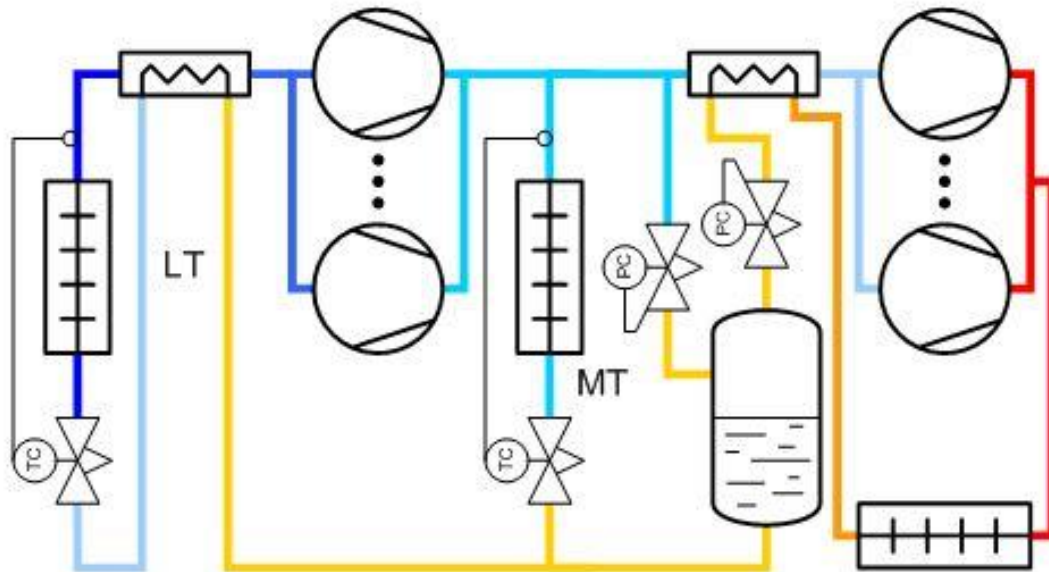
Válvula 1	
Capacidad mínima	211.74kW
Modelo	E3V/65
Nº Válvulas	2
Capacidad de la válvula	121kW

Tabla 44 - Modelo de válvula de expansión en A3

8. Análisis de Soluciones

8.2.4. Doble etapa directa (Booster) con CO₂ transcrito (A4)

Por último, la cuarta alternativa que se ofrece será una doble etapa directa con CO₂ transcrito, también llamado Booster. Este sistema está explicado en el apartado 6.3.6. *Booster*. Para este sistema se deben seleccionar el grupo de compresores, el condensador, los intercambiadores internos de media y baja temperatura y el intercambiador unión entre los dos servicios. Por lo que respecta a las válvulas de expansión que están antes del evaporador y el evaporador entrarían en la selección de la vitrina frigorífica, por lo que se seleccionaría en conjunto al seleccionar la vitrina, pero está fuera de este estudio.

Ilustración 86 - Doble etapa directa (Booster) con CO₂ transcrito

8.2.4.1. Selección de Compresores

El grupo de compresores (Rack) estará compuesto por 4/5 compresores de CO₂ en función de la ciudad, como se indica en la *Tabla 46* - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A4 M.T. más 1 con variador de frecuencia más 1 de reserva que se mantendrá parado para el circuito de media temperatura y 1 compresor de CO₂ más 1 con variador de frecuencia más 1 de reserva para el circuito de baja temperatura.

Los compresores serán compresores de pistones Semi-herméticos de la marca Bitzer.

Tabla 45 - Compresor de CO₂ Bitzer

8. Análisis de Soluciones

Se diseñarán para que entreguen una potencia frigorífica de 211.5kW al servicio de media temperatura (M.T) y 40kW al servicio de (L.T.), como se calcula en el apartado 10.1. *Calculo de potencia frigorífica para compresor*, diseñándolo para las condiciones de funcionamiento específicas para cada emplazamiento como se indican en el apartado 6.1. *Características del supermercado tipo*.

El sistema se diseñará con un recalentamiento (Recal) del gas aspirado de 10°C, además, se tendrá en el evaporador un recalentamiento útil de 3°C y a la salida del condensador no habrá caída de temperatura.

En el caso del CO₂, el programa no deja introducir un intercambiador interno, por lo que el cálculo se hará sin este elemento ya que no afecta tanto a nivel de diseño, pero sí a nivel de funcionamiento, pero ahí sí que se tendrá en cuenta.

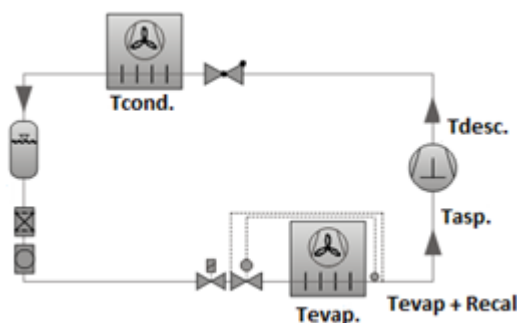


Ilustración 87 - Esquema ciclo compresión simple de CO₂

En la siguiente tabla se muestran los valores de potencias de los diferentes compresores para cada ciudad, así como su modelo y los valores de temperaturas del ciclo de compresión para cada una de las ciudades.

Para el servicio de MT los compresores serían:

		Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
M.T.	Modelo	4CTC-30K-40P	4CTC-30K-40P	4CTC-30K-40P	4CTC-30K-40P
	Nº Compresores	4	4	5	5
	Qe (kW)	54,8	63	48,8	48,8
	Qe Total (kW)	219,2	252	244	244
	Qe Total + Var (kW)	225,7	276	261,4	261,4
	T Evap. (°C)	-10	-10	-10	-10
	Recal. (°C)	3	3	3	3
	Tdesc. (°C)	111,5	97,1	128,6	128,6
	Tasp. (°C)	0	0	0	0
	T Cond. (°C)	34	29	39	39
	Poptima (bar)	85,4	75	98,6	98,6
	Vdesp. (m ³ /h)	25,6	25,6	25,6	25,6

Tabla 46 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A4 M.T.

8. Análisis de Soluciones

Por lo que respecta al servicio de LT los compresores serian:

		Todos
L.T.	Modelo	2DSL-5K-40S
	Nº Compresores	2
	Qe (kW)	22
	Qe Total (kW)	44
	Qe Total + Var (kW)	51,5
	T Evap. (°C)	-30
	Recal. (°C)	3
	Tdesc. (°C)	33,8
	Tasp. (°C)	-20
	Sub. (°C)	-
	T Cond. (°C)	45
	Vdesp. (m ³ /h)	9,22

Tabla 47 - Resumen de parámetros del ciclo de compresión para A4 L.T.

8.2.4.2. Selección de Condensadores

El condensador será un condensador horizontal de la marca Guntner con encendido secuencial de los ventiladores para regular el nivel de condensación, el condensador de CO₂ es igual que el del resto de refrigerantes, pero los diámetros de los tubos serán mucho menores.



Ilustración 88 - Condensador Horizontal

El criterio que se empleará para la selección del componente será el nivel sonoro, debido a que el supermercado estará cerca de casas, deberá producir el menor ruido posible.

Para el diseño de los condensadores es necesario saber la potencia que van a tener que disipar, que se obtiene del pack Calculation Pro al introducirle los compresores, obteniendo:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Altura (m)	40	250	595	20
T aire	29,8	25	33,7	35,5
HR	65	71	41	47
Capacidad M.T. (kW)	353,2	390,5	435,3	435,3
Capacidad L.T. (kW)	59,8	59,8	59,8	59,8
Capacidad Total (kW)	413	450,3	495,1	495,1

Tabla 48 - Parámetros para la selección de condensador para A4

8. Análisis de Soluciones

Para la selección del condensador, la potencia que tendrá que ser capaz de disipar, debido a la configuración de cascada, solo será la capacidad del servicio de media temperatura.

Los condensadores necesarios para disipar la potencia y que ofrecen el menor nivel sonoro son:

	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Modelo	GVH 080.3C/4-N(D).E	GVH 080.3D/4-N(D).E	GVH 080.3D/4-N(D).E	GVH 080.4A/6-M(D).E
Nivel Sonoro	54	53	53	52

Tabla 49 - Condensadores por emplazamiento en A4

8.2.4.3. Selección de intercambiadores

Los intercambiadores internos para la recuperación de energía serán intercambiadores de placas de la marca SSWEP.



Ilustración 89 - Intercambiador de placas

Para la selección del intercambiador interno será necesario conocer el tipo de fluidos que hay en ambos lados, así como su presión, las temperaturas de entrada y salida y el caudal que circula. Estos intercambiadores se han calculado para el caudal máximo que suministrarán los compresores.

	Castello		Vigo		Madrid		Sevilla	
Servicio	LT	MT	LT	MT	LT	MT	LT	MT
Fluido 1	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744
Presión 1(bar)	28	80	28	70	28	90	28	90
Fluido 2	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744
Presión 2(bar)	20(Gas)	28(Gas)	20(Gas)	28(Gas)	20(Gas)	28(Gas)	20(Gas)	28(Gas)
Ti1(°C)	-10	34	-10	29	-10	39	-10	39
To1(°C)	-14	30	-14	25	-14	35	-14	35
Ti2(°C)	-27	-7	-27	-7	-27	-7	-27	-7
To2(°C)	-20	0	-20	0	-20	0	-20	0
Q(kg/h)	584	5300	584	5520	584	6290	584	6290
Q(kg/s)	0,16	1,47	0,16	1,53	0,16	1,75	0,16	1,75
Modelo	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20	B8THx20

Tabla 50 - Parámetros para la selección del intercambiador interno en A4

8.3. Simulación de los emplazamientos

Una vez se tienen seleccionados todos los elementos de los diferentes sistemas, se pasa a simular el comportamiento de cada uno de los sistemas en los diferentes emplazamientos obteniendo como resultados el COP del sistema, el consumo energético mensual, las emisiones de CO₂ y por último el análisis económico de la instalación.

8.3.1. Castellón

Simulando el comportamiento del sistema con los diferentes perfiles de carga y la evolución diaria de temperatura se puede calcular el COP como se explica en el apartado 10.5. *Calculo de parámetros energéticos.*

	Serv.	R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
COP	LT	1,72	1,91	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	6,33
	MT	2,95	2,72	2,92	3,00	2,67	2,71	2,96	2,21
	Total	2,51	2,46	2,43	2,49	2,24	2,28	2,46	1,95

Tabla 51 -COP por sistema y servicio, Castellón

De igual modo, se obtiene el consumo energético de los compresores, de las bombas y el total de cada sistema.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
Energía (kW)	Comp	333.541	340.511	344.887	336.883	344.887	340.221	339.453	433.173
	Bombas	46.582	47.234	46.578	45.515	79.327	78.285	47.926	55.520
	Total	380.122	387.745	391.465	382.398	424.214	418.506	387.379	488.693

Tabla 52 - Consumos energéticos, Castellón

Representando los diferentes tipos de consumo gráficamente.

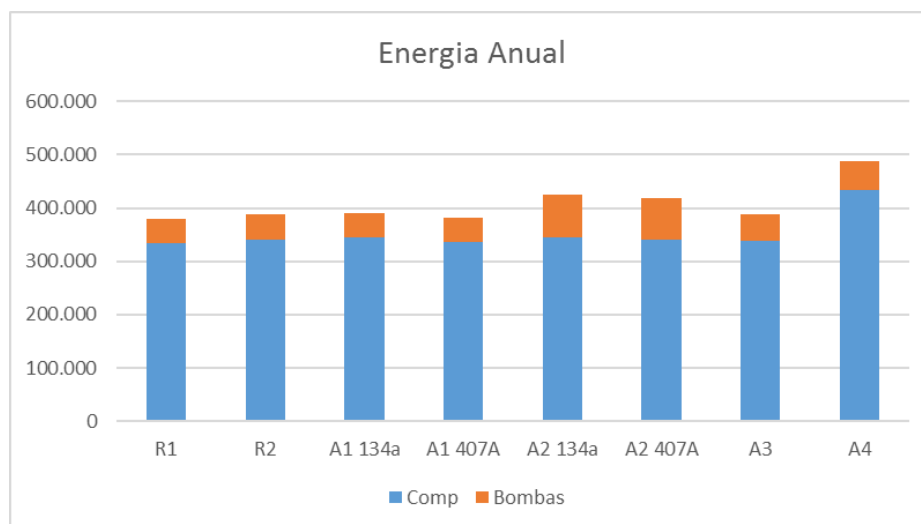


Ilustración 90 - Consumos energéticos, Castellón

8. Análisis de Soluciones

Con el consumo energético anual y las pérdidas de refrigerante, tal y como se explica en el apartado 10.6. *Calculo de CO₂*, se calculan las emisiones de CO₂ a lo largo de la vida útil de los sistemas, es decir, 10 años.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
Emisiones (kg CO ₂)	Indirecto	2.014.648	2.055.046	2.074.766	2.026.708	2.248.336	2.218.081	2.053.107	2.590.072
	Perdidas	1.544.400	4.325.760	1.029.780	1.440.270	154.710	216.270	150.800	720
	Reciclaje	772.200	2.117.880	514.935	720.135	77.355	108.135	77.400	360
	Total	4.331.248	8.498.686	3.619.481	4.187.113	2.480.401	2.542.486	2.281.307	2.591.152

Tabla 53 - Emisiones de CO₂, Castellón

Representando los diferentes tipos de emisiones gráficamente.

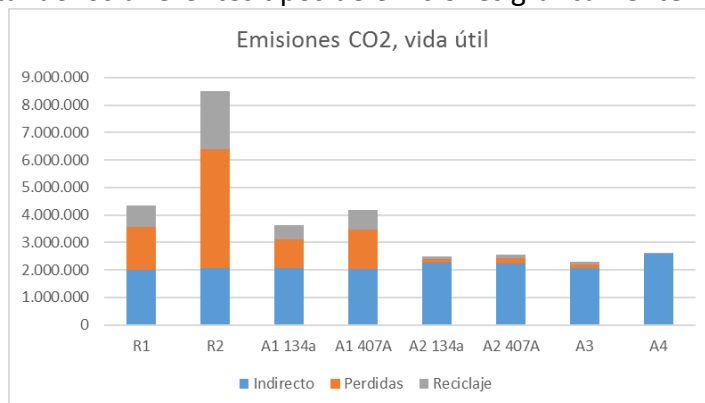


Ilustración 91 - Emisiones de CO₂, Castellón

Por último, se obtiene el estudio económico para cada uno de los sistemas partiendo del coste de los elementos de la instalación (Equipo e instalación), el coste del refrigerante separando el coste del gas y del impuesto, además de las recargas (un 18% anual) debido a las pérdidas y el gasto de energía.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	
Coste (€)	Equipos	73.369,00 €	61.239,00 €	90.991,00 €	73.792,00 €	
	Instalación	11.005,35 €	9.185,85 €	13.648,65 €	11.068,80 €	
	Refrigerante	10.982,31 €	12.746,94 €	7.183,33 €	7.315,45 €	
	Impuesto	16.854,00 €	29.970,00 €	6.864,00 €	10.508,00 €	
	Inv. inicial	112.210,66 €	113.141,79 €	118.686,98 €	102.684,25 €	
	Recarga Refrig.	19.768,16 €	22.944,49 €	12.930,00 €	13.167,82 €	
	Recarga Impuesto	30.337,20 €	53.946,00 €	12.355,20 €	18.914,40 €	
	Energía	380.122,20 €	387.744,60 €	391.465,20 €	382.397,70 €	
	Total, Vida	542.438,23 €	577.776,88 €	535.437,38 €	517.164,17 €	
			A2 R134a	A2 R407A	A3	A4
	Equipos	117.223,00 €	98.286,00 €	126.138,00 €	80.379,00 €	
	Instalación	17.583,45 €	14.742,90 €	18.920,70 €	12.056,85 €	
	Refrigerante	1.839,37 €	3.435,39 €	3.546,67 €	1.800,00 €	
	Impuesto	1.029,60 €	1.576,20 €	3.432,00 €	0,00 €	
	Inv. inicial	137.675,42 €	118.040,49 €	152.037,37 €	94.235,85 €	
	Recarga Refrig.	3.310,87 €	6.183,70 €	6.384,00 €	3.240,00 €	
	Recarga Impuesto	1.853,28 €	2.837,16 €	6.177,60 €	0,00 €	
	Energía	424.214,30 €	418.505,90 €	387.378,60 €	488.692,90 €	
Total, Vida	567.053,87 €	545.567,25 €	551.977,57 €	586.168,75 €		

8. Análisis de Soluciones

Tabla 54 - Estudio económico, Castellón

Representando los diferentes componentes de la inversión inicial y coste total gráficamente.

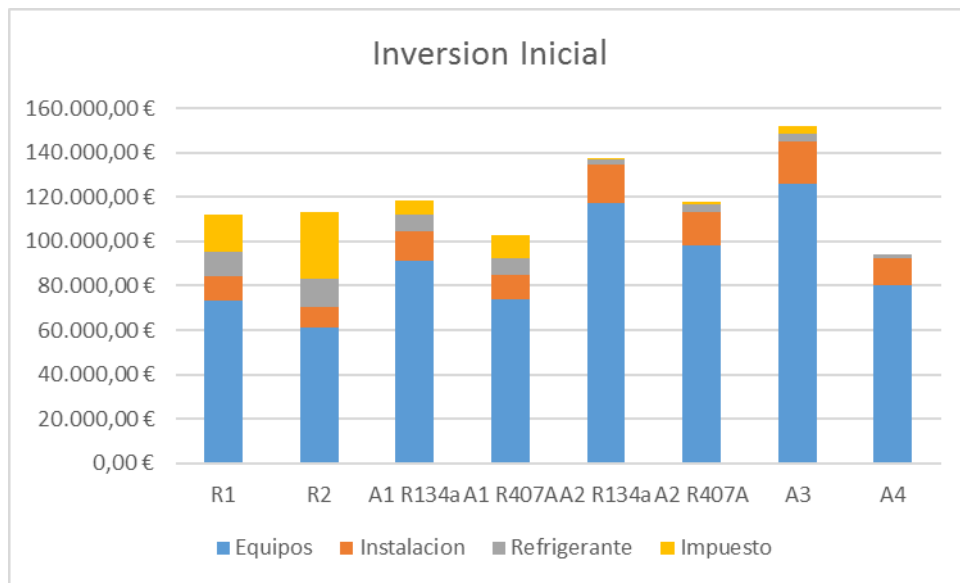


Ilustración 92 -Inversión Inicial, Castellón

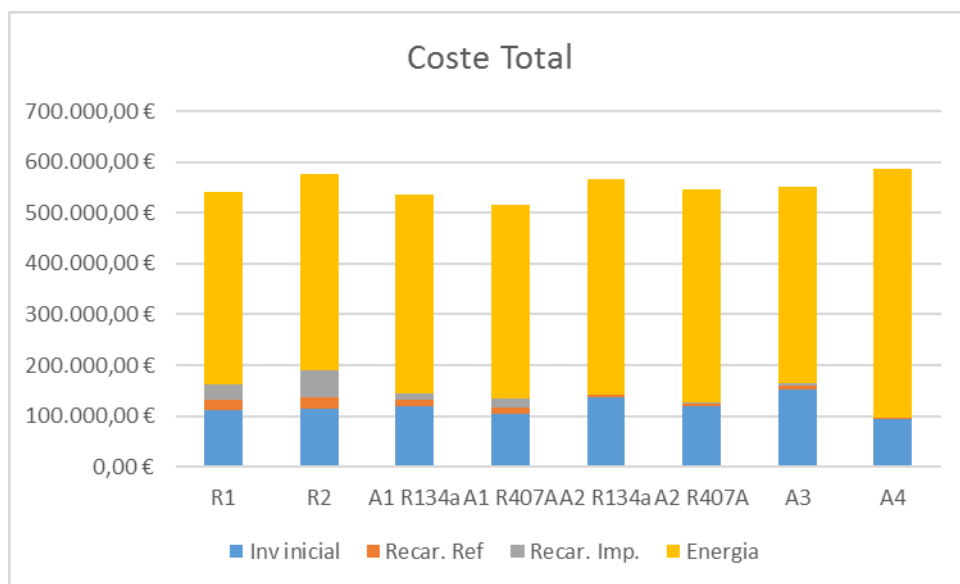


Ilustración 93 - Coste Total, Castellón

8. Análisis de Soluciones

En la siguiente grafica se muestra el consumo mensual de cada sistema para Castellón y perfil de temperatura media mensual.

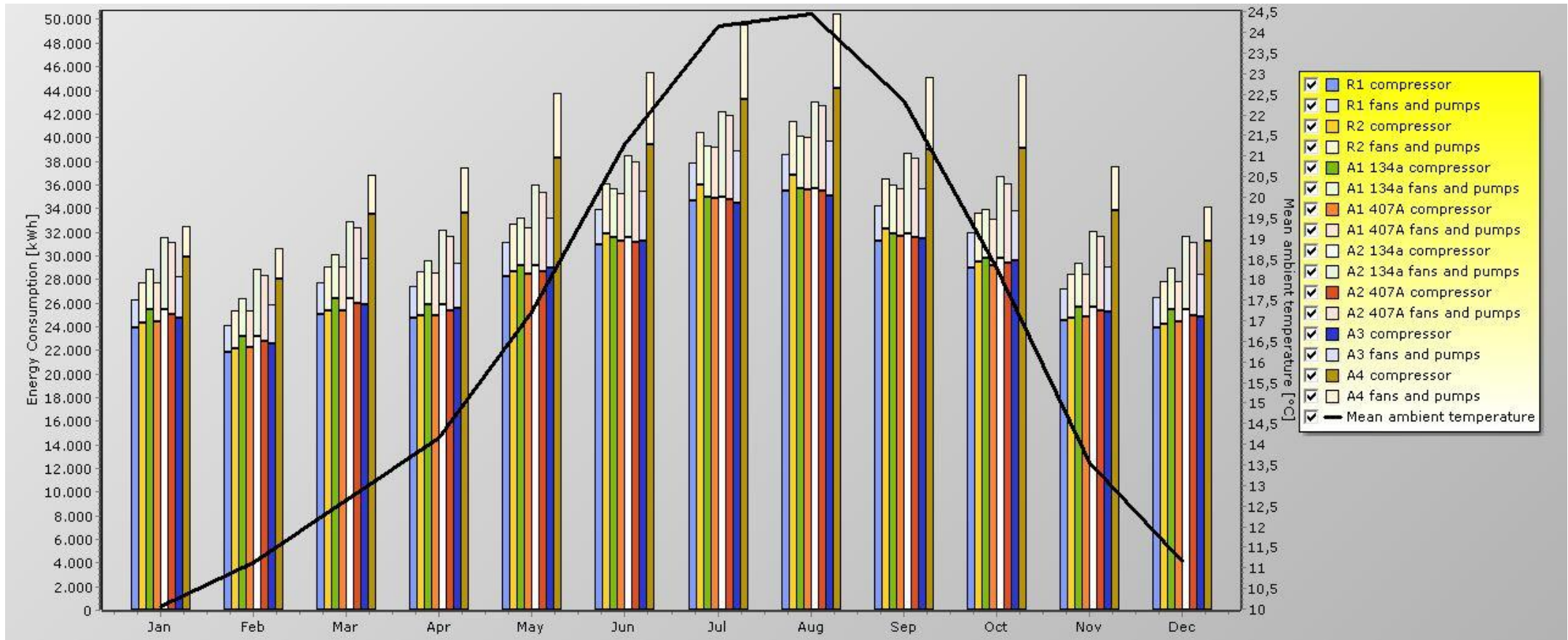


Ilustración 94 - Consumo mensual, Castellón

8. Análisis de Soluciones

8.3.2. Vigo

Simulando el comportamiento del sistema con los diferentes perfiles de carga y la evolución diaria de temperatura se puede calcular el COP como se explica en el apartado 10.5. *Calculo de parámetros energéticos.*

	Serv.	R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
COP	LT	1,78	1,98	5,11	5,11	5,11	5,11	5,11	6,36
	MT	3,14	2,86	3,08	3,12	2,79	2,84	3,10	2,33
	Total	2,64	2,58	2,54	2,58	2,33	2,37	2,57	2,04

Tabla 55 - COP por sistema y servicio, Vigo

De igual modo, se obtiene el consumo energético de los compresores, de las bombas y el total de cada sistema.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
Energía (kW)	Comp	312.000	320.229	326.620	321.530	326.620	321.530	321.222	410.573
	Bombas	45.568	46.011	45.235	44.550	77.676	76.594	46.594	51.289
	Total	357.567	366.240	371.855	366.080	404.296	398.124	367.815	461.861

Tabla 56 - Consumos energéticos, Vigo

Representando los diferentes tipos de consumo gráficamente.

