

Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de la Energía.

# **Dimensionado óptimo de sistemas de refrigeración solar en edificios de oficinas**

Autor:  
Miguel Ávila Gutiérrez

Tutores  
Servando Alvarez Dominguez  
Laura Romero Rodríguez

Dpto. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2019

En la actualidad la demanda energética mundial sigue creciendo y los recursos y reservas energéticas convencionales no pueden mantener un sistema energético en equilibrio con el medio ambiente. La innovación tecnológica para lograr aumentar la eficiencia y el ahorro energético de los actuales modelos, tanto de producción como de consumo, junto con la evolución de las tecnologías de aprovechamiento de recursos energéticos renovables, son las claves del éxito para un futuro sostenible.

El presente proyecto pretende diseñar y analizar la viabilidad de un sistema de refrigeración solar por absorción, para un edificio de oficinas representativo situado en Barcelona. Dicho diseño se implementará como medida de mejora a una instalación de climatización convencional ya existente, con el objetivo de reducir los consumos de los equipos y aumentar la eficiencia del sistema, sin que ello afecte al mantenimiento de las condiciones de confort.

Los elementos principales de la instalación inicial son una caldera convencional, una enfriadora y dos tanques acumuladores, uno por cada bus de temperatura (alta y baja). Para conseguir un sistema con refrigeración solar, se implementará una máquina de absorción de simple efecto, un campo de colectores de tubo de vacío y un tanque acumulador para los colectores.

En la memoria se documentan las condiciones iniciales del proyecto, la descripción y el estudio de los elementos de un sistema de refrigeración solar, los programas utilizados para modelar matemáticamente tanto la instalación como las condiciones de su entorno, las estrategias y ecuaciones utilizadas, y finalmente, los criterios en los que se basa el análisis de viabilidad del proyecto. Se han realizado simulaciones masivas en TRNSYS obteniéndose así una gran variedad de resultados ante distintos escenarios, con el fin de conseguir las claves para el diseño óptimo de una instalación de estas características, en base a criterios tanto energéticos como económicos.

<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>x</b>
<b>Abstract</b>	<b>xi</b>
<b>Índice</b>	<b>xii</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xiv</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xv</b>
<b>Notación</b>	<b>xx</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Contexto energético	1
1.2 Principio y antecedentes históricos del ciclo de refrigeración por absorción	3
<b>2 Justificación del proyecto</b>	<b>5</b>
2.1 Problemática	5
2.2 Interés	6
2.3 Alcance del proyecto	6
<b>3 Sistemas de refrigeración solar</b>	<b>7</b>
3.1 Elementos	9
3.1.1 Captadores solares de tubo de vacío	9
3.1.2 Máquina de absorción.	10
3.1.3 Torre de refrigeración.	13
3.1.4 Bombas hidráulicas.	14
3.1.5 Tanques de almacenamiento. Acumuladores.	14
3.2 Instalaciones.	15
<b>4 Edificio objeto</b>	<b>17</b>
4.1 Descripción geométrica, constructiva y operacional	17
4.2 Climatología	21
4.3 Demandas de refrigeración y calefacción	23
<b>5 Descripción y variantes de las instalaciones contempladas: grados de libertad</b>	<b>27</b>
5.1 Implementación en TRNSYS	27
5.1.1 Modelo de caldera convencional	28
5.1.2 Modelo de captadores de tubo de vacío	29
5.1.3 Modelo enfriadora	32
5.1.4 Modelo de máquina de absorción de simple efecto	32
5.1.5 Modelo de torre de refrigeración	33
5.1.6 Modelo de unidades terminales de calefacción y refrigeración	33
5.1.7 Tanques de acumulación en TRNSYS	33
5.1.8 Bombas hidráulicas en TRNSYS	34
5.1.9 Caudales de diseño	34