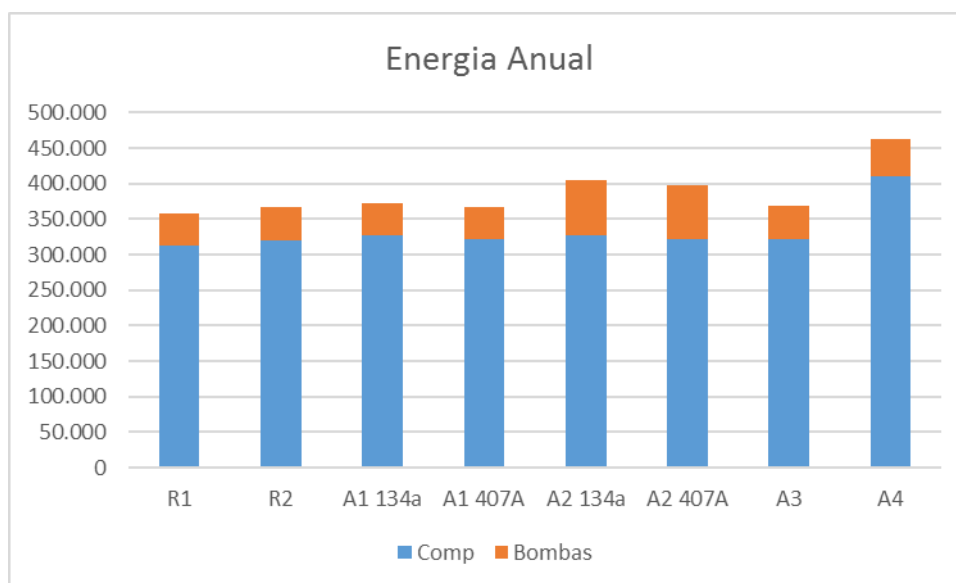


Ilustración 95 - Consumos energéticos, Vigo

Con el consumo energético anual y las pérdidas de refrigerante, tal y como se explica en el apartado 10.6. *Calculo de CO₂*, se calculan las emisiones de CO₂ a lo largo de la vida útil de los sistemas, es decir, 10 años.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
Emisiones (kg CO ₂)	Indirecto	1.895.107	1.941.072	1.970.834	1.940.222	2.142.767	2.110.054	1.949.422	2.447.865
	Perdidas	1.544.400	4.235.760	1.029.870	1.440.270	154.710	216.270	154.800	720
	Reciclaje	772.200	2.117.880	514.935	720.135	77.355	108.135	77.400	360
	Total	4.211.707	8.294.712	3.515.639	4.100.627	2.374.832	2.434.459	2.181.622	2.448.945

Tabla 57 - Emisiones de CO₂, Vigo

8. Análisis de Soluciones

Representando los diferentes tipos de emisiones gráficamente.

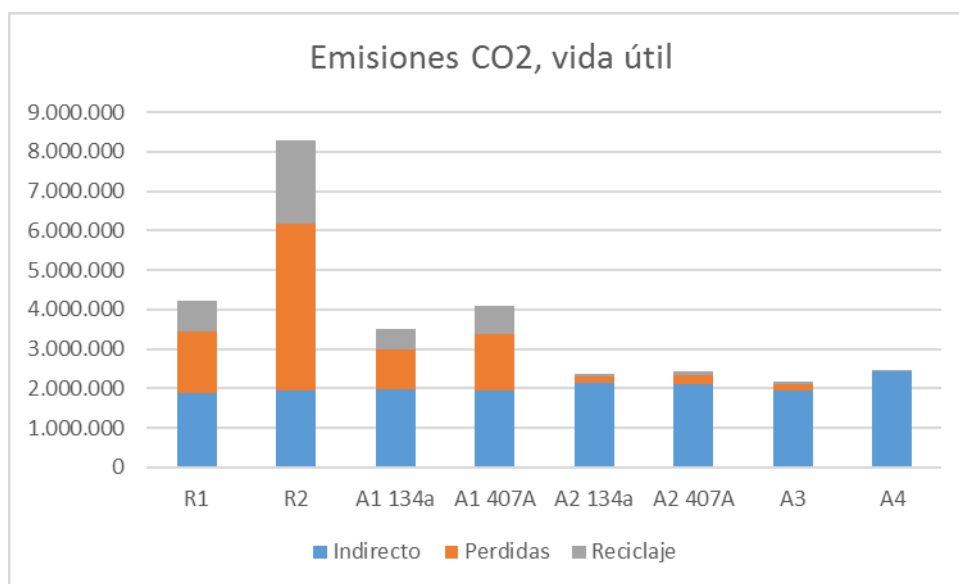


Ilustración 96 - Emisiones de CO2, Vigo

Por último, se obtiene el estudio económico para cada uno de los sistemas partiendo del coste de los elementos de la instalación (Equipo e instalación), el coste del refrigerante separando el coste del gas y del impuesto, además de las recargas (un 18% anual) debido a las pérdidas y el gasto de energía.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	
Coste (€)	Equipos	62.870,00 €	56.977,00 €	90.991,00 €	71.056,00 €	
	Instalación	9.430,50 €	8.546,55 €	13.648,65 €	10.658,40 €	
	Refrigerante	10.982,31 €	12.746,94 €	7.315,45 €	7.315,45 €	
	Impuesto	16.854,00 €	29.970,00 €	10.508,00 €	10.508,00 €	
	Inv. inicial	100.136,81 €	108.240,49 €	122.463,10 €	99.537,85 €	
	Recarga Refrig.	19.768,16 €	22.944,49 €	13.167,82 €	13.167,82 €	
	Recarga Impuesto	30.337,20 €	53.946,00 €	18.914,40 €	18.914,40 €	
	Energía	357.567,20 €	366.240,10 €	371.855,40 €	366.079,70 €	
	Total, Vida	507.809,38 €	551.371,08 €	526.400,72 €	497.699,77 €	
			A2 R134a	A2 R407A	A3	A4
	Equipos	113.635,00 €	96.906,00 €	124.909,00 €	80.379,00 €	
	Instalación	17.045,25 €	14.535,90 €	18.736,35 €	12.056,85 €	
	Refrigerante	1.839,37 €	3.435,39 €	3.546,67 €	1.800,00 €	
	Impuesto	1.029,60 €	1.576,20 €	3.432,00 €	0,00 €	
	Inv. inicial	133.549,22 €	116.453,49 €	150.624,02 €	94.235,85 €	
	Recarga Refrig.	3.310,87 €	6.183,70 €	6.384,00 €	3.240,00 €	
Recarga Impuesto	1.853,28 €	2.837,16 €	6.177,60 €	0,00 €		
Energía	404.295,70 €	398.123,50 €	367.815,40 €	461.861,30 €		
Total, Vida	543.009,07 €	523.597,85 €	531.001,02 €	559.337,15 €		

Tabla 58 - Estudio económico, Vigo

8. Análisis de Soluciones

Representando los diferentes componentes de la inversión inicial y coste total gráficamente.

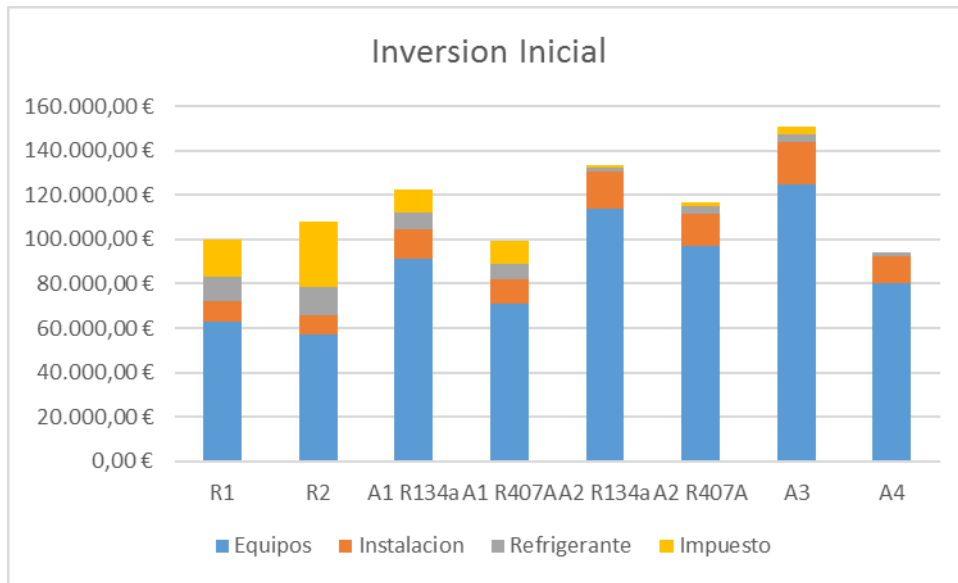


Ilustración 97 - Inversión Inicial, Vigo

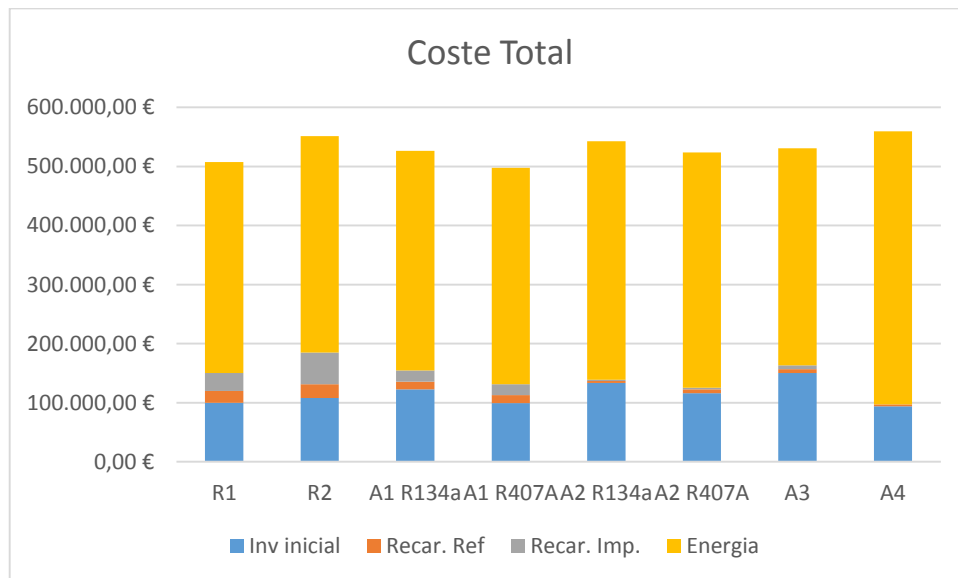


Ilustración 98 - Coste Total, Vigo

8. Análisis de Soluciones

En la siguiente grafica se muestra el consumo mensual de cada sistema para Vigo y perfil de temperatura media mensual.

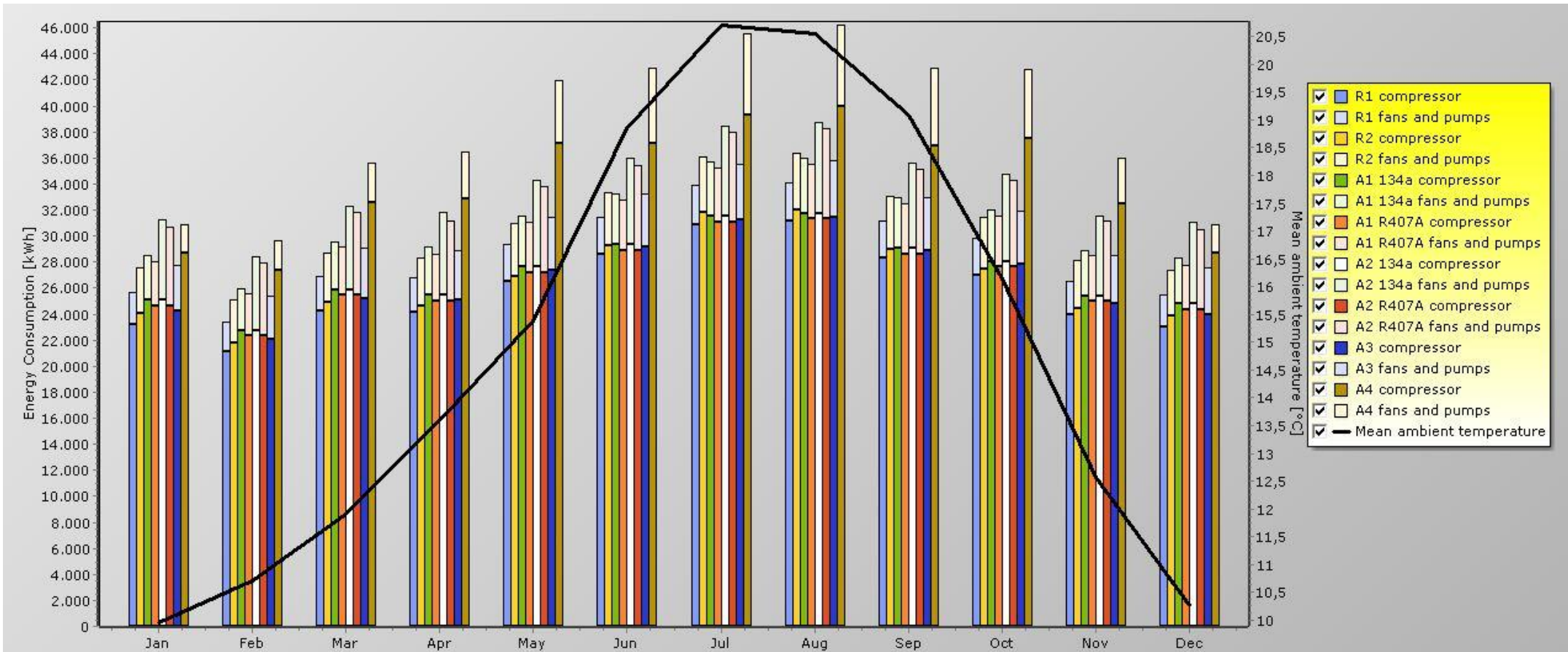


Ilustración 99 - Consumo mensual, Vigo

8. Análisis de Soluciones

8.3.3. Consumo Energético Madrid

Simulando el comportamiento del sistema con los diferentes perfiles de carga y la evolución diaria de temperatura se puede calcular el COP como se explica en el apartado 10.5. *Calculo de parámetros energéticos.*

	Serv.	R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
COP	LT	1,73	1,90	5,10	5,10	5,10	2,10	5,10	6,34
	MT	3,09	2,88	3,10	2,77	2,77	2,82	3,01	2,41
	Total	2,58	2,56	2,57	2,32	2,32	2,36	2,50	2,11

Tabla 59 - COP por sistema y servicio, Madrid

De igual modo, se obtiene el consumo energético de los compresores, de las bombas y el total de cada sistema.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
Energía (kW)	Comp	324.404	332.849	326.189	328.407	333.490	328.407	335.959	395.799
	Bombas	43.795	39.212	43.560	42.207	75.965	74.678	44.904	54.606
	Total	368.199	372.062	369.748	370.614	409.455	403.085	380.863	450.405

Tabla 60 - Consumos energéticos, Madrid

Representando los diferentes tipos de consumo gráficamente.

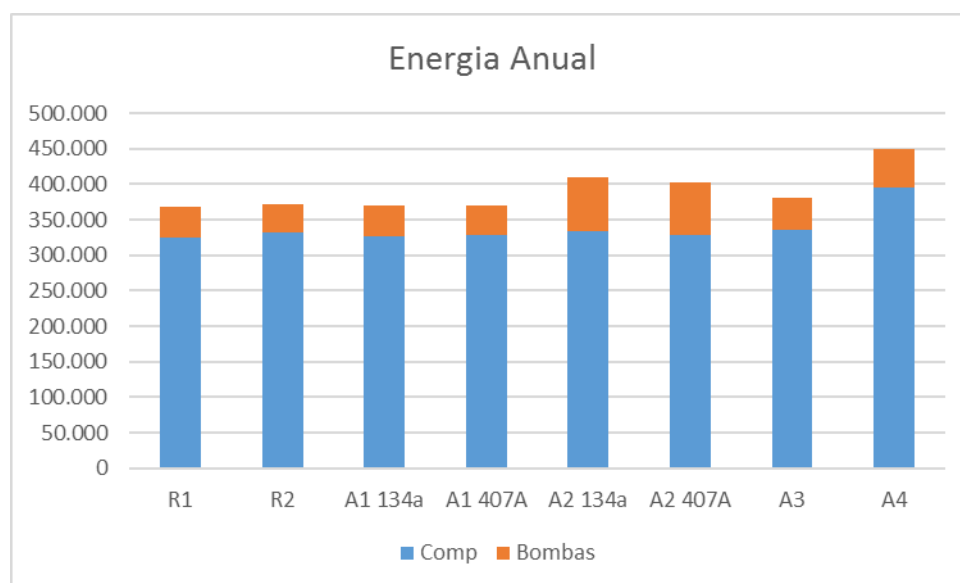


Ilustración 100 - Consumos energéticos, Madrid

Con el consumo energético anual y las pérdidas de refrigerante, tal y como se explica en el apartado 10.6. *Calculo de CO₂*, se calculan las emisiones de CO₂ a lo largo de la vida útil de los sistemas, es decir, 10 años.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
Emisiones (kg CO ₂)	Indirecto	1.951.457	1.971.927	1.959.666	1.964.252	2.170.110	2.136.352	2.018.572	2.387.146
	Perdidas	1.544.400	4.235.760	1.029.870	1.440.270	154.710	216.270	154.800	720
	Reciclaje	772.200	2.117.880	514.935	720.135	77.355	108.135	77.400	360
	Total	4.268.057	8.325.567	3.504.471	4.124.657	2.402.175	2.460.757	2.250.772	2.388.226

Tabla 61 - Emisiones de CO₂, Madrid

Representando los diferentes tipos de emisiones gráficamente.

8. Análisis de Soluciones

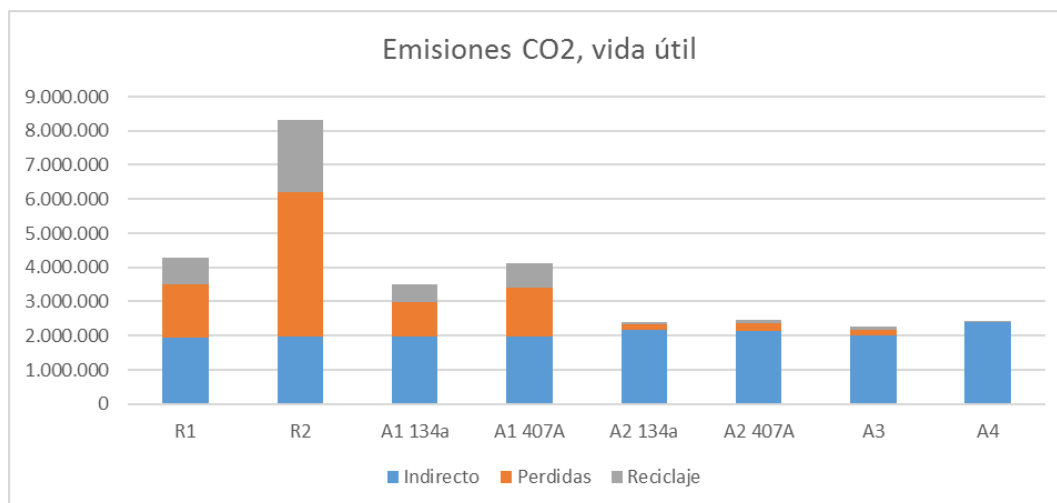


Ilustración 101 - Emisiones de CO2, Madrid

Por último, se obtiene el estudio económico para cada uno de los sistemas partiendo del coste de los elementos de la instalación (Equipo e instalación), el coste del refrigerante separando el coste del gas y del impuesto, además de las recargas (un 18% anual) debido a las pérdidas y el gasto de energía.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	
Coste (€)	Equipos	78.054,00 €	67.772,00 €	88.985,00 €	84.893,00 €	
	Instalación	11.708,10 €	10.165,80 €	13.347,75 €	12.733,95 €	
	Refrigerante	10.982,31 €	12.746,94 €	7.315,45 €	7.315,45 €	
	Impuesto	16.854,00 €	29.970,00 €	10.508,00 €	10.508,00 €	
	Inv. inicial	117.598,41 €	120.654,74 €	120.156,20 €	115.450,40 €	
	Recarga Refrig.	19.768,16 €	22.944,49 €	13.167,82 €	13.167,82 €	
	Recarga Impuesto	30.337,20 €	53.946,00 €	18.914,40 €	18.914,40 €	
	Energía	368.199,40 €	372.061,60 €	369.748,40 €	370.613,70 €	
	Total, Vida	535.903,18 €	569.606,83 €	521.986,82 €	518.146,32 €	
			A2 R134a	A2 R407A	A3	A4
	Equipos	125.714,00 €	109.983,00 €	139.763,00 €	92.753,00 €	
	Instalación	18.857,10 €	16.497,45 €	20.964,45 €	13.912,95 €	
	Refrigerante	1.839,37 €	3.435,39 €	3.546,67 €	1.800,00 €	
	Impuesto	1.029,60 €	1.576,20 €	3.432,00 €	0,00 €	
	Inv. inicial	147.440,07 €	131.492,04 €	167.706,12 €	108.465,95 €	
	Recarga Refrig.	3.310,87 €	6.183,70 €	6.384,00 €	3.240,00 €	
	Recarga Impuesto	1.853,28 €	2.837,16 €	6.177,60 €	0,00 €	
	Energía	409.454,80 €	403.085,20 €	380.862,70 €	450.405,00 €	
Total, Vida	562.059,02 €	543.598,10 €	561.130,42 €	562.110,95 €		

Tabla 62 - Estudio económico, Madrid

8. Análisis de Soluciones

Representando los diferentes componentes de la inversión inicial y coste total gráficamente.

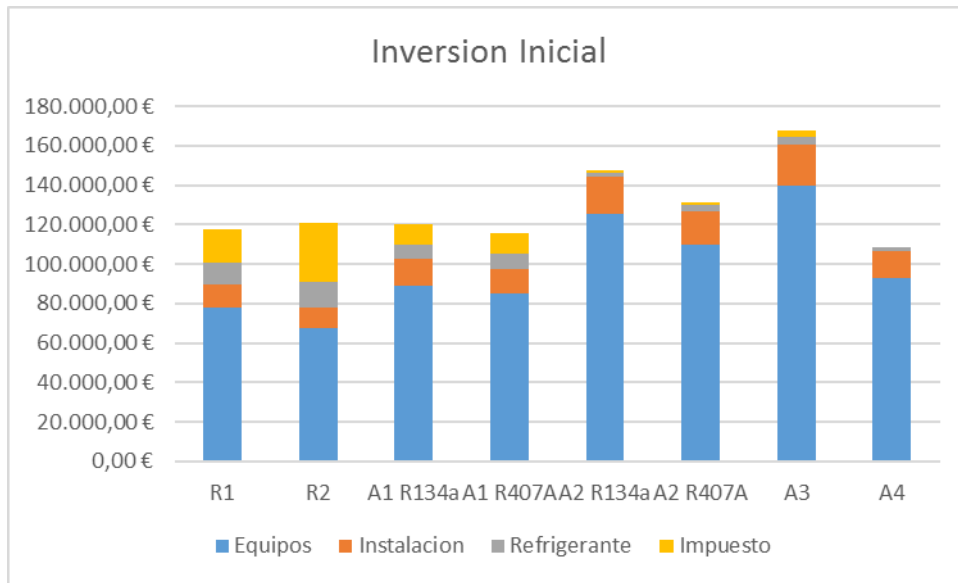


Ilustración 102 - Inversión Inicial, Madrid

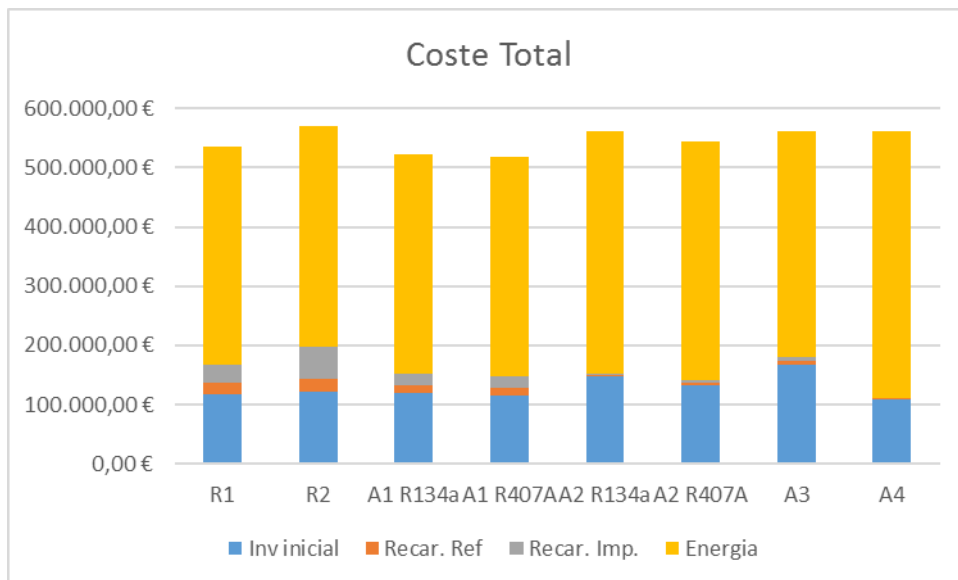


Ilustración 103 - Coste Total, Madrid

8. Análisis de Soluciones

En la siguiente grafica se muestra el consumo mensual de cada sistema para Madrid y perfil de temperatura media mensual.

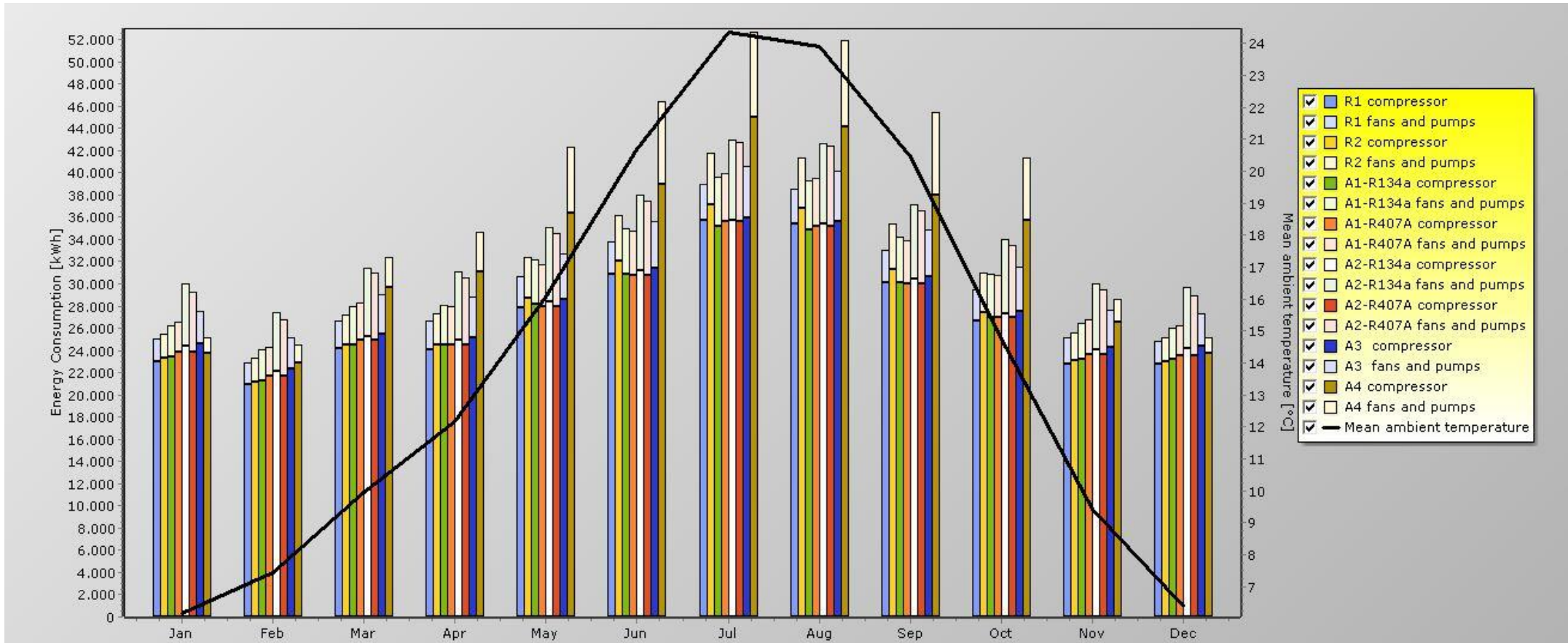


Ilustración 104 - Consumo mensual, Madrid

8. Análisis de Soluciones

8.3.4. Sevilla

Simulando el comportamiento del sistema con los diferentes perfiles de carga y la evolución diaria de temperatura se puede calcular el COP como se explica en el apartado 10.5. *Calculo de parámetros energéticos.*

	Serv.	R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
COP	LT	1,59	1,75	5,07	5,07	5,07	5,07	5,07	6,30
	MT	2,82	2,58	2,84	2,83	2,56	2,59	2,76	2,05
	Total	2,36	2,31	2,37	2,36	2,16	2,19	2,31	1,82

Tabla 63 - COP por sistema y servicio, Sevilla

De igual modo, se obtiene el consumo energético de los compresores, de las bombas y el total de cada sistema.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
Energía (kW)	Comp	360.129	372.421	358.987	361.326	364.318	361.326	367.020	461.239
	Bombas	48.168	45.161	48.080	46.700	80.904	79.620	49.436	69.131
	Total	408.298	417.582	407.068	408.026	445.222	440.946	416.457	530.370

Tabla 64 - Consumos energéticos, Sevilla

Representando los diferentes tipos de consumo gráficamente.

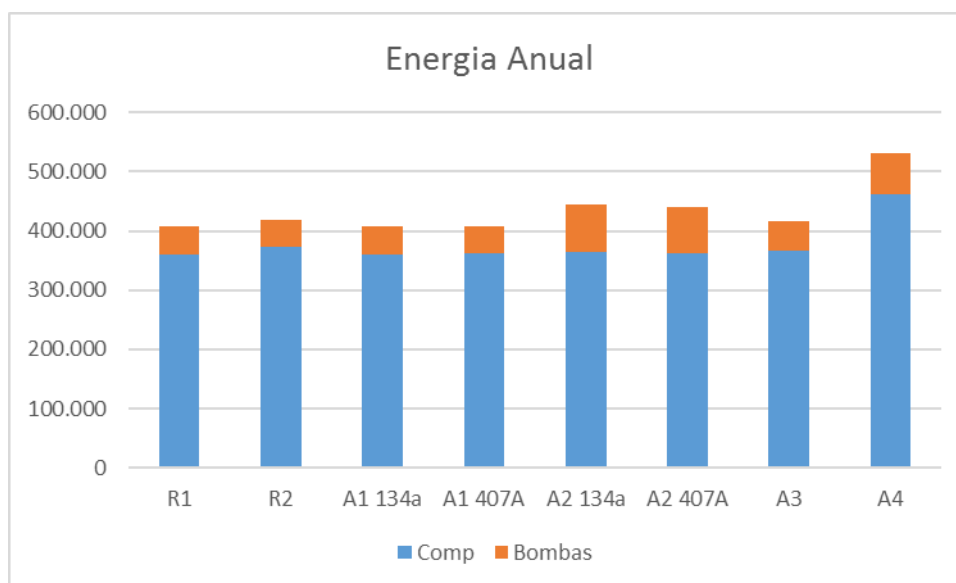


Ilustración 105 - Consumos energéticos, Madrid

Con el consumo energético anual y las pérdidas de refrigerante, tal y como se explica en el apartado 10.6. *Calculo de CO₂*, se calculan las emisiones de CO₂ a lo largo de la vida útil de los sistemas, es decir, 10 años.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4
Emisiones (kg CO ₂)	Indirecto	2.163.977	2.213.186	2.157.459	2.162.539	2.359.677	2.337.015	2.207.219	2.810.961
	Perdidas	1.544.400	4.235.760	1.029.870	1.440.270	154.710	216.270	154.800	720
	Reciclaje	772.200	2.117.880	514.935	720.135	77.355	108.135	77.400	360
	Total	4.480.577	8.566.826	3.702.264	4.322.944	2.591.742	2.661.420	2.439.419	2.812.041

Tabla 65 - Emisiones de CO₂, Sevilla

8. Análisis de Soluciones

Representando los diferentes tipos de emisiones gráficamente.

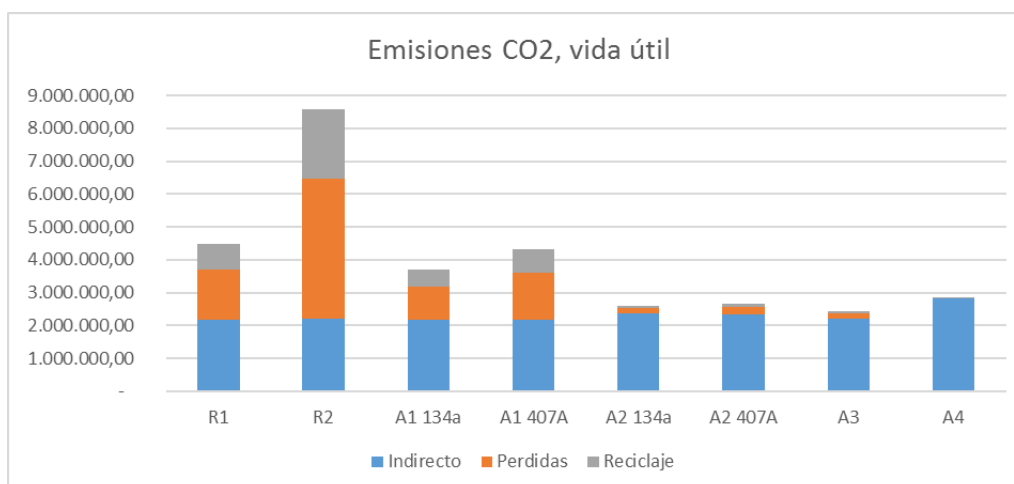


Ilustración 106 - Emisiones de CO2, Sevilla

Por último, se obtiene el estudio económico para cada uno de los sistemas partiendo del coste de los elementos de la instalación (Equipo e instalación), el coste del refrigerante separando el coste del gas y del impuesto, además de las recargas (un 18% anual) debido a las pérdidas y el gasto de energía.

		R1	R2	A1 134a	A1 407A	
Coste (€)	Equipos	78.143,00 €	67.920,00 €	90.338,00 €	86.640,00 €	
	Instalación	11.721,45 €	10.188,00 €	13.550,70 €	12.996,00 €	
	Refrigerante	10.982,31 €	12.746,94 €	7.315,45 €	7.315,45 €	
	Impuesto	16.854,00 €	29.970,00 €	10.508,00 €	10.508,00 €	
	Inv. inicial	117.700,76 €	120.824,94 €	121.712,15 €	117.459,45 €	
	Recarga Refrig.	19.768,16 €	22.944,49 €	13.167,82 €	13.167,82 €	
	Recarga Impuesto	30.337,20 €	53.946,00 €	18.914,40 €	18.914,40 €	
	Energía	408.297,60 €	417.582,20 €	407.067,70 €	408.026,30 €	
	Total, Vida	576.103,73 €	615.297,63 €	560.862,07 €	557.567,97 €	
			A2 R134a	A2 R407A	A3	A4
	Equipos	127.703,00 €	111.851,00 €	141.752,00 €	92.753,00 €	
	Instalación	19.155,45 €	16.777,65 €	21.262,80 €	13.912,95 €	
	Refrigerante	1.839,37 €	3.435,39 €	3.546,67 €	1.800,00 €	
	Impuesto	1.029,60 €	1.576,20 €	3.432,00 €	0,00 €	
Inv. inicial	149.727,42 €	133.640,24 €	169.993,47 €	108.465,95 €		
Recarga Refrig.	3.310,87 €	6.183,70 €	6.384,00 €	3.240,00 €		
Recarga Impuesto	1.853,28 €	2.837,16 €	6.177,60 €	0,00 €		
Energía	445.222,00 €	440.946,20 €	416.456,50 €	530.370,00 €		
Total, Vida	600.113,57 €	583.607,30 €	599.011,57 €	642.075,95 €		

Tabla 66 - Estudio económico, Sevilla

8. Análisis de Soluciones

Representando los diferentes componentes de la inversión inicial y coste total gráficamente.

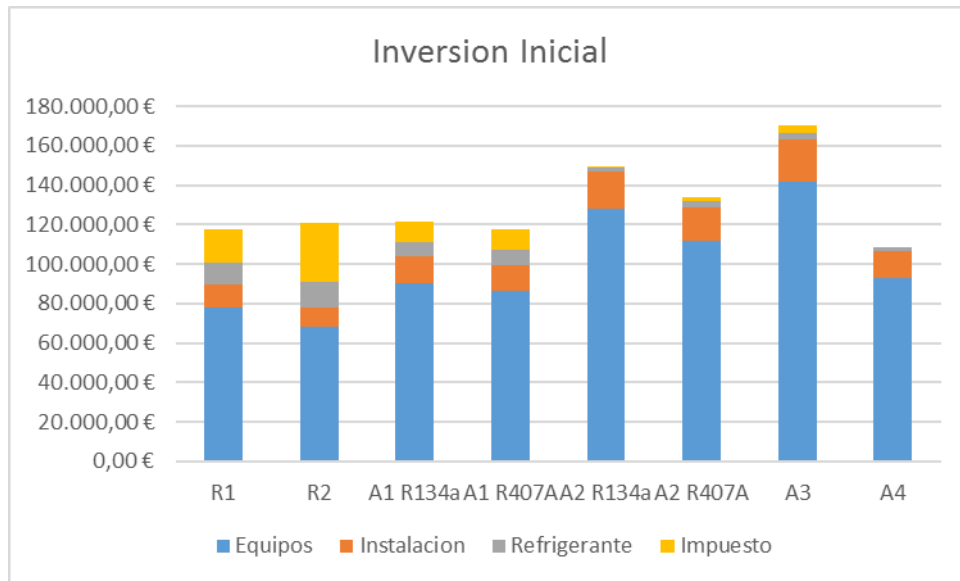


Ilustración 107 - Inversión Inicial, Sevilla

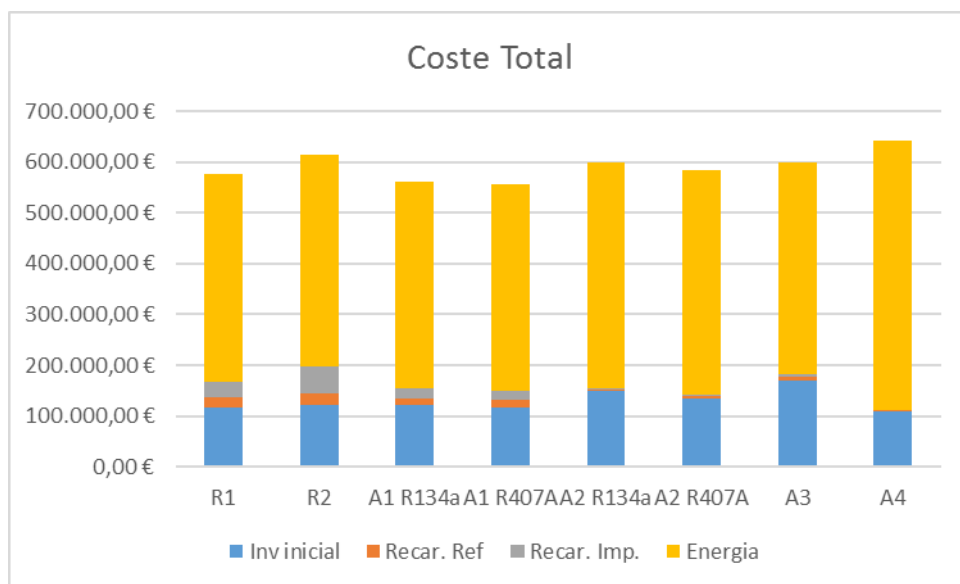


Ilustración 108 - Coste Total, Sevilla

8. Análisis de Soluciones

En la siguiente grafica se muestra el consumo mensual de cada sistema para Sevilla y perfil de temperatura media mensual.

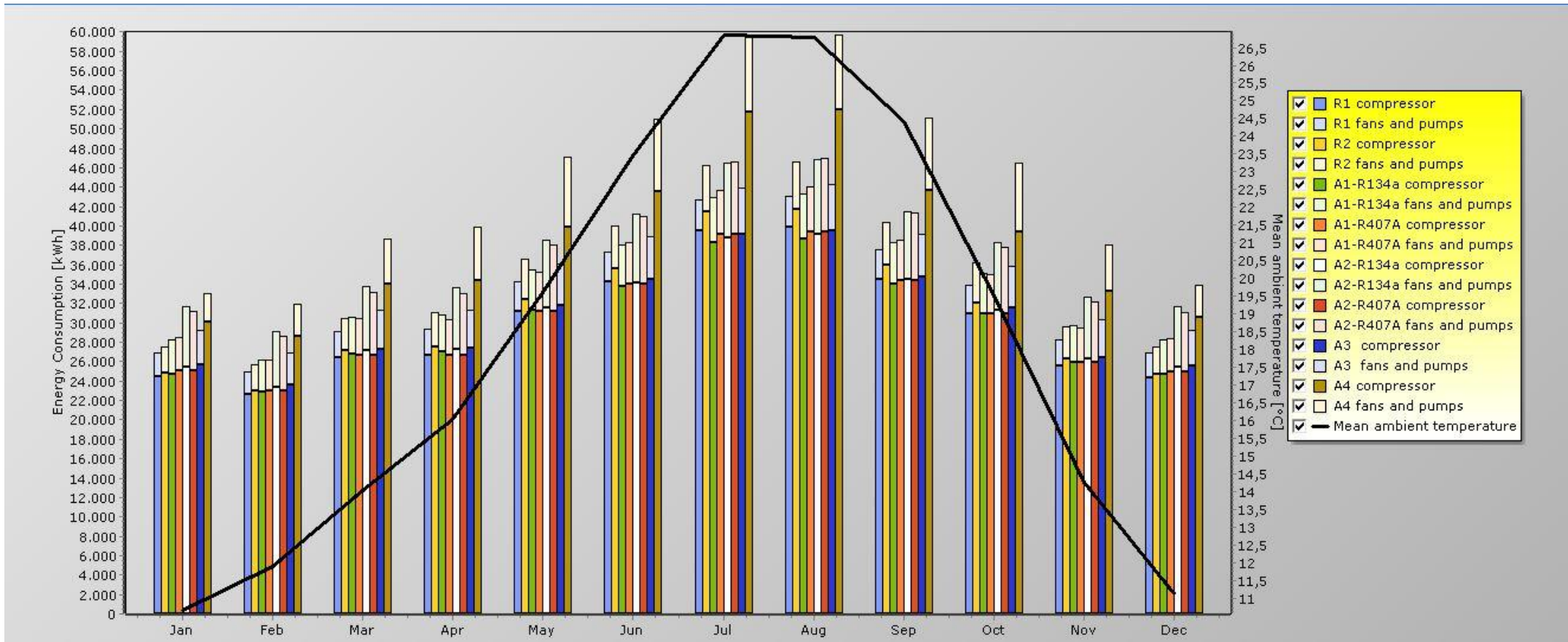


Ilustración 109 - Consumo mensual, Sevilla

9. Resultados Finales

9. Resultados Finales

Con el fin de encontrar la mejor alternativa a los sistemas empleados actualmente, una vez calculados todos los parámetros de interés para el estudio, se realiza la comparativa entre los sistemas, para ello viendo que de los dos sistemas de referencia estudiados la mejor opción es la referencia 1, doble simple etapa con fluidos diferentes, se va a hacer la comparativa respecto a ese sistema.

COP

Emplaz.		R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4	
COP	Castellón	%	-1,99%	-3,19%	-0,80%	-10,76%	-9,16%	-1,99%	-22,31%
	Vigo	%	-2,27%	-3,79%	-2,27%	-11,74%	-10,23%	-2,65%	-22,73%
	Madrid	%	-0,78%	-0,39%	-10,08%	-10,08%	-8,53%	-3,10%	-18,22%
	Sevilla	%	-2,12%	0,42%	0,00%	-8,47%	-7,20%	-2,12%	-22,88%

Tabla 67 - Diferencia de COP respecto al sistema de referencia 1

Tomando como punto de comparativa el valor del COP, que indica el aprovechamiento de la energía, de cada uno de los sistemas, se aprecia como las mejores alternativas serían la cascada (A1) con R407A para Castellón, Vigo y Sevilla y la cascada (A1) con R134a para Madrid; el siguiente sistema que lograría tener un COP próximo a la referencia sería el de la Cascada con CO₂ bombeado; la cascada indirecta (A2) estaría situada un poco más lejos (10%) respecto a la referencia y por último, el sistema Booster es el que más se distanciaría de la referencia con un 22%.

Ahorro Energético

Emplaz.		R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4	
Ahorro Energía	Castellón	%	-2,00%	-3,00%	-0,60%	-11,60%	-10,10%	-1,90%	-28,60%
		kWh	-7.622	-11.343	-2.275	-44.092	-38.384	-7.256	-108.571
	Vigo	%	-2,40%	-4,00%	-2,40%	-13,10%	-11,30%	-2,90%	-29,20%
		kWh	-8.673	-14.288	-8.512	-46.728	-40.556	-10.248	-104.294
	Madrid	%	-1,00%	-0,40%	-0,70%	-11,20%	-9,50%	-3,40%	-22,30%
		kWh	-3.862	-1.549	-2.414	-41.255	-34.886	-12.663	-82.206
	Sevilla	%	-2,30%	0,30%	0,10%	-9,00%	-8,00%	-2,00%	-29,90%
		kWh	-9.285	1.230	271	-36.924	-32.649	-8.159	-122.072

Tabla 68 - Ahorro energético respecto al sistema de referencia 1

Por otro lado, si comparamos el ahorro energético de cada sistema, al estar referenciados por el R1 que es el mejor sistema, casi todos los valores son negativos, es decir, que consumen más que la referencia.

Teniendo en cuenta esto, las mejores opciones son la cascada (A1) con R407A para Castellón y Vigo y con R134a para Madrid y Sevilla, aunque en estos emplazamientos la cascada con R407A tendría casi el mismo valor de ahorro. El siguiente sistema que más se aproxima a la referencia, es la cascada con CO₂ bombeado. La cascada indirecta consumiría un 10% más respecto a la referencia y por último, el sistema Booster consume un 28% más por lo que es el que tiene más gasto energético.

En la siguiente gráfica se puede apreciar el consumo anual de cada uno de los sistemas para una localidad, por ejemplo Sevilla. Se observa como el consumo del

9. Resultados Finales

sistema de referencia 1 es el más bajo pero muy similar a la referencia 2, a la cascada (A1) y a la cascada con CO₂ bombeado (A3). Por otro lado, en la cascada indirecta el consumo de compresión es parecido a los anteriores, aunque un poco superior. Esto último se debe a la disminución de la temperatura de evaporación y la incorporación de las bombas de los circuitos secundarios. Por último, el sistema Booster (A4) es el que más consumo de energía tiene debido a las altas relaciones de compresión con las que trabaja.

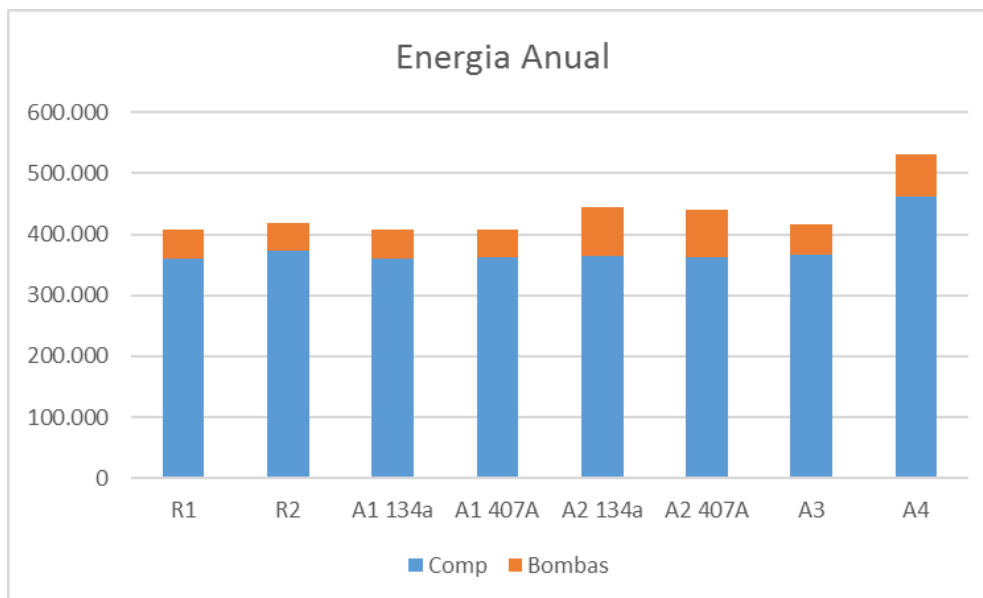


Ilustración 110 - Ejemplo Consumo anual, Sevilla

Emisiones de CO₂

Emplaz.		R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4	
Emisiones de CO ₂	Castellón	%	96,22%	-16,43%	-3,33%	-42,73%	-41,30%	-47,33%	-40,18%
		kg	4.167.438	-711.767	-144.135	-1.850.847	-1.788.762	-2.049.941	-1.740.096
	Vigo	%	96,94%	-16,53%	-2,64%	-43,61%	-42,20%	-48,20%	-41,85%
		kg	4.083.005	-696.068	-111.080	-1.836.875	-1.777.248	-2.030.085	-1.762.762
	Madrid	%	95,07%	-17,89%	-3,36%	-43,72%	-42,34%	-47,26%	-44,04%
		kg	4.057.510	-763.586	-143.400	-1.865.882	-1.807.300	-2.017.285	-1.879.831
	Sevilla	%	91,20%	-17,37%	-3,52%	-42,16%	-40,60%	-45,56%	-37,24%
		kg	4.086.249	-778.313	-157.633	-1.888.835	-1.819.157	-2.041.158	-1.668.536

Tabla 69 - Diferencia de emisiones respecto al sistema de referencia 1

Por lo que concierne a las emisiones de CO₂, todas las alternativas logran reducir las emisiones respecto a la referencia excepto el sistema de referencia 2. La cascada (A1) es el sistema que menos reduce estas emisiones (-15% con R134a y -3% con R407A), el resto de sistemas por su parte logran una reducción superior al 40% siendo la cascada con CO₂ bombeado el que más consigue reducirlas, un 47% aproximadamente.

9. Resultados Finales

En la siguiente gráfica se resumen las emisiones CO₂ a lo largo de la vida útil de cada uno de los sistemas para una localidad, por ejemplo Sevilla.

Las emisiones indirectas son parecidas para la mayoría de sistemas excepto en el booster, en el que son bastante altas debido a un mayor consumo de energía por las relaciones de compresión, ya comentado anteriormente. Por lo que respecta a las emisiones directas (pérdidas y reciclaje) para el sistema R2, se observa que son muy elevadas ya que el refrigerante que usa, el R404A, tiene un GWP muy elevado por lo que su impacto por fugas es muy alto y hay muchos kilos de refrigerante en la instalación. En la cascada, como se reduce la cantidad de refrigerante, las emisiones indirectas son menores que en los anteriores sistemas citados. En la cascada indirecta debido al empleo de un fluido secundario para dar servicio a las vitrinas, la cantidad de refrigerante se reduce aún más respecto a la cascada por lo que el impacto por las pérdidas es menor. En la cascada con CO₂ bombeado las pérdidas son similares a la cascada indirecta debido a que el funcionamiento es igual, pero en vez de emplear un fluido secundario emplea CO₂ líquido. Por último, el sistema Booster a causa de que emplea en su totalidad CO₂ sus pérdidas son insignificantes respecto al resto de sistemas.

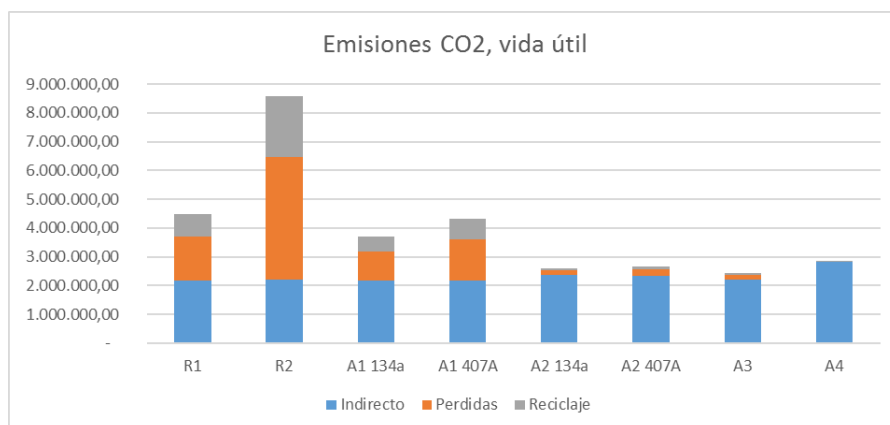


Ilustración 111 - Ejemplo Emisiones de CO₂, Sevilla

Coste

Por lo que respecta al coste de la instalación, se va a realizar la comparativa desde dos puntos de vista, por un lado, la inversión inicial del sistema (Maquinaria, instalación y primera carga de refrigerante).

Inversión Inicial

Emplaz.		R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4	
Coste	Castellón	%	0,83%	5,77%	-8,49%	22,69%	5,20%	35,49%	-16,02%
		€	931,13 €	6.476,32 €	-9.526,41 €	25.464,76 €	5.829,83 €	39.826,70 €	-17.974,81 €
	Vigo	%	8,09%	22,30%	-0,60%	33,37%	16,29%	50,42%	-5,89%
		€	8.103,68 €	22.326,29 €	-598,96 €	33.412,41 €	16.316,68 €	50.487,20 €	-5.900,96 €
	Madrid	%	3,05%	2,55%	-2,15%	29,80%	13,87%	50,04%	-9,12%
		€	3.056,33 €	2.557,79 €	-2.148,01 €	29.841,66 €	13.893,63 €	50.107,70 €	-9.132,46 €
	Sevilla	%	2,65%	3,41%	-0,21%	27,21%	13,54%	44,43%	-7,85%
		€	3.124,18 €	4.011,39 €	-241,31 €	32.026,66 €	15.939,48 €	52.292,70 €	-9.234,81 €

Tabla 70 - Diferencia de inversión inicial respecto al sistema de referencia 1

Coste Total en el Ciclo de Vida

9. Resultados Finales

Emplaz.		R2	A1 134a	A1 407A	A2 134a	A2 407A	A3	A4	
Coste	Castellón	%	6,51%	-1,29%	-4,66%	4,54%	0,58%	1,76%	8,06%
		€	35.338,65 €	-7.000,84 €	-25.274,05 €	24.615,65 €	3.129,03 €	9.539,34 €	43.730,52 €
	Vigo	%	8,58%	3,66%	-1,99%	6,93%	3,11%	4,57%	10,15%
		€	43.561,70 €	18.591,35 €	-10.109,60 €	35.199,70 €	15.788,48 €	23.191,64 €	51.527,77 €
	Madrid	%	6,29%	-2,60%	-3,31%	4,88%	1,44%	4,71%	4,89%
		€	33.703,65 €	-13.916,35 €	-17.756,85 €	26.155,85 €	7.694,93 €	25.227,24 €	26.207,77 €
	Sevilla	%	6,80%	-2,65%	-3,22%	4,17%	1,30%	3,98%	11,45%
		€	39.193,90 €	-15.241,65 €	-18.535,75 €	24.009,85 €	7.503,58 €	22.907,84 €	65.972,22 €

Tabla 71 - Diferencia de coste total del ciclo de vida respecto al sistema de referencia 1

Observando el coste de la inversión inicial de los sistemas se puede ver como el sistema más económico es el Booster (A4), costando aproximadamente un 10% menos que la referencia. El siguiente sistema que resulta más económico es la cascada (A1) con R407A, aunque está próximo a la cascada (A1) con R134a. Por último, el resto de sistemas se encarecerían desde un 15% la cascada indirecta (A2) con R407A y hasta un 50% la cascada con CO₂ bombeado (A3). Atendiendo al coste total durante el ciclo de vida del sistema (10 años), el sistema más económico sería la cascada (A1) con R407A, seguido de cerca de la cascada (A1) con R134a que lograrían reducir entre un 4 y 2 % respecto a la referencia; la cascada indirecta (A2) y la cascada con CO₂ bombeado (A3) saldría entre un 1 y un 5 % más caro mientras que el sistema Booster (A4) se encarecería un 10%.

Hay que tener en cuenta que dentro de esta comparativa hay muchos parámetros que pueden maquillar el resultado debido a que por ejemplo, al emplear un refrigerante con elevado GWP el coste por el impuesto encarecería la instalación o el consumo energético elevado aumentaría el coste total, aunque la instalación sea más económica.

En las siguientes gráficas se detalla cada una de las partes que compone la inversión inicial (Equipos, instalación, primera carga de refrigerante y el impuesto correspondiente a esa carga) de cada sistema y el coste total de operación (inversión inicial, recarga de refrigerante, impuesto por el refrigerante recargado, gasto en energía), por ejemplo, para Sevilla.

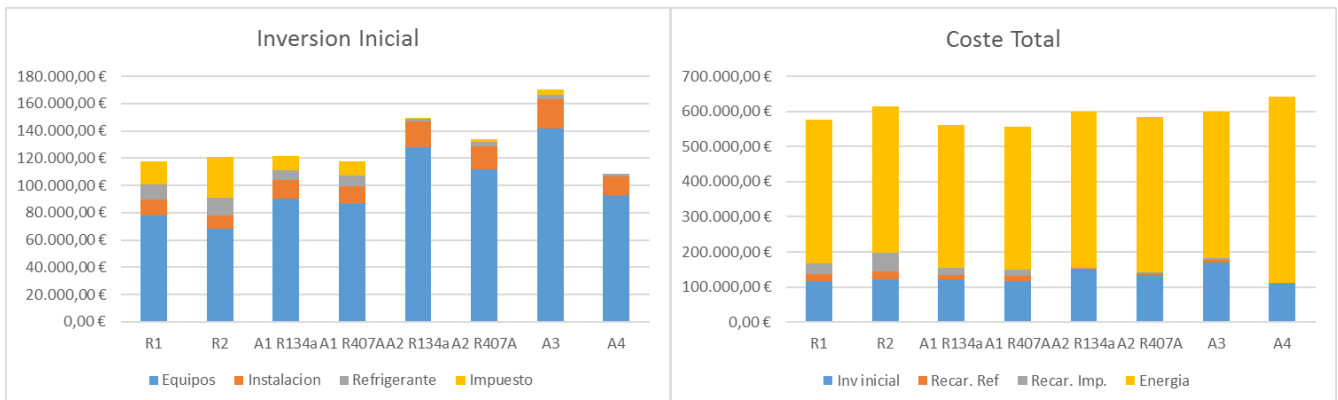


Ilustración 112 - Ejemplo de Inversión Inicial y Coste Total, Sevilla

9. Resultados Finales

Por un lado, mirando la inversión inicial, se aprecia como el mayor gasto que hay a la hora de poner en marcha la instalación son los equipos (Compresores, Condensadores, Intercambiadores, Válvulas de expansión). Por lo que respecta a los equipos, el sistema más barato es el doble simple etapa con condensador común (R2) debido a la simplicidad del sistema y el hecho de tener solo un condensador. A continuación estaría el doble simple etapa (R1) que subiría un poco el precio debido a los dos condensadores (Alta y baja) y finalmente un poco por encima se encontraría el sistema en cascada (A1) que se encarecería debido a la incorporación de más elementos al sistema (intercambiadores y válvulas de expansión), aunque la de R407A resultaría más barata ya que se reduce el número de compresores respecto al R134a. El sistema siguiente sería el Booster (A4), aunque su funcionamiento es similar al R1, los componentes son más caros debido a que tienen que soportar altas presiones. Un poco por encima se encontraría la cascada indirecta (A2) que aumentaría el precio debido a la incorporación del circuito secundario y por último la cascada con CO₂ (A3) sería el más caro debido a la complejidad del sistema.

Por otro lado, se encontraría la instalación que es un porcentaje (15%) de los equipos, y el coste de la primera carga de refrigerante (precio e impuesto). Como se ve el sistema que más gasto en refrigerante tiene es el R2 debido a que tiene muchos kilos de un refrigerante con elevado GWP por lo que se paga mucho impuesto (casi el doble). También se encontrarían los sistemas que emplean R134a como refrigerante, que tiene un impuesto aproximadamente igual al precio. Éstos sistemas son el R1, A1, A2 y A3 que van de mayor a menor gasto debido a la menor cantidad de refrigerante. Por último se encontraría el Booster (A4) en el que el gasto sería muy reducido ya que el CO₂ no tiene impuesto y es muy barato.

Si miramos el coste total de la instalación durante el ciclo de vida (10 años), se aprecia como el mayor gasto de la instalación es el consumo energético (explicado anteriormente en el punto de ahorro energético), por lo que un mayor consumo hará que el coste aumente mucho, como es el caso del Booster. Por lo que respecta a la inversión inicial que ya queda explicado en el párrafo anterior, quedaría que el sistema más caro es la cascada con CO₂ bombeado y el booster es el más barato. Finalmente, habría que añadir a este coste el gasto de la recarga de refrigerante, siendo un 18% anual de la carga inicial, que haría que aquellos sistemas con refrigerantes penalizados con impuestos incrementen su coste de forma que el R2 resultaría más penalizado.

En resumen, el sistema más barato a lo que equipos se refiere sería el doble simple etapa con condensador común (R2), pero al añadirle el elevado impuesto se incrementaría su coste haciendo que el sistema Booster (A4) sea la inversión inicial menor. Una vez el sistema se pusiera en marcha, debido al elevado consumo energético del sistema Booster (A4) se convertiría en el sistema más caro al final de la vida útil. Teniendo en cuenta lo anterior, como el sistema en cascada es el que menor consumo tiene y la inversión inicial es moderada, se convierte en el sistema más económico a la largo de la vida útil.

9. Resultados Finales

Reglamento

Por lo que respecta al cumplimiento de la F-Gas, como se explicó en el *apartado ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.* de las 4 alternativas que se han estudiado, las dos primeras cascadas (A1 y A2) estarán prohibidas a partir de año 2020 frente a los otros dos sistemas (A3 y A4) que sí que está permitido su uso más allá de esa fecha, por lo que las dos mejores opciones serían la A3 y la A4.

Resumen

En la siguiente tabla, se resume cual es la primera y segunda mejor opción en cada uno de los aspectos estudiados.

Elemento Comparativo	Emplaz.	Primera Opción	Segunda Opción
COP	Castellón	A1-R407A	A3
	Vigo	A1-R407A	A3
	Madrid	A1 - R134a	A3
	Sevilla	A1-R407A	A3
Ahorro energía	Castellón	A1-R407A	A3
	Vigo	A1-R407A	A3
	Madrid	A1 - R134a	A3
	Sevilla	A1 - R134a	A3
Emisiones de CO2	Castellón	A3	A2-R134a
	Vigo	A3	A2-R134a
	Madrid	A3	A2-R134a
	Sevilla	A3	A2-R134a
Inversión Inicial	Castellón	A4	A1-R407A
	Vigo	A4	A1-R407A
	Madrid	A4	A1-R407A
	Sevilla	A4	A1-R407A
Coste Total	Castellón	A1-R407A	A1 - R134a
	Vigo	A1-R407A	A1 - R134a
	Madrid	A1-R407A	A1 - R134a
	Sevilla	A1-R407A	A1 - R134a
Reglamento	Todos	A3/A4	A1/A2 (Hasta 2020)

Tabla 72 - Resumen Comparativa

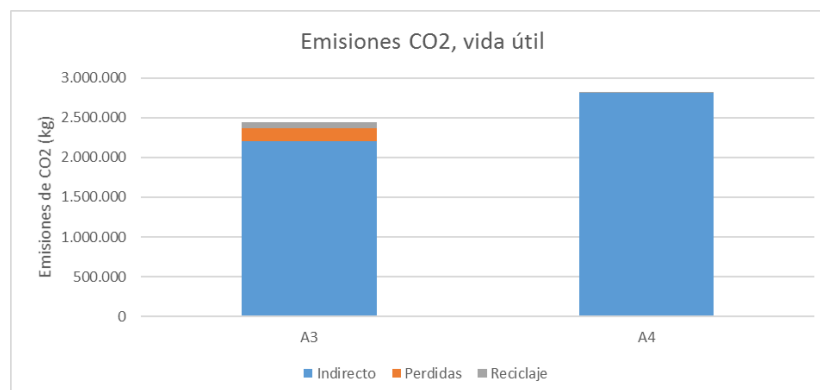
9. Resultados Finales

Conclusión

Una vez comparados todos los sistemas desde los diferentes puntos de estudio, hay que analizar cuál es el mejor sistema para el panorama actual que se presenta.

Si se mira desde un punto de vista económico, la mejor opción es la cascada (A1), debido a que es el sistema que a lo largo de la vida útil sale más económico. El R134a será más recomendable donde el clima sea más cálido (Madrid y Sevilla) ya que tiene menor consumo mientras que el R407A es recomendable para climas más templados (Castellón y Vigo), a pesar que el R407A sea más económico por lo que respecta al coste total.

Pero en vista de la hoja de ruta que tomó Europa hacia una economía hipocarbónica, no solo se puede escoger desde el punto de vista económico, sino que, el principal criterio que se debe tener en cuenta a la hora de seleccionar el sistema más recomendable son las emisiones de CO₂ que produce el sistema y que el reglamento F-Gas permita su uso. Por este motivo, las dos cascadas (A1 y A2) solo estarán permitidas hasta el año 2020 de forma que no serán una opción recomendable, mientras que la cascada con CO₂ bombeado y el sistema Booster sí que cumplirían el reglamento y por tanto se permitiría su uso más allá de esta fecha. Podemos decir por tanto que el criterio que marcará la diferencia a la hora de elegir será el de emisiones. Como podemos observar, en la siguiente gráfica se comparan las dos emisiones entre los dos sistemas permitidos por la norma y se aprecia cómo el sistema A3 tiene menores emisiones ya que al consumir menos energía produce menos CO₂ indirecto. En cambio este mismo sistema sí que tiene emisiones directas mientras que el Booster no, por lo que entre los dos sistemas estudiados la mejor opción es la cascada con CO₂ bombeado. Esto es porque a nivel de ahorro energético es el segundo sistema más cercano a la referencia y sus emisiones son menores. El único punto negativo es que es el sistema más caro por lo que respecta a la inversión inicial, pero a pesar de esto sería el de elección ya que en coste total es parejo al del resto de sistemas.



También hay que tener en cuenta que el sistema Booster estudiado en este proyecto es el sistema en su configuración más simple. En la actualidad se está trabajando en diferentes alternativas que logran aumentar el rendimiento hasta un 15%, acercándose así al de la cascada con CO₂ bombeado (A3) y haciendo que sea una opción bastante interesante debido que una reducción de la energía consumida produce la reducción de las emisiones indirectas y del coste total.

Anexos

Índice Anexos

Índice Anexos	133
CÁLCULOS.....	135
Índice Cálculos.....	137
10. Cálculos	139
10.1. Calculo de potencia frigorífica para compresor	139
10.2. Calculo de los compresores.....	142
10.3. Calculo de las bombas	145
10.4. Calculo de la Potencia Frigorífica para Válvula Expansión	148
10.5. Calculo de parámetros energéticos	151
10.6. Calculo de CO ₂	152
ESQUEMAS	153
Índice Esquemas.....	155
11. Esquemas	157
11.1. Dos simples etapas (R1)	157
11.2. Dos simples etapas con condensador común (R2).....	159
11.3. Cascada (A1).....	161
11.4. Cascada Indirecta (A2).....	163
11.5. Cascada con CO ₂ bombeado (A3).....	165
11.6. Booster (A4)	167
PLIEGO DE CONDICIONES.....	169
12. Pliego Condiciones	171
PRESUPUESTO	173
Índice Presupuesto	175
13. Presupuesto	177
13.1. Doble Simple Etapa (R1)	177
13.2. Doble Simple Etapa con Condensador Común (R2)	179
13.3. Cascada (A1).....	180
13.4. Cascada Indirecta (A2).....	182
13.5. Cascada con CO ₂ bombeado (A3).....	185
13.6. Booster	187

CÁLCULOS

Índice Cálculos

Índice Cálculos.....	137
10. Cálculos	139
10.1. Calculo de potencia frigorífica para compresor	139
10.2. Calculo de los compresores.....	142
10.3. Calculo de las bombas	145
10.4. Calculo de la Potencia Frigorífica para Válvula Expansión	148
10.5. Calculo de parámetros energéticos	151
10.6. Calculo de CO ₂	152

10. Cálculos

10.1. Calculo de potencia frigorífica para compresor

Para el cálculo de la potencia que tienen que suministrar los compresores es necesario saber cuáles son las cargas frigoríficas que tiene que suplir los compresores, que dependerá de cada una de las configuraciones de los sistemas. Para ello se definirá un volumen de control (Cuadrado Azul) para ver aquellas cargas que absorbe el sistema, que serán las que el compresor tendrá que suplir. Hay que tener en cuenta que el fluido en todos los sistemas ira de la parte izquierda a la parte derecha para volver al ciclo.

A continuación, se irán detallando para cada una de las configuraciones sus correspondientes cargas.

Dos simples etapas (R1)

El compresor solo deberá proporcionar una potencia frigorífica correspondiente a la carga demanda por cada uno de las vitrinas frigoríficas de cada servicio, $Q_{M.T.} = 120\text{kW}$ para media temperatura (MT) y $Q_{L.T.} = 40\text{kW}$ para baja temperatura (LT)

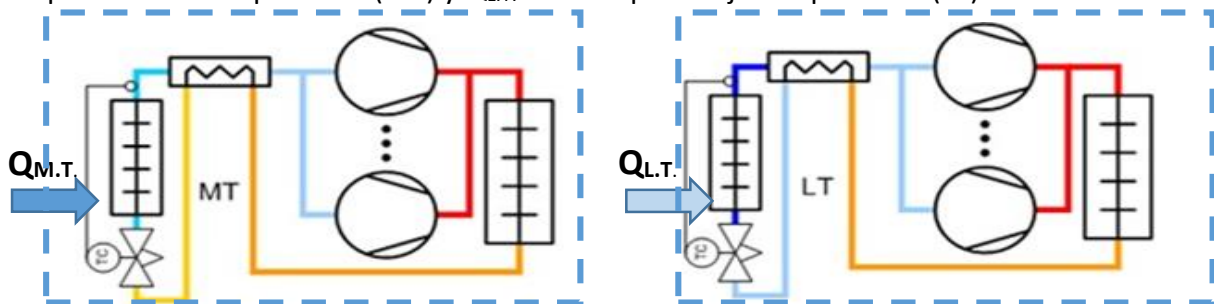


Ilustración 113 - Potencias Sometidas al Compresor en R1

Dos simples etapas con condensador común (R2)

Debido a que la configuración es igual que a la anterior, excepto el condensador, el compresor solo deberá proporcionar una potencia frigorífica correspondiente a la carga demanda por cada uno de las vitrinas frigoríficas de cada servicio, $Q_{M.T.} = 120\text{kW}$ para media temperatura (MT) y $Q_{L.T.} = 40\text{kW}$ para baja temperatura (LT)

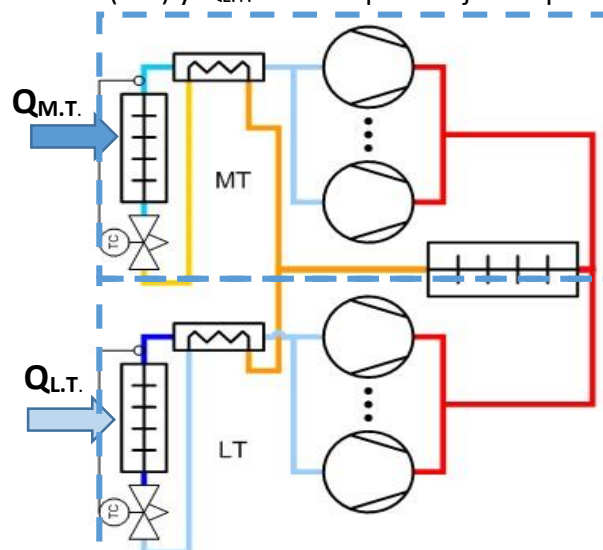


Ilustración 114 - Potencias Sometidas al Compresor en R2

10. Cálculos

Cascada (A1)

Para poder definir cuál es la potencia a la cual deberá hacer frente el compresor en la cascada, se deberá analizar en dos partes el circuito de baja temperatura por un lado y el resto del sistema por otro.

Por lo que concierne al compresor de baja temperatura, la potencia que deberá suplir el compresor será la de las vitrinas de baja temperatura ($Q_{L.T.} = 40kW$). Para el de media temperatura se define un volumen de control, donde se aprecia como el compresor de media temperatura deberá suministrar una potencia igual a la suma de la potencia de baja temperatura más la potencia del compresor, ya que el circuito de media temperatura actuará como condensador del circuito de baja más la potencia de media temperatura.

$$P_{Frig_{LT}} = Q_{L.T.} = 40kW$$

$$P_{Frig_{MT}} = Q_{L.T.} + Q_{M.T.} + P_{comp} = 40 + 120 + 48.9 = 208.9kW$$

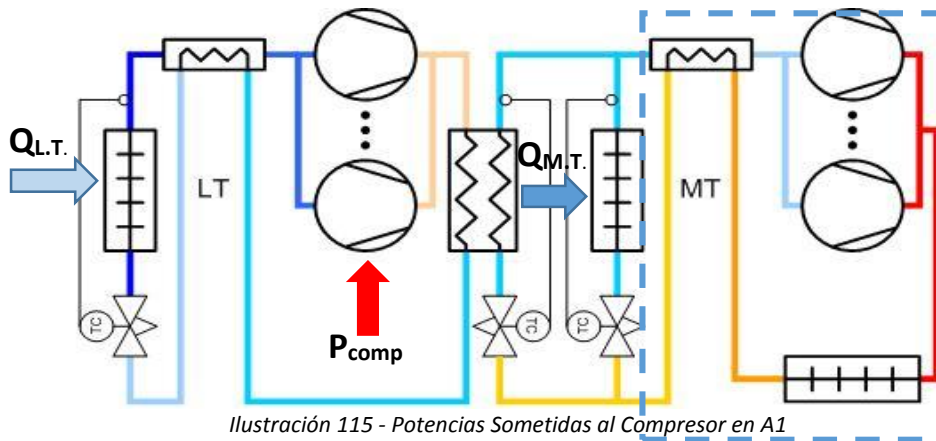


Ilustración 115 - Potencias Sometidas al Compresor en A1

Cascada Indirecta (A2)

En la cascada indirecta las potencias se calculan de la misma manera que se explica para la cascada, anteriormente explicado, pero con la salvedad de que ahora fuera de la superficie de control habría otra potencia a añadir que sería la de la bomba de glicol.

$$P_{Frig_{LT}} = Q_{L.T.} = 40kW$$

$$P_{Frig_{MT}} = Q_{L.T.} + Q_{M.T.} + P_{comp} + P_{bomb} = 40 + 120 + 51.5 + 5.5 = 217kW$$

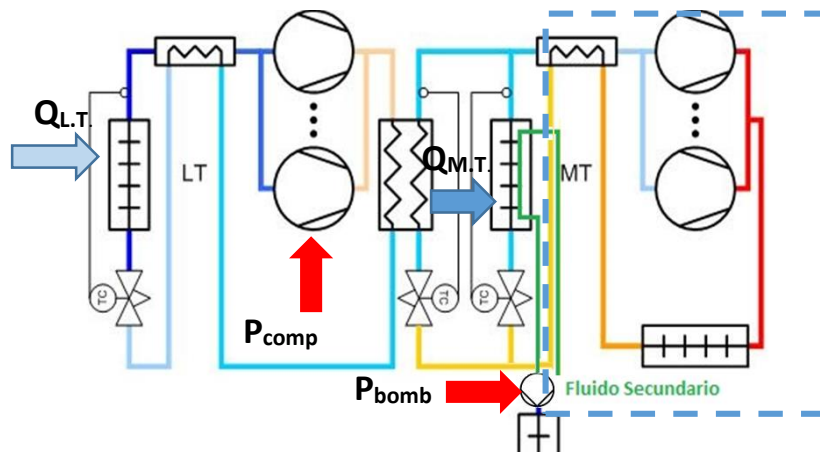


Ilustración 116 - Potencias Sometidas al Compresor en A2

Cascada con CO₂ bombeado (A3)

10. Cálculos

Del mismo modo que la cascada indirecta, las potencias para este sistema serian:

$$P_{Frig_{LT}} = Q_{L.T.} = 40kW$$

$$P_{Frig_{MT}} = Q_{L.T.} + Q_{M.T.} + P_{comp} + P_{bomb} = 40 + 120 + 51.5 + 0.246 = 211.74kW$$

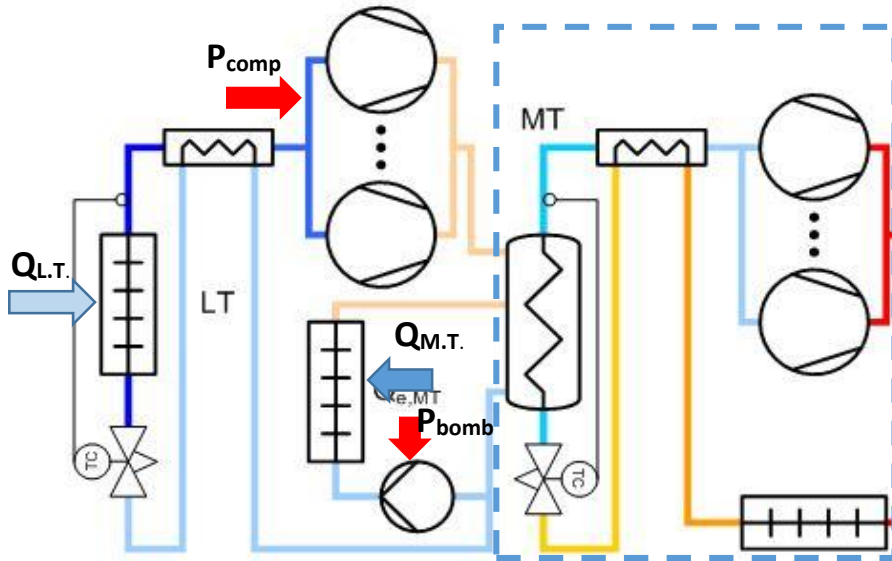


Ilustración 117 - Potencias Sometidas al Compresor A3

Booster (A4)

Para el sistema Booster las cargas se calcularian, por un lado, en el primer volumen de control (Izquierda) se aprecia como la única carga que entra al sistema seria la potencia frigorífica de las vitrinas. Por otro lado, en el segundo volumen de control se tiene que las cargas que entrarán al sistema son, la potencia de baja temperatura, la potencia del compresor de baja y la potencia de media temperatura.

$$P_{Frig_{LT}} = Q_{L.T.} = 40kW$$

$$P_{Frig_{MT}} = Q_{L.T.} + Q_{M.T.} + P_{comp} = 40 + 120 + 51.5 + 0.246 = 211.5kW$$

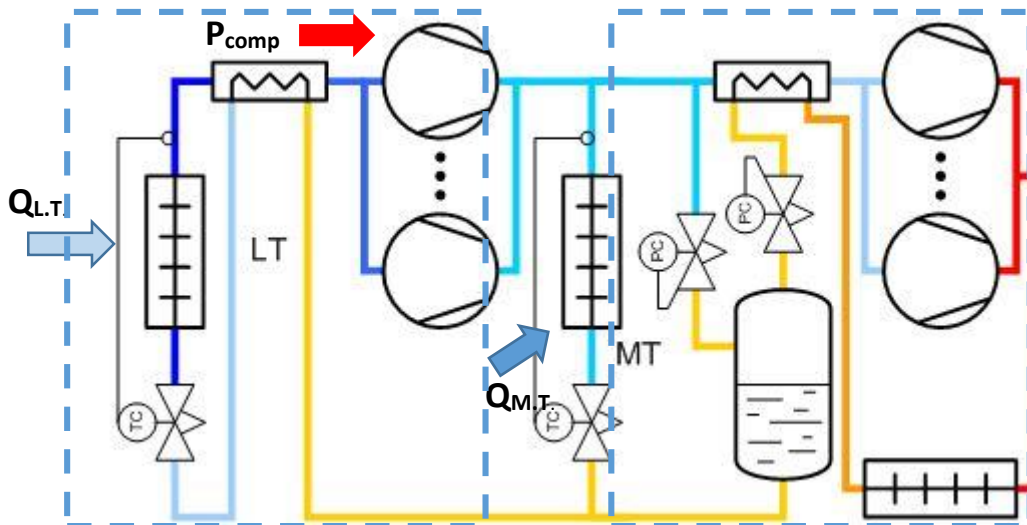


Ilustración 118 - Potencias Sometidas al Compresor A4

10. Cálculos

10.2. Calculo de los compresores

Para el cálculo de los compresores de los diferentes sistemas se ha usado el software de selección de compresores de la marca Bitzer. Es un software al cual introduces una serie de datos de tu ciclo y te devuelve el compresor mas adecuado para las condiciones requeridas.

Parte de un ciclo de simple etapa de expansión directa, compuesto por un grupo de compresores en paralelo, un condensador, un deposito, un intercambiador interno, una válvula de expansión y por último el evaporador.

Además, se le introduce el tipo de refrigerante que se empleara, los puntos de funcionamiento (1 o varios) y depende del tipo de compresor el modo de trabajo (en CO₂ transcrito y subcrítico).

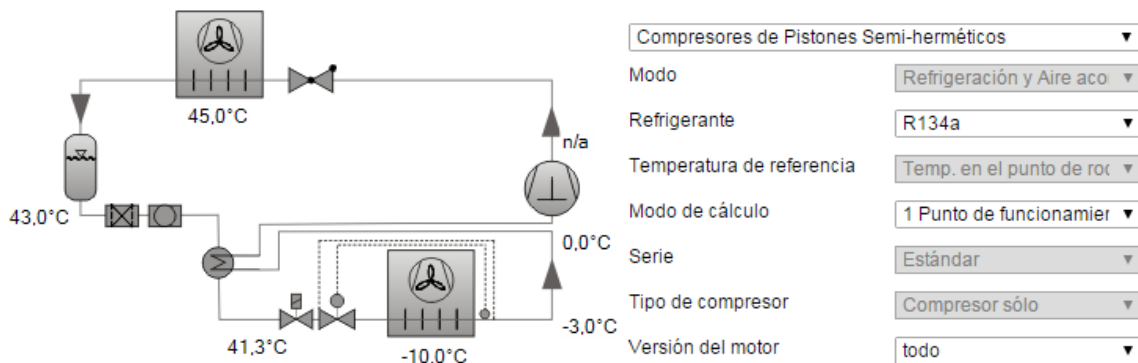


Ilustración 119 - Datos Base del Software Bitzer

Por otro lado, se le introduce una serie de parámetros para que él pueda definir todos los puntos del sistema. Estos parámetros son la potencia frigorífica en el evaporador, el número de compresores, si alguno tendrá carga regulable (incl. CR) el punto de funcionamiento del compresor (temperatura de evaporación y temperatura de condensación), además de otras condiciones de funcionamiento como puede ser el método de subenfriamiento del sistema (si lleva intercambiador interno o no), los subenfriamientos que se producen después del condensador, el recalentamiento del gas desde el evaporador hasta el compresor (recalentamiento de gas) y el recalentamiento del gas a la salida del evaporador (recalentamiento útil); además de otros parámetros sobre la alimentación del compresor.

Selección del compresor		Condiciones de funcionamiento	
<input checked="" type="radio"/> Potencia frigorífica	150 kW	Método de Subenfriamiento	Intercambiador interno
<input type="radio"/> Modelo de compresor		Líquido subenfriado (de:)	2 K
Numeros de compresores: 3		Auto. subcooling	
1.1	33,3 % <input type="checkbox"/> incl. CR	Recalentamiento de gas	10 K
1.2	33,3 % <input type="checkbox"/> incl. CR	<input checked="" type="checkbox"/> Recalentamiento útil	7 K
1.3	33,3 % <input type="checkbox"/> incl. CR	Modo de funcionamiento	Auto
Punto de funcionamiento		Alimentación eléctrica	
	to [°C] tc [°C]	Frecuencia de la red	50Hz
A	-10 45	Tensión de alimentación	400V

Ilustración 120 - Parámetros de Entrada del Software Bitzer

10. Cálculos

Una vez introducido todos los parámetros, el programa saca cual es el compresor que cumplirá con todos los requisitos marcados junto a todos los datos de los compresores desde el punto de vista del funcionamiento, así como datos técnicos y físicos.

A continuación, se explica brevemente cual es el método de cálculo que se emplearía para el cálculo de la potencia del compresor.

Al introducirle todos los datos al programa, este puede situar todos los puntos de trabajo del sistema, pudiendo conocer fácilmente con el diagrama de Mollier todas las características del fluido en los diferentes puntos.

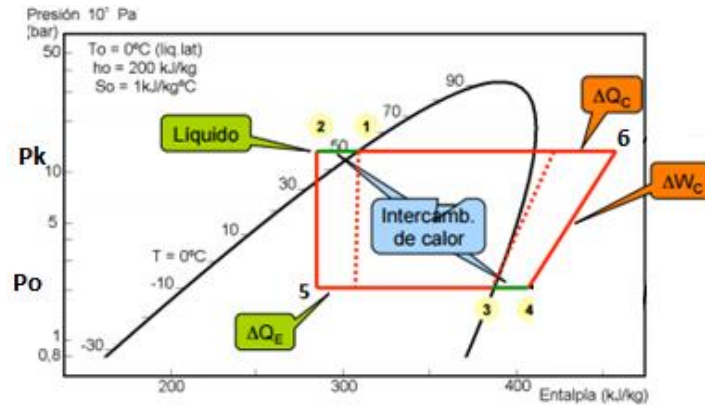


Ilustración 121 - Ciclo Básico Compresión del Software Bitzer

Para el cálculo de la potencia necesaria para el compresor sería necesario conocer las entalpías (h_x) de los puntos 5, 3, 4 y 6 así como el volumen específico del fluido en el punto 4 (v_4).

Con estos datos se obtiene la potencia en el evaporador como la diferencia de entalpías entre el punto de entrada y salida.

$$q_o \left(\frac{kJ}{kg} \right) = h_3 \left(\frac{kJ}{kg} \right) - h_5 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

Con la carga frigorífica del evaporador y la potencia en el evaporador se obtiene el caudal másico de refrigerante necesario para lograr esos niveles de carga.

$$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right) = \frac{Q_{frig}(kW)}{q_o \left(\frac{kJ}{kg} \right)}$$

Por un lado, ya se tendría el caudal mínimo del compresor. Por otro lado, se ha de calcular la potencia que tendrá que tener el compresor. Primero se deberá calcular la energía que tiene que aportar el compresor al refrigerante, obteniéndolo mediante la diferencia de entalpías entre la aspiración y la descarga.

$$q_{comp} \left(\frac{kJ}{kg} \right) = h_6 \left(\frac{kJ}{kg} \right) - h_4 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

Teniendo la energía necesaria para el compresor, al multiplicarlo por el caudal másico se obtendría la potencia mínima del compresor ideal para esa carga.

$$P_{comp_{ideal}}(kW) = \dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right) \cdot q_{comp} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

10. Cálculos

Teniendo en cuenta que el proceso de compresión no se produce de forma isoentrópica, habría que calcularla teniendo en cuenta el rendimiento isoentrópico del compresor.

$$P_{comp}(\text{kW}) = \frac{P_{comp}(\text{kW})}{\eta_{Iso_{comp}}}$$

A esta potencia habría que añadirle las pérdidas que tienen los compresores debido a las pérdidas mecánico - eléctricas, introduciendo el rendimiento mecánico - eléctrico (η_{me}).

$$P_{comp_{real}}(\text{kW}) = \frac{P_{comp}(\text{kW})}{\eta_{me}}$$

Obteniendo de esta manera la potencia mínima que tendrá que tener el compresor para nuestro caso. Por otro lado, para definir exactamente el tipo de compresor se deberá calcular el volumen desplazado por el compresor, que se obtiene partiendo del volumen aspirado.

$$v_{asp} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = \dot{m} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \cdot v_1 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

Debido a que el rendimiento volumétrico del compresor nunca será del 100% el volumen de barrido que tendrá que tener el compresor será el volumen aspirado partido el rendimiento volumétrico del compresor.

$$v_{desp} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = \frac{v_{asp} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)}{\eta_v}$$

Por último, habrá que definir la relación de compresión siendo la relación entre la presión de condensación y la de evaporación.

$$r = \frac{P_k(\text{bar})}{P_o(\text{bar})}$$

Con este último parámetro se tendría todos los datos necesarios para ir a la base de datos de la marca y buscar cual es el compresor que mejor se adapta a las características.

Presión de trabajo

En el caso del sistema booster, el programa calcula de forma automática la presión óptima de trabajo del sistema de media temperatura, obteniéndose de la fórmula siguiente:

$$P_{opt} = 2.304 \cdot T_{amb}(\text{°C}) + 19.29(\text{bar}) \quad (\text{Y. Chen \& J. Gu, 2005})$$

10. Cálculos

10.3. Calculo de las bombas

Para mover el fluido refrigerante en los sistemas de cascada indirecta (A2) y la cascada con CO₂ bombeado (A3) se necesita de una bomba que lo mueva a través del circuito de media temperatura.

Para la selección de la bomba adecuada para cada sistema hay que calcular el caudal másico que tiene que proporcionar la bomba en cada caso. Hay que tener en cuenta que en cada uno de los dos casos el fenómeno de transferencia de calor en la vitrina frigorífica es diferente, por lo que la forma de cálculo será diferente. Por un lado, está la transferencia de calor sin cambio de fase del propilen-glicol en el sistema A2 y, por otro lado, está la transferencia de calor por cambio de fase del CO₂ en el sistema A3.

Calculo del caudal másico de la bomba de propilen-glicol en A2

Para el cálculo del caudal másico de la bomba se tienen los datos de la potencia que se tendrá que transmitir, el calor específico y la densidad del fluido, y el salto térmico entre los dos medios.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= 120kW & \Delta T &= -10 - (-14) = 4K \\ C_p &= 3.7656 \frac{kJ}{kg \cdot K} & \rho &= 1150 \frac{kg}{m^3}\end{aligned}$$

Partiendo de la ecuación general de transferencia de calor entre dos fluidos sin cambio de fase.

$$\dot{Q}(kW) = \dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right) \cdot C_p \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right) \cdot \Delta T(K)$$

Se despeja el caudal másico y sustituyendo los valores se obtiene el caudal másico necesario para poder suministrar la potencia demandada.

$$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right) = \frac{\dot{Q}(kW)}{C_p \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right) \cdot \Delta T(K)} = \frac{120}{3.7656 \cdot 4} = 7.96 \frac{kg}{s} = 24.91 \frac{m^3}{h}$$

Calculo del caudal másico de la bomba de CO₂ en A3

Para el cálculo de caudal másico de la bomba en el sistema A3 debido al cambio de fase que se produce durante la evaporación se deberá primero de todo calcular el calor latente del CO₂ para ese nivel de temperatura.

Calculo del calor latente de cambio de fase del CO₂

El calor latente de un fluido depende del nivel de temperatura para el cual este trabajando, en este caso el CO₂ está trabajando a -10°C. El calor latente del CO₂ para -10°C se obtiene restando la entalpia del vapor saturado (derecha de la campana) menos la del líquido saturado (Izquierda de la campana) sacando los valores de la siguiente campana del CO₂.

10. Cálculos

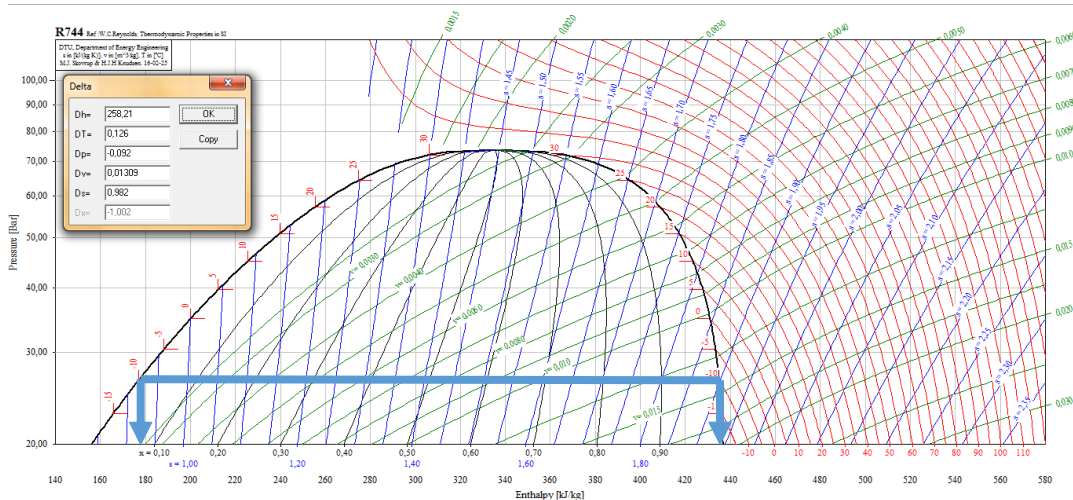


Ilustración 122 - Cálculo del calor latente CO2

Leyendo de la gráfica los dos valores de entalpia en los puntos de entrada a la campana y salida y restándolos obtenemos el calor latente del fluido para -10°C.

$$\lambda = 435.16 - 176.86 = 258.3 \frac{kJ}{kg}$$

Calculo del caudal másico

Una vez se tiene el calor latente del fluido, se puede pasar a calcular el caudal másico de la bomba. Para ello se parte de los datos de calor latente, anteriormente calculado, la potencia que se tendrá que transmitir, el título de vapor el cual saldrá el fluido y el volumen específico

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 120kW & v(-10^\circ C) &= 1.0167 \frac{dm^3}{kg} \\ \lambda(-10^\circ C) &= 258.3 \frac{kJ}{kg} & 1GPM &= 0.003785 \frac{m^3}{min} \\ X_v &= 0.5 \end{aligned}$$

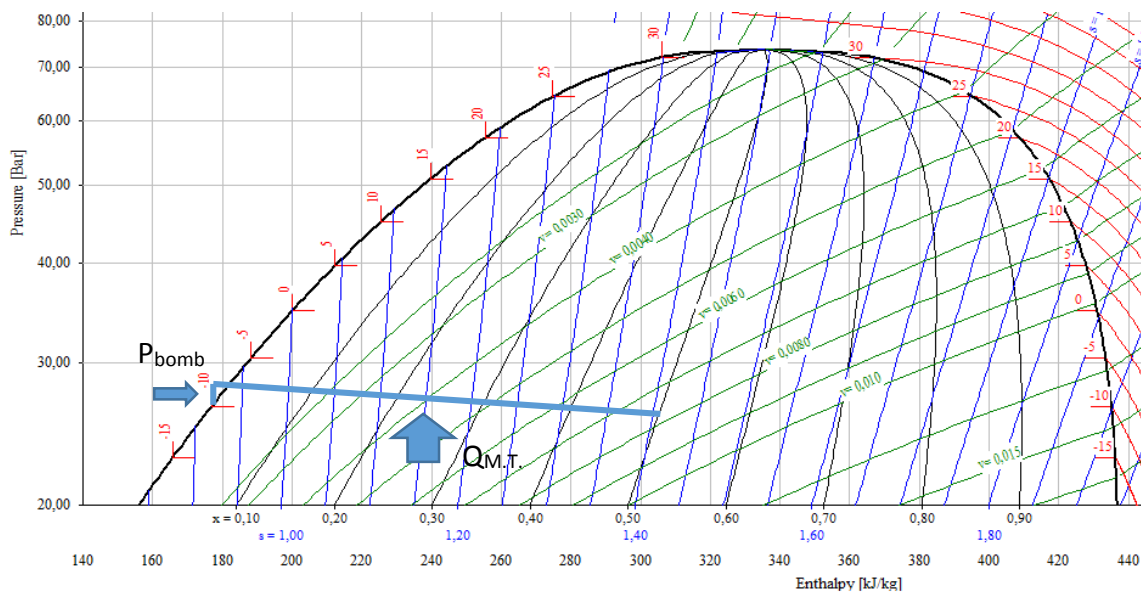


Ilustración 123 - Cálculo de Potencia de la Bomba

10. Cálculos

En este caso, en el evaporador se producirá un cambio de fase en el fluido de trabajo (CO2 líquido) hasta cierto título de vapor, por lo que se regirá por la fórmula de transferencia de calor con cambio de fase.

$$\dot{Q}(kW) = \dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right) \cdot \lambda \left(\frac{kJ}{kg} \right) \cdot (1 - X_v)$$

Se despeja el caudal másico y sustituyendo los valores, se obtiene el caudal másico necesario para poder suministrar la potencia demandada.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{\lambda \cdot (1 - X_v)} = \frac{120}{258.3 \cdot (1 - 0.5)} = 0.9292 \frac{kg}{s} = 0.05668 \frac{m^3}{min} = 14.97 GPM$$

10.4. Calculo de la Potencia Frigorífica para Válvula Expansión

Para el cálculo de la capacidad mínima que deberá tener las válvulas de expansión del circuito es necesario saber cuáles serán las cargas frigoríficas que deberá absorber el fluido frigorífico después de esta válvula. Para ellos se irá viendo cada uno de los sistemas cual es la potencia que corresponde a cada una de las válvulas y si están dentro del estudio o pertenecen a la vitrina frigorífica (Recuadro naranja).

A continuación, se irán detallando para cada una de las configuraciones sus correspondientes cargas.

Dos simples etapas (R1)

Las válvulas de expansión de los dos ciclos deberán tener una capacidad mínima correspondiente a la carga de cada uno de los servicios (120kW y 40kW), pero debido a que se encontrarían dentro de la vitrina frigorífica, no entrarían dentro del estudio de la instalación por lo que no habrá que diseñarlas.

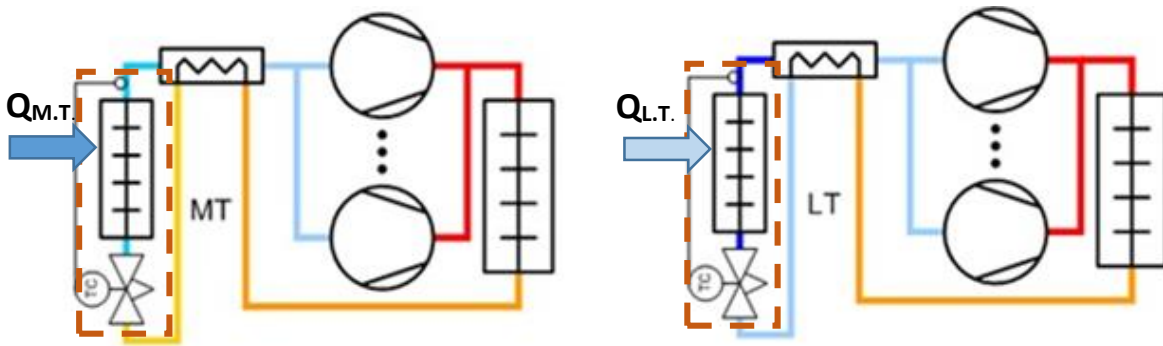


Ilustración 124 - Capacidades mínimas de la EV en R1

Dos simples etapas con condensador común (R2)

Del mismo modo que el sistema de dos simples etapas, las válvulas de expansión deberán tener una capacidad mínima de (120kW y 40kW) para dar servicio a la media y baja temperatura, pero que estarán dentro de las vitrinas por lo que no entrarán en este estudio.

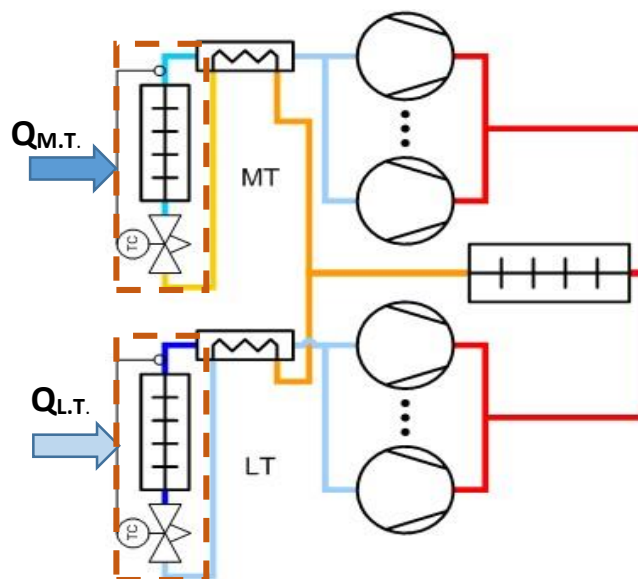


Ilustración 125 - Capacidades mínimas de la EV en R2

10. Cálculos

Cascada (A1)

Un sistema en cascada tiene 3 válvulas de expansión, dos de ellas se encuentran dentro de las vitrinas y deberán tener la capacidad mínima de las dos cargas de los servicios (120kW y 40kW). Por otro lado, se encuentra la válvula de antes del intercambiador, que deberá tener una capacidad mínima de la carga de los servicios de baja temperatura y de la potencia de los compresores de baja temperatura.

$$P_{Frig} = Q_{L.T.} + P_{comp} = 40 + 48.9 = 88.9kW$$

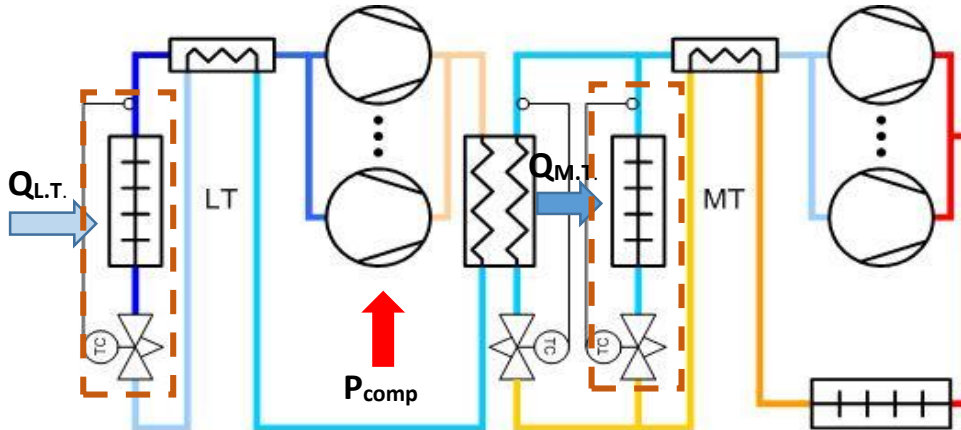


Ilustración 126 - Capacidades mínimas de la EV en A1

Cascada Indirecta (A2)

Un sistema en cascada indirecta tiene 3 válvulas de expansión, una de ellas (Izq) está dentro de la vitrina de baja temperatura que tendrá que tener una capacidad mínima de (40kW), pero fuera del estudio. Por lo que respecta a las otras dos, deberán tener una capacidad mínima de la potencia que hay después de intercambiador, por un lado, sería la potencia de baja temperatura más la del compresor de baja y por otro, será la de media temperatura más la potencia de la bomba de glicol.

$$P_{Frig_1} = Q_{L.T.} + P_{comp} = 40 + 51.5 = 91.5kW$$

$$P_{Frig_2} = Q_{M.T.} + P_{bomb} = 120 + 5.5 = 125.5kW$$

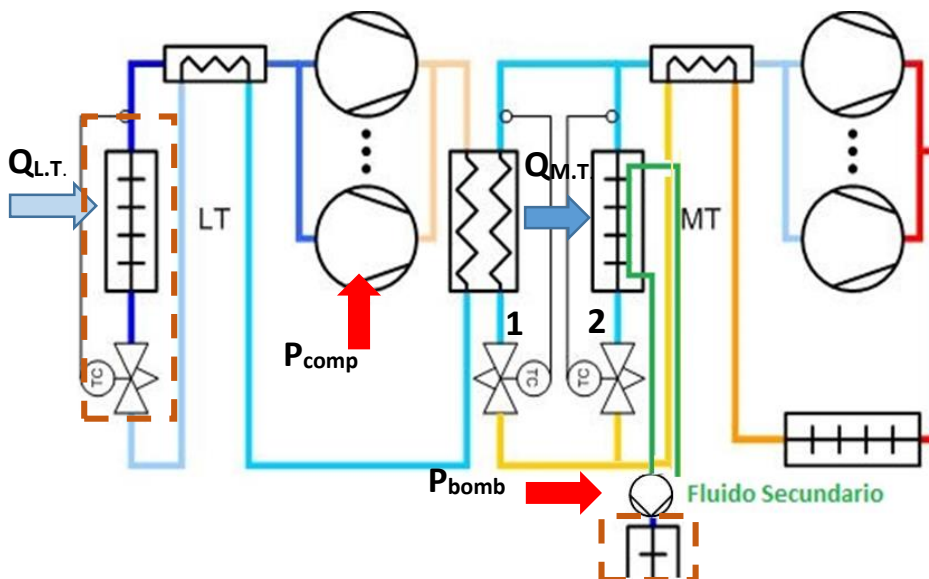


Ilustración 127 - Capacidades mínimas de la EV en A2

10. Cálculos

Cascada con CO₂ bombeado (A3)

En el sistema de cascada con CO₂ bombeado hay dos válvulas de expansión, una que será la que se encuentra en la vitrina frigorífica y que deberá tener una capacidad mínima de la carga de baja temperatura (40kW), pero fuera del estudio, y otra que deberá tener una capacidad mínima correspondiente a la carga de media más la carga de baja más la potencia de los compresores de baja más la bomba.

$$P_{Frig} = Q_{L.T.} + Q_{M.T.} + P_{comp} + P_{bomb} = 40 + 120 + 51.5 + 0.246 = 211.74kW$$

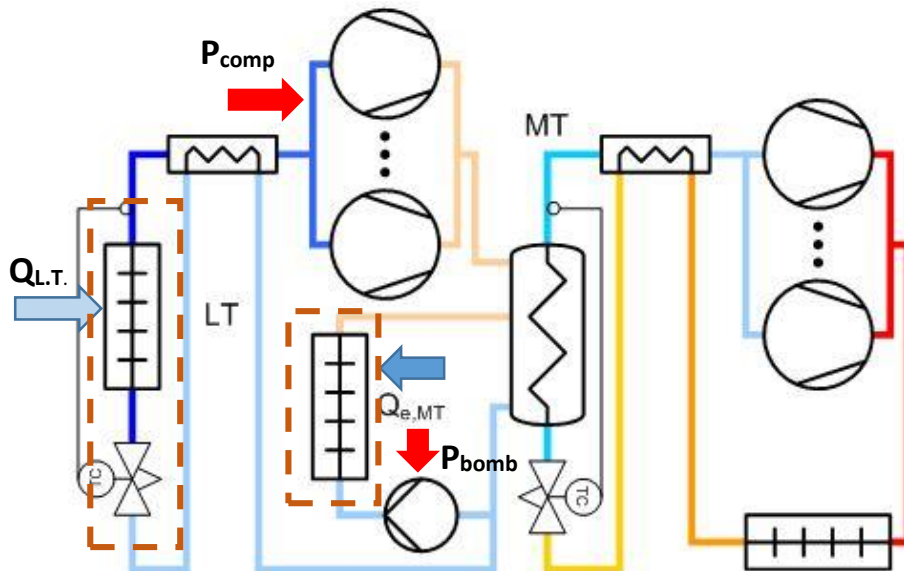


Ilustración 128 - Capacidades mínimas de la EV en A3

Booster (A4)

En el sistema de Booster hay dos válvulas de expansión que deberán tener una capacidad mínima correspondiente a la carga de cada uno de los servicios (120kW y 40kW), pero debido a que se encontrarían dentro de la vitrina frigorífica no entrarían dentro del estudio de la instalación por lo que no habrá que diseñarlas.

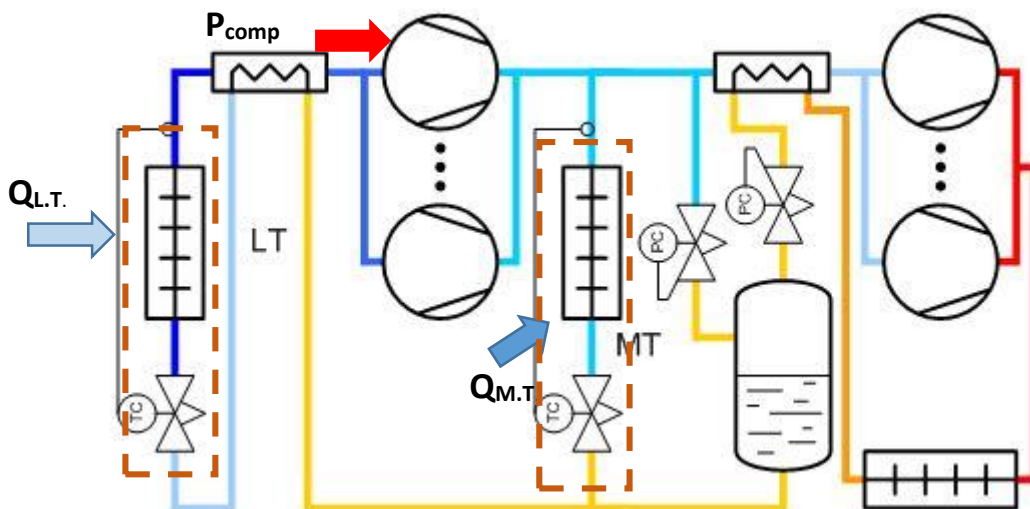


Ilustración 129 - Capacidades mínimas de la EV en A4

10. Cálculos

10.5. Cálculo de parámetros energéticos

Para realizar la comparativa energética entre sistemas se evalúan dos parámetros, el COP y el consumo energético de cada uno de los sistemas.

Para el cálculo del COP de cada uno de los de los servicios, se debe conocer la potencia que absorbe el evaporador y el trabajo que hace el compresor para conseguirla, debido a que el sistema está trabajando todas las horas del día y las condiciones de funcionamiento no son siempre iguales, cambian las temperaturas de evaporación y condensación y la potencia frigorífica demanda, el compresor no estará trabajando siempre al mismo nivel, por ello, el cálculo deberá ser la media de todo el tiempo trabajado.

$$COP_{LT} = \frac{Q_{eLT}}{W_{totLT}} \quad COP_{MT} = \frac{Q_{e_{tot,MT}}}{W_{totMT}}$$
$$COP_{Total} = \frac{Q_{e_{Tot,LT}} + Q_{e_{Tot,MT}} - Q_{cLT}}{W_{totLT} + W_{totMT}}$$

El calor de condensación del servicio de baja temperatura está incluido en el cálculo del COP_{MT} mientras que para el cálculo del COP total no está incluido.

Por lo que respecta al cálculo de la energía consumida por los sistemas, se obtiene integrando el trabajo de compresión, de bombas y ventiladores durante todas las horas de funcionamiento del sistema durante el año, teniendo en cuenta del mismo modo que para el cálculo del COP que los compresores, bombas y ventiladores no funcionaran a una potencia constante ya que las temperaturas de evaporación y condensación y la potencia frigorífica demanda varia a lo largo de los días.

$$Energia(kWh) = \int_0^t W_{tot} dt$$

10. Cálculos

10.6. Calculo de CO₂

Uno de los resultados que ofrece el programa Pack Calculation Pro, son las emisiones de CO₂ equivalentes que cada sistema produce, estas emisiones equivalentes están compuestas por tres partes:

- Indirectas: Corresponde al CO₂ emitido al producir la energía eléctrica necesaria para hacer funcionar el sistema. Para calcular este parámetro parte del valor de kilos CO₂ producidos al generar un kilovatio hora, este valor depende mucho del momento y del lugar debido a que en función del tipo de central que esté produciendo en ese momento el valor cambiara, para este estudio se ha considerado un valor de 0.53kg/kWh.

$$CO_2Indirecto(kg_{CO_2}) = 0.53 \left(\frac{kg_{CO_2}}{kWh} \right) \cdot Energia Consumida(kWh)$$

- Perdidas: En este bloque se engloban las emisiones anuales al ambiente de refrigerante debido a posibles pérdidas en el sistema. Para el cálculo de este valor se tiene que introducir dos parámetros, el ciclo de vida del sistema, el cual se ha considerado de 10 años y el porcentaje de pérdidas anuales de refrigerante, que según un estudio del (International Institute of Refrigeration, 2016) se considera que un sistema de supermercado de expansión directa tiene una tasa de pérdidas del 18%/año.

$$Perdidas(kg_{CO_2}) = N(años) \cdot GWP \left(\frac{kg_{CO_2}}{kg_{refrig}} \right) \cdot kg_{refrig} \cdot 0.18$$

- Porcentaje de recuperación: Corresponde a la tasa de refrigerante que se puede recuperar al desmantelar la instalación una vez terminado su ciclo de vida. Para el cálculo de este valor es necesario introducir dos parámetros, la cantidad de refrigerante y la tasa de recuperación de refrigerante, que según el mismo estudio del (International Institute of Refrigeration, 2016) se considera que un sistema de supermercado de expansión directa tiene una tasa de recuperación del 10%.

$$Reciclaje(kg_{CO_2}) = GWP \left(\frac{kg_{CO_2}}{kg_{refrig}} \right) \cdot kg_{refrig} \cdot (1 - 0.1)$$

Las emisiones totales por cada ciclo estarían compuestas por las emisiones indirectas y las emisiones directas, que estarían englobados estos dos últimos parámetros.

$$Emisiones_{CO_2} = Indirectas + Directas = Indirectas + Perdidas + Reciclaje$$

ESQUEMAS

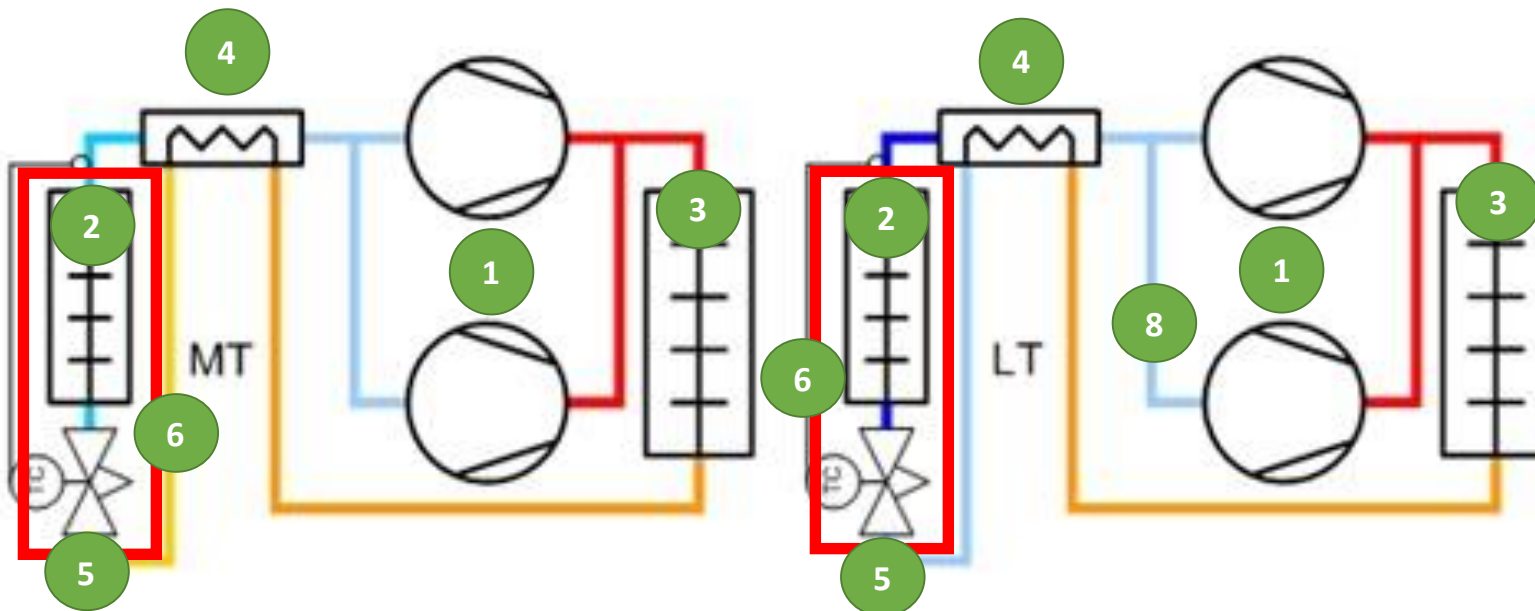
Índice Esquemas

Índice Esquemas.....	155
11. Esquemas	157
11.1. Dos simples etapas (R1)	157
11.2. Dos simples etapas con condensador común (R2).....	159
11.3. Cascada (A1).....	161
11.4. Cascada Indirecta (A2).....	163
11.5. Cascada con CO ₂ bombeado (A3).....	165
11.6. Booster (A4)	167

11. Esquemas

11. Esquemas

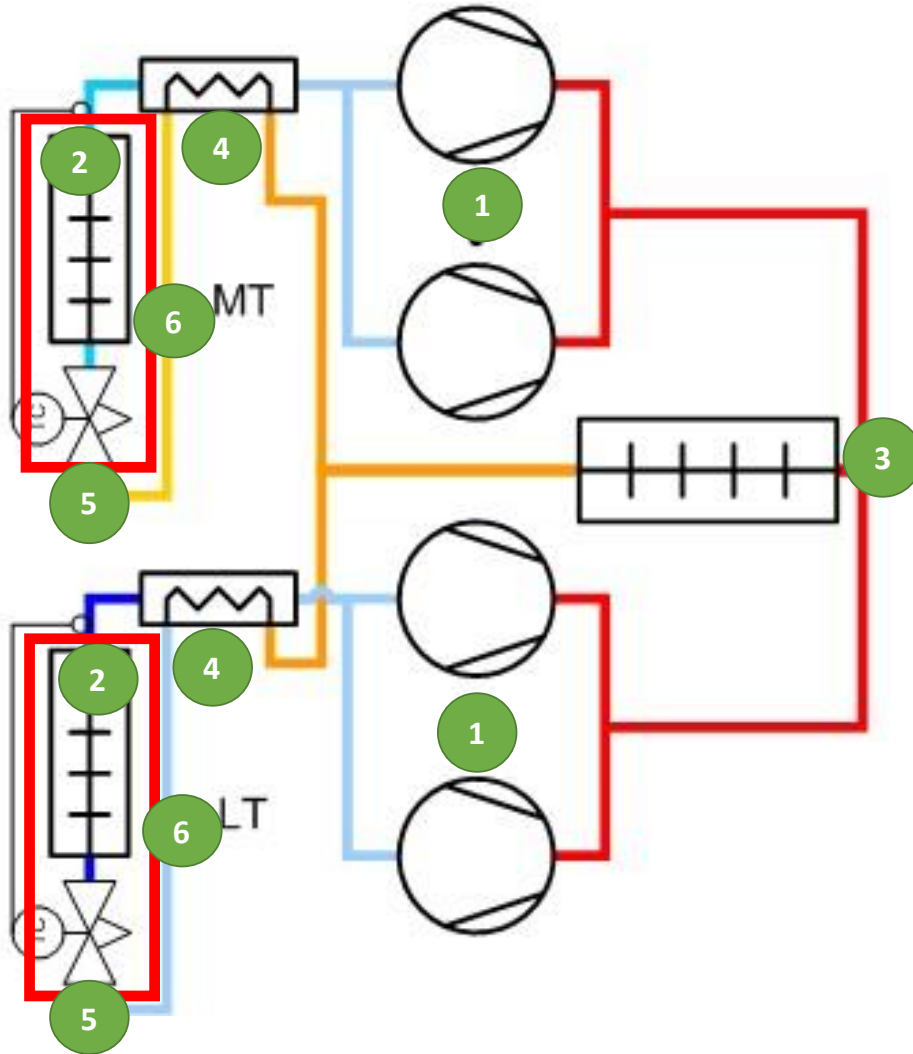
11.1. Dos simples etapas (R1)



Nº	Componente
1	RAC Compresores
2	Evaporador
3	Condensador
4	Intercambiador Intermedio
5	Valvula de Expansion
6	Vitrina Frigorifica

11. Esquemas

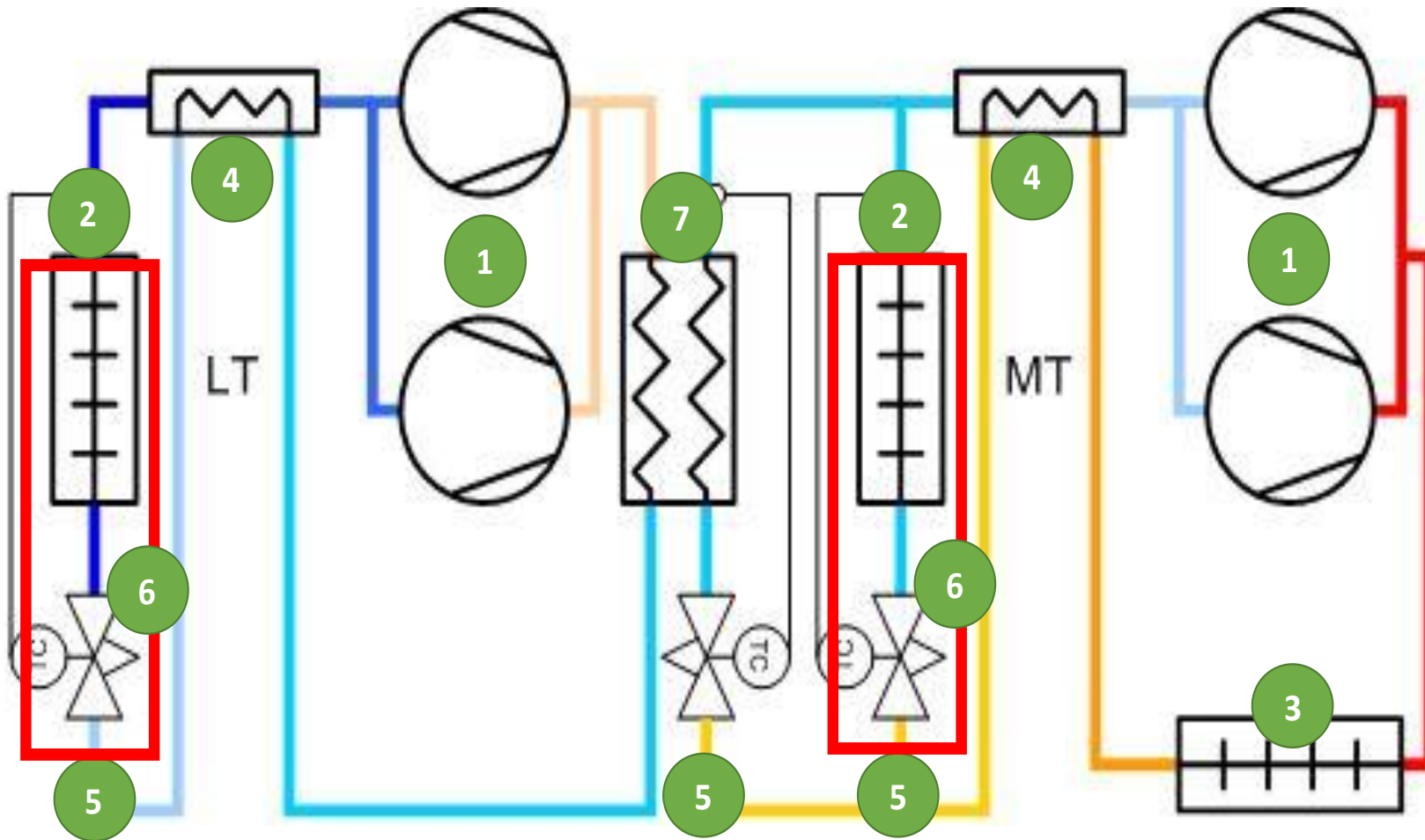
11.2. Dos simples etapas con condensador común (R2)



Nº	Componente
1	RAC Compresores
2	Evaporador
3	Condensador
4	Intercambiador Intermedio
5	Valvula de Expansion
6	Vitrina Frigorifica

11. Esquemas

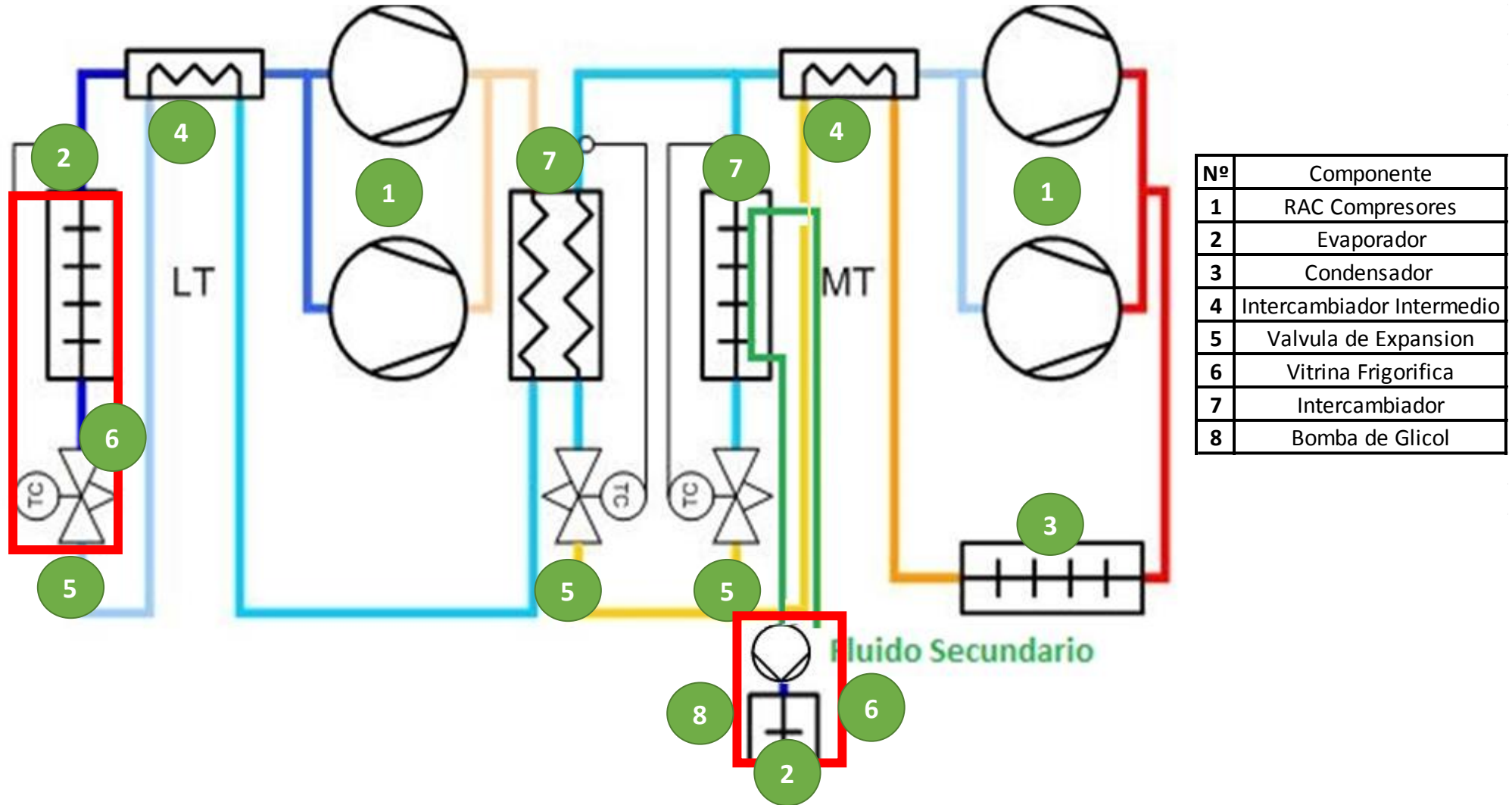
11.3. Cascada (A1)



Nº	Componente
1	RAC Compresores
2	Evaporador
3	Condensador
4	Intercambiador Intermedio
5	Valvula de Expansion
6	Vitrina Frigorifica
7	Intercambiador

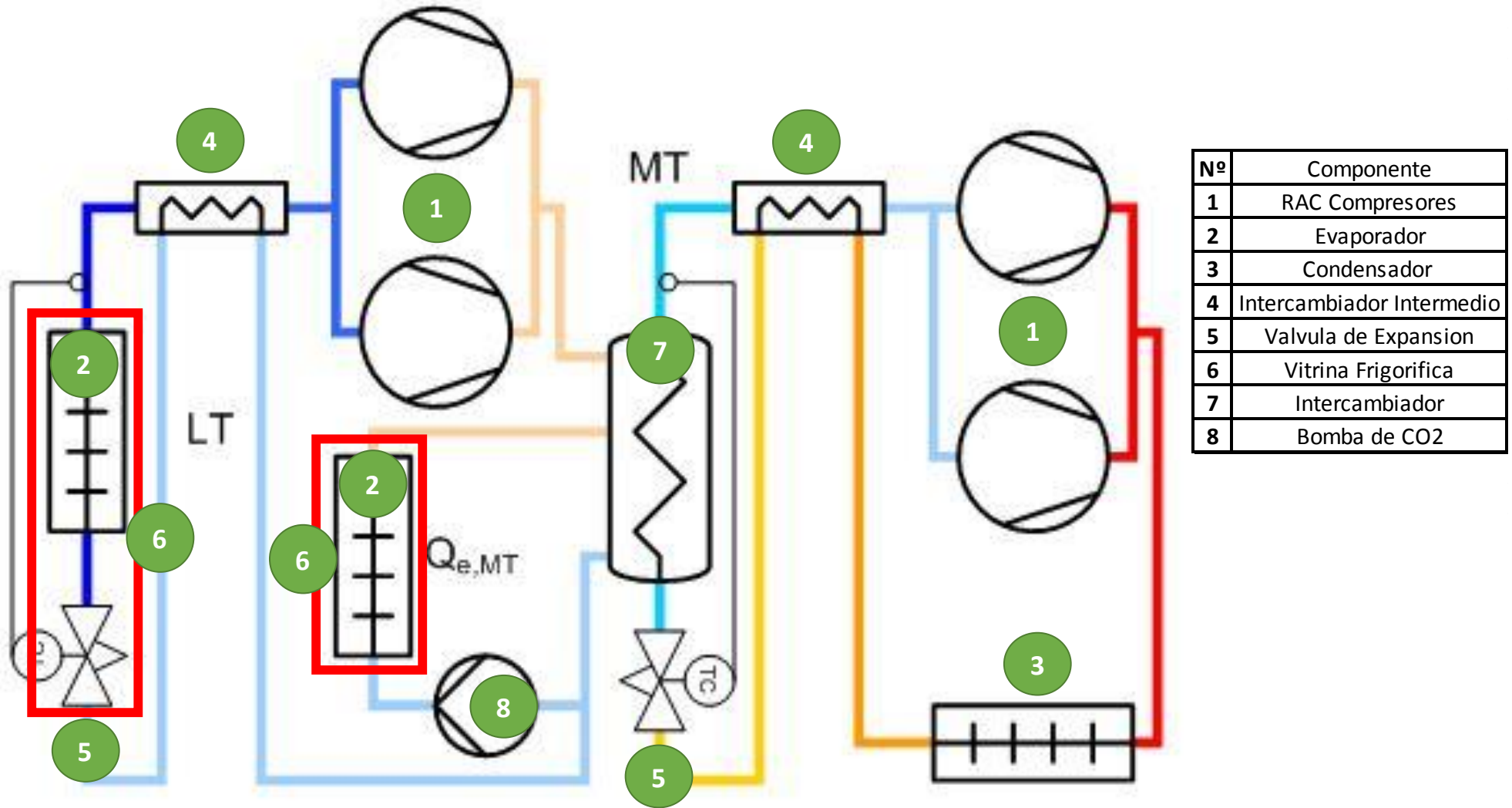
11. Esquemas

11.4. Cascada Indirecta (A2)



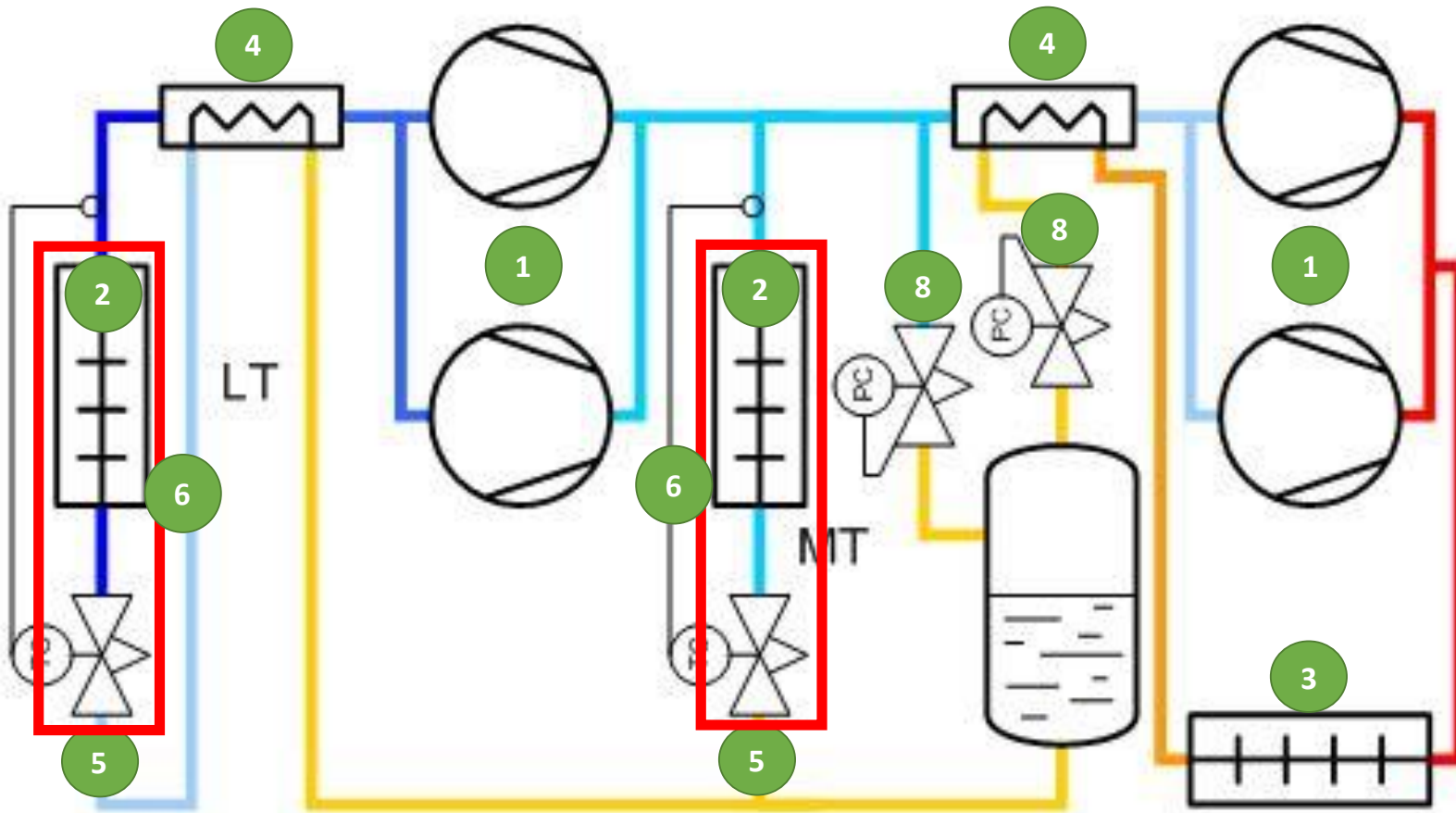
11. Esquemas

11.5. Cascada con CO₂ bombeado (A3)



11. Esquemas

11.6. Booster (A4)



Nº	Componente
1	RAC Compresores
2	Evaporador
3	Condensador
4	Intercambiador Intermedio
5	Valvula de Expansion
6	Vitrina Frigorifica
7	Intercambiador
8	Regulador de presion

PLIEGO DE CONDICIONES

12. Pliego Condiciones

Debido a que este proyecto tiene carácter de investigación, el pliego de condiciones no procede.

PRESUPUESTO

Índice Presupuesto

Índice Presupuesto	175
13. Presupuesto	177
13.1. Doble Simple Etapa (R1)	177
13.2. Doble Simple Etapa con Condensador Común (R2)	179
13.3. Cascada (A1)	180
13.4. Cascada Indirecta (A2)	182
13.5. Cascada con CO ₂ bombeado (A3)	185
13.6. Booster	187

13. Presupuesto

13. Presupuesto

En este apartado se detallarán dos presupuestos para cada sistema y emplazamiento, uno detallado y otro global. Para el presupuesto detallado solo se han tenido en cuenta los elementos característicos de cada sistema (Compresor, condensador, intercambiador interno, intercambiador de unión, válvula de expansión). Debido a que es una comparativa y los elementos comunes (Líneas, cuadro eléctrico, aislantes, ...) están presentes en todos los sistemas por igual por lo que se tendrá en cuenta en el presupuesto global. El presupuesto global será la suma de los elementos característicos de cada sistema, los elementos comunes (que se considerara que supondrán un 15% del coste de los elementos principales) y el coste por el refrigerante.

El precio de los refrigerantes y el impuesto que se debe pagar son:

	Precio	Impuesto
134a	16,83 €	17,16 €
R404A	21,24 €	49,95 €
R407A	17,16 €	26,27 €
R744	3,00 €	0,00 €
Propilen - Glicol	1,90 €	-

Tabla 73 - Precio de los Refrigerantes

13.1. Doble Simple Etapa (R1)

En el presupuesto detallado para este sistema se engloban los elementos principales y característicos de la instalación (Compresor, condensador e intercambiador interno)

Castellón

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	R1	MT	6FE-40Y-40P	3	12.079,00 €	36.237,00 €
Compresor	R1	LT	6GE-34Y-40P	2	10.799,00 €	21.598,00 €
Condensador	R1	-	GVH 080,3A/2x2-N(D).E	1	14.526,00 €	14.526,00 €
Inter. Int.	R1	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	R1	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €

Tabla 74 - Presupuesto Detallado, R1 - Castellón

Vigo

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	R1	MT	6GE-30Y-40P	3	9.957,00 €	29.871,00 €
Compresor	R1	LT	4FE-28Y-40P	2	8.668,00 €	17.336,00 €
Condensador	R1	-	GVH 080.4A/4-M(D).E	1	14.655,00 €	14.655,00 €
Inter. Int.	R1	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	R1	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €

Tabla 75 - Presupuesto Detallado, R1 - Vigo

13. Presupuesto**Madrid**

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	R1	MT	6FE-40Y-40P	3	12.079,00 €	36.237,00 €
Compresor	R1	LT	6FE-44Y-40P	2	13.077,00 €	26.154,00 €
Condensador	R1	-	GVH 080,4A/4-M(D).E	1	14.655,00 €	14.655,00 €
Inter. Int.	R1	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	R1	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €

Tabla 76 - Presupuesto Detallado, R1 - Madrid

Sevilla

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	R1	MT	6FE-40Y-40P	3	12.079,00 €	36.237,00 €
Compresor	R1	LT	6FE-44Y-40P	2	13.077,00 €	26.154,00 €
Condensador	R1	-	GVH 090.3C/3-M(D).E	1	14.744,00 €	14.744,00 €
Inter. Int.	R1	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	R1	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €

Tabla 77 - Presupuesto Detallado, R1 - Sevilla

El presupuesto total englobando el coste de las maquinas, la instalación, la primera carga de refrigerante para cada emplazamiento será:

Emplaz.	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Total Inst.	73.369,00 €	62.870,00 €	78.054,00 €	78.143,00 €
Otros	11.005,35 €	9.430,50 €	11.708,10 €	11.721,45 €
Refrig.	10.982,31 €	10.982,31 €	10.982,31 €	10.982,31 €
Impuesto	16.854,00 €	16.854,00 €	16.854,00 €	16.854,00 €
Total	112.210,66 €	100.136,81 €	117.598,41 €	117.700,76 €

Tabla 78 - Presupuesto Total, R1

13. Presupuesto

13.2. Doble Simple Etapa con Condensador Común (R2)

En el presupuesto detallado para este sistema se engloban los elementos principales y característicos de la instalación (Compresor, condensador e intercambiador interno)

Castellón

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	R2	MT	4GE-23Y-40P	3	8.321,00 €	24.963,00 €
Compresor	R2	LT	6GE-34Y-40P	2	10.799,00 €	21.598,00 €
Condensador	R2	-	GVH 090,3B/3-M(D).E	1	13.670,00 €	13.670,00 €
Inter. Int.	R2	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	R2	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €

Tabla 79 - Presupuesto Detallado, R2 - Castellón

Vigo

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	R2	MT	4GE-23Y-40P	3	8.321,00 €	24.963,00 €
Compresor	R2	LT	4FE-28Y-40P	2	8.668,00 €	17.336,00 €
Condensador	R2	-	GVH 090.3B/3-M(D).E	1	13.670,00 €	13.670,00 €
Inter. Int.	R2	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	R2	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €

Tabla 80 - Presupuesto Detallado, R2 - Vigo

Madrid

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	R2	MT	4FE-28Y-40P	3	8.668,00 €	26.004,00 €
Compresor	R2	LT	6FE-44Y-40P	2	13.077,00 €	26.154,00 €
Condensador	R2	-	S-GVH 080.4A/4-M(D).E	1	14.606,00 €	14.606,00 €
Inter. Int.	R2	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	R2	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €

Tabla 81 - Presupuesto Detallado, R2 - Madrid

Sevilla

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	R2	MT	4FE-28Y-40P	3	8.668,00 €	26.004,00 €
Compresor	R2	LT	6FE-44Y-40P	2	13.077,00 €	26.154,00 €
Condensador	R2	-	S-GVH 080.3D/N(D).E	1	14.754,00 €	14.754,00 €
Inter. Int.	R2	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	R2	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €

Tabla 82 - Presupuesto Detallado, R2 - Sevilla

El presupuesto total englobando el coste de las maquinas, la instalación, la primera carga de refrigerante para cada emplazamiento será:

Emplaz.	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Total Inst.	61.239,00 €	56.977,00 €	67.772,00 €	67.920,00 €
Otros	9.185,85 €	8.546,55 €	10.165,80 €	10.188,00 €
Refrig.	12.746,94 €	12.746,94 €	12.746,94 €	12.746,94 €
Impuesto	29.970,00 €	29.970,00 €	29.970,00 €	29.970,00 €
Total	113.141,79 €	108.240,49 €	120.654,74 €	120.824,94 €

Tabla 83 - Presupuesto Total, R2

13. Presupuesto

13.3. Cascada (A1)

En el presupuesto detallado para este sistema se engloban los elementos principales y característicos de la instalación (Compresor, condensador, intercambiador interno, intercambiador de unión, válvula de expansión). Debido a que se estudia el sistema para dos refrigerantes diferentes, cuando en la columna "Sistema" pone A1 solo, se refiere a elementos que están independientemente del refrigerante empleado sino se detalla para que refrigerante es.

Castellón

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A1	LT	2DSL-5K-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Inter. Int.	A1	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A1	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A1	-	B120TH x 60	1	4.006,00 €	4.006,00 €
EV	A1	MT	E3V/45	2	387,00 €	774,00 €
EV Controlador	A1	MT	EVD0000T50	1	297,00 €	297,00 €
EV Comple.	A1	MT	Display, Transf	1	445,00 €	445,00 €
Compresor	A1 134a	MT	6FE-40Y-40P	5	12.079,00 €	60.395,00 €
Condensador	A1 134a	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €
Compresor	A1 407	MT	6GE-34Y-40P	4	10.799,00 €	43.196,00 €
Condensador	A1 407	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €

Tabla 84 - Presupuesto Detallado, A1 - Castellón

Vigo

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A1	LT	2DSL-5K-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Inter. Int.	A1	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A1	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A1	-	B120TH x 60	1	4.006,00 €	4.006,00 €
EV	A1	MT	E3V/45	2	387,00 €	774,00 €
EV Controlador	A1	MT	EVD0000T50	1	297,00 €	297,00 €
EV Comple.	A1	MT	Display, Transf	1	445,00 €	445,00 €
Compresor	A1 134a	MT	6FE-40Y-40P	5	12.079,00 €	60.395,00 €
Condensador	A1 134a	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €
Compresor	A1 407	MT	6FE-44Y-40P	3	13.077,00 €	39.231,00 €
Condensador	A1 407	-	GVH 080.3C/4-N(D).E	1	17.267,00 €	17.267,00 €

Tabla 85 - Presupuesto Detallado, A1 - Vigo

13. Presupuesto

Madrid

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A1	LT	2DSL-5K-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Inter. Int.	A1	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A1	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A1	-	B120TH x 60	1	4.006,00 €	4.006,00 €
EV	A1	MT	E3V/45	2	387,00 €	774,00 €
EV Controlador	A1	MT	EVD0000T50	1	297,00 €	297,00 €
EV Complem.	A1	MT	Display, Transf	1	445,00 €	445,00 €
Compresor	A1 134a	MT	6GE-30Y-40P	6	9.957,00 €	59.742,00 €
Condensador	A1 134a	-	GVH 090.3C/3-M(D).E	1	14.685,00 €	14.685,00 €
Compresor	A1 407	MT	6FE-44Y-40P	4	13.077,00 €	52.308,00 €
Condensador	A1 407	-	GVH 090.3B/4-M(D).E	1	18.027,00 €	18.027,00 €

Tabla 86 - Presupuesto Detallado, A1 - Madrid

Sevilla

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A1	LT	2DSL-5K-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Inter. Int.	A1	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A1	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Union	A1	-	B120TH x 60	1	4.006,00 €	4.006,00 €
EV	A1	MT	E3V/45	2	387,00 €	774,00 €
EV Controlador	A1	MT	EVD0000T50	1	297,00 €	297,00 €
EV Complem.	A1	MT	Display, Transf	1	445,00 €	445,00 €
Compresor	A1 134a	MT	6GE-30Y-40P	6	9.957,00 €	59.742,00 €
Condensador	A1 134a	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €
Compresor	A1 407	MT	6FE-44Y-40P	4	13.077,00 €	52.308,00 €
Condensador	A1 407	-	GVH 080.3B/5-N(D).E	1	19.774,00 €	19.774,00 €

Tabla 87 - Presupuesto Detallado, A1 - Sevilla

El presupuesto total englobando el coste de las maquinas, la instalación, la primera carga de refrigerante para cada emplazamiento será:

Emplaz.	Castellón		Vigo	
	R134a	R407A	R134a	R407A
Total Inst.	90.991,00 €	73.792,00 €	90.991,00 €	71.056,00 €
Otros	13.648,65 €	11.068,80 €	13.648,65 €	10.658,40 €
Refrig.	7.183,33 €	7.315,45 €	7.315,45 €	7.315,45 €
Impuesto	6.864,00 €	10.508,00 €	10.508,00 €	10.508,00 €
Total	118.686,98 €	102.684,25 €	122.463,10 €	99.537,85 €
Emplaz.	Madrid		Sevilla	
	R134a	R407A	R134a	R407A
Total Inst.	88.985,00 €	84.893,00 €	90.338,00 €	86.640,00 €
Otros	13.347,75 €	12.733,95 €	13.550,70 €	12.996,00 €
Refrig.	7.315,45 €	7.315,45 €	7.315,45 €	7.315,45 €
Impuesto	10.508,00 €	10.508,00 €	10.508,00 €	10.508,00 €
Total	120.156,20 €	115.450,40 €	121.712,15 €	117.459,45 €

Tabla 88 - Presupuesto Total, A1

13. Presupuesto

13.4. Cascada Indirecta (A2)

En el presupuesto detallado para este sistema se engloban los elementos principales y característicos de la instalación (Compresor, condensador, intercambiador interno, intercambiador de unión (Entre ciclos y con circuito secundario) y válvula de expansión). Debido a que se estudia el sistema para dos refrigerantes diferentes, cuando en la columna "Sistema" pone A2 solo, se refiere a elementos que están en el sistema independientemente del refrigerante empleado, sino se detalla para que refrigerante es.

Castellón

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A2	LT	2DSL-5K-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Bomba Glicol	A2	-	BL-E 40/160-5.5/2-R1	1	5.461,00 €	5.461,00 €
Inter. Int.	A2	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A2	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Sec	A2	-	B120TH x 50	2	3.588,00 €	7.176,00 €
Inter. Unión	A2	-	B120TH x 60	1	4.006,00 €	4.006,00 €
EV	A2	MT	E3V/45 & E3V/55	4	387,00 €	1.548,00 €
EV Controlador	A2	MT	EVD0000T50	2	297,00 €	594,00 €
EV Comple.	A2	MT	Display, Caja, Transf	2	445,00 €	890,00 €
Compresor	A2 134a	MT	6FE-40Y-40P	6	12.079,00 €	72.474,00 €
Condensador	A2 134a	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €
Compresor	A2 407A	MT	6FE-44Y-40P	4	13.077,00 €	52.308,00 €
Condensador	A2 407A	-	GVH 080.3C/4-N(D).E	1	17.267,00 €	17.267,00 €

Tabla 89 - Presupuesto Detallado, A2 - Castellón

Vigo

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A2	LT	2DSL-5K-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Bomba Glicol	A2	-	BL-E 40/160-5.5/2-R1	1	5.461,00 €	5.461,00 €
Inter. Int.	A2	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A2	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A2	-	B120TH x 50	2	3.588,00 €	7.176,00 €
Inter. Sec	A2	-	B120TH x 60	1	4.006,00 €	4.006,00 €
EV	A2	MT	E3V/45 & E3V/55	4	387,00 €	1.548,00 €
EV Controlador	A2	MT	EVD0000T50	2	297,00 €	594,00 €
EV Comple.	A2	MT	Display, Caja, Transf	2	445,00 €	890,00 €
Compresor	A2 134a	MT	6FE-40Y-40P	6	12.079,00 €	72.474,00 €
Condensador	A2 134a	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €
Compresor	A2 407A	MT	6FE-44Y-40P	4	13.077,00 €	52.308,00 €
Condensador	A2 407A	-	GVH 080.3D/4-N(D).E	1	19.475,00 €	19.475,00 €

Tabla 90 - Presupuesto Detallado, A2 - Vigo

13. Presupuesto

Madrid

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A2	LT	2DSL-5K-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Bomba Glicol	A2	-	BL-E 40/160-5.5/2-R1	1	5.461,00 €	5.461,00 €
Inter. Int.	A2	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A2	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A2	-	B120TH x 50	2	3.588,00 €	7.176,00 €
Inter. Sec	A2	-	B120TH x 60	1	4.006,00 €	4.006,00 €
EV	A2	MT	E3V/45 & E3V/55	4	387,00 €	1.548,00 €
EV Controlador	A2	MT	EVD0000T50	2	297,00 €	594,00 €
EV Comple.	A2	MT	Display, Caja, Transf	2	445,00 €	890,00 €
Compresor	A2 134a	MT	6FE-40Y-40P	7	12.079,00 €	84.553,00 €
Condensador	A2 134a	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €
Compresor	A2 407A	MT	6FE-44Y-40P	5	13.077,00 €	65.385,00 €
Condensador	A2 407A	-	GVH 080.3D/4-N(D).E	1	19.475,00 €	19.475,00 €

Tabla 91 - Presupuesto Detallado, A2 - Madrid

Sevilla

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A2	LT	2DSL-5K-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Bomba Glicol	A2	-	BL-E 40/160-5.5/2-R1	1	5.461,00 €	5.461,00 €
Inter. Int.	A2	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A2	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A2	-	B120TH x 50	2	3.588,00 €	7.176,00 €
Inter. Sec	A2	-	B120TH x 60	1	4.006,00 €	4.006,00 €
EV	A2	MT	E3V/45 & E3V/55	4	387,00 €	1.548,00 €
EV Controlador	A2	MT	EVD0000T50	2	297,00 €	594,00 €
EV Comple.	A2	MT	Display, Caja, Transf	2	445,00 €	890,00 €
Compresor	A2 134a	MT	6FE-40Y-40P	7	12.079,00 €	84.553,00 €
Condensador	A2 134a	-	GVH 090,3B/4-M(D).E	1	18.027,00 €	18.027,00 €
Compresor	A2 407A	MT	6FE-44Y-40P	5	13.077,00 €	65.385,00 €
Condensador	A2 407A	-	GVH 080.4A/6-M(D).E	1	21.343,00 €	21.343,00 €

Tabla 92 - Presupuesto Detallado, A2 - Sevilla

13. Presupuesto

El presupuesto total englobando el coste de las maquinas, la instalación, la primera carga de refrigerante para cada emplazamiento será:

Emplaz.	Castellón R134a	Castellón R407A	Vigo R134a	Vigo R407A
Total Inst.	17.583,45 €	14.742,90 €	17.045,25 €	14.535,90 €
Otros	1.839,37 €	3.435,39 €	1.839,37 €	3.435,39 €
Refrig.	1.029,60 €	1.576,20 €	1.029,60 €	1.576,20 €
Impuesto	137.675,42 €	118.040,49 €	133.549,22 €	116.453,49 €
Total	17.583,45 €	14.742,90 €	17.045,25 €	14.535,90 €
Emplaz.	Madrid R134a	Madrid R407A	Sevilla R134a	Sevilla R407A
Total Inst.	125.714,00 €	109.983,00 €	127.703,00 €	111.851,00 €
Otros	18.857,10 €	16.497,45 €	19.155,45 €	16.777,65 €
Refrig.	1.839,37 €	3.435,39 €	1.839,37 €	3.435,39 €
Impuesto	1.029,60 €	1.576,20 €	1.029,60 €	1.576,20 €
Total	147.440,07 €	131.492,04 €	149.727,42 €	133.640,24 €

Tabla 93 - Presupuesto Total, A2

13. Presupuesto

13.5. Cascada con CO₂ bombeado (A3)

En el presupuesto detallado para este sistema se engloban los elementos principales y característicos de la instalación (Compresor, condensador, intercambiador interno, intercambiador de unión, válvula de expansión).

Castellón

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Bomba CO ₂	A3	-	833-BR-044	1	10.922,00 €	10.922,00 €
Compresor	A3	MT	6GE-30Y-40P	7	9.957,00 €	69.699,00 €
Compresor	A3	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Condensador	A3	-	GVH 080.3C/4-N(D).E	1	17.267,00 €	17.267,00 €
EV	A3	MT	E3V/65	2	422,00 €	844,00 €
EV Comple.	A3	MT	Display, Caja, Transf	1	445,00 €	445,00 €
EV Controlador	A3	MT	EVD0000T50	1	297,00 €	297,00 €
Inter. Int.	A3	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A3	LT	B8 TH x 20 (CO ₂)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A3	-	B120TH x 70	2	8.814,00 €	17.628,00 €

Tabla 94 - Presupuesto Detallado, A3 - Castellón

Vigo

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Bomba CO ₂	A3	-	833-BR-044	1	10.922,00 €	10.922,00 €
Compresor	A3	MT	6GE-30Y-40P	7	9.957,00 €	69.699,00 €
Compresor	A3	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Condensador	A3	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €
EV	A3	MT	E3V/65	2	422,00 €	844,00 €
EV Comple.	A3	MT	Display, Caja, Transf	1	445,00 €	445,00 €
EV Controlador	A3	MT	EVD0000T50	1	297,00 €	297,00 €
Inter. Int.	A3	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A3	LT	B8 TH x 20 (CO ₂)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A3	-	B120TH x 70	2	8.814,00 €	17.628,00 €

Tabla 95 - Presupuesto Detallado, A3 - Vigo

Madrid

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Bomba CO ₂	A3	-	833-BR-044	1	10.922,00 €	10.922,00 €
Compresor	A3	MT	6FE-40Y-40P	7	12.079,00 €	84.553,00 €
Compresor	A3	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Condensador	A3	-	GVH 080.3B/4-N(D).E	1	16.038,00 €	16.038,00 €
EV	A3	MT	E3V/65	2	422,00 €	844,00 €
EV Comple.	A3	MT	Display, Caja, Transf	1	445,00 €	445,00 €
EV Controlador	A3	MT	EVD0000T50	1	297,00 €	297,00 €
Inter. Int.	A3	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A3	LT	B8 TH x 20 (CO ₂)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Unión	A3	-	B120TH x 70	2	8.814,00 €	17.628,00 €

Tabla 96 - Presupuesto Detallado, A3 - Madrid

13. Presupuesto

Sevilla

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Bomba CO2	A3	-	833-BR-044	1	10.922,00 €	10.922,00 €
Compresor	A3	MT	6FE-40Y-40P	7	12.079,00 €	84.553,00 €
Compresor	A3	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Condensador	A3	-	GVH 090,3B/4-M(D).E	1	18.027,00 €	18.027,00 €
EV	A3	MT	E3V/65	2	422,00 €	844,00 €
EV Comple.	A3	MT	Display, Caja, Transf	1	445,00 €	445,00 €
EV Controlador	A3	MT	EVD0000T50	1	297,00 €	297,00 €
Inter. Int.	A3	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A3	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Union	A3	-	B120TH x 70	2	8.814,00 €	17.628,00 €

Tabla 97 - Presupuesto Detallado, A3 - Sevilla

El presupuesto total englobando el coste de las maquinas, la instalación, la primera carga de refrigerante para cada emplazamiento será:

Emplaz.	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Total Inst.	126.138,00 €	124.909,00 €	139.763,00 €	141.752,00 €
Otros	18.920,70 €	18.736,35 €	20.964,45 €	21.262,80 €
Refrig.	3.546,67 €	3.546,67 €	3.546,67 €	3.546,67 €
Impuesto	3.432,00 €	3.432,00 €	3.432,00 €	3.432,00 €
Total	152.037,37 €	150.624,02 €	167.706,12 €	169.993,47 €

Tabla 98 - Presupuesto Total, A3

13. Presupuesto

13.6. Booster

En el presupuesto detallado para este sistema se engloban los elementos principales y característicos de la instalación (Compresor, condensador e intercambiador interno).

Castellón

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A4	MT	4CTC-30K-40P	4	12.374,00 €	49.496,00 €
Compresor	A4	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Condensador	A4	-	GVH 080.4A/6-M(D).E	1	21.343,00 €	21.343,00 €
Inter. Int.	A4	MT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Int.	A4	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €

Tabla 99 - Presupuesto Detallado, A4 - Castellón

Vigo

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A4	MT	4CTC-30K-40P	4	12.374,00 €	49.496,00 €
Compresor	A4	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Condensador	A4	-	GVH 080.4A/6-M(D).E	1	21.343,00 €	21.343,00 €
Inter. Int.	A4	MT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Int.	A4	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €

Tabla 100 - Presupuesto Detallado, A4 - Vigo

Madrid

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A4	MT	4CTC-30K-40P	5	12.374,00 €	61.870,00 €
Compresor	A4	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Condensador	A4	-	GVH 080.4A/6-M(D).E	1	21.343,00 €	21.343,00 €
Inter. Int.	A4	MT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €
Inter. Int.	A4	LT	B8 TH x 20 (CO2)	1	1.008,00 €	1.008,00 €

Tabla 101 - Presupuesto Detallado, A4- Madrid

Sevilla

Elemento	Sistema	Servicio	Modelo	Nº	Precio Unitario	Precio Total
Compresor	A4	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €
Condensador	A4	-	GVH 080.4A/6-M(D).E	1	21.343,00 €	21.343,00 €
Inter. Int.	A4	MT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Inter. Int.	A4	LT	B8 TH x 20	1	504,00 €	504,00 €
Compresor	A4	LT	2DSL-5k-40S	2	3.762,00 €	7.524,00 €

Tabla 102 - Presupuesto Detallado, A4 - Sevilla

El presupuesto total englobando el coste de las maquinas, la instalación, la primera carga de refrigerante para cada emplazamiento será:

Emplaz.	Castellón	Vigo	Madrid	Sevilla
Total Inst.	80.379,00 €	80.379,00 €	92.753,00 €	92.753,00 €
Otros	12.056,85 €	12.056,85 €	13.912,95 €	13.912,95 €
Refrig.	1.800,00 €	1.800,00 €	1.800,00 €	1.800,00 €
Impuesto	0,00 €	0,00 €	0,00 €	0,00 €
Total	94.235,85 €	94.235,85 €	108.465,95 €	108.465,95 €

Tabla 103 - Presupuesto Total, A4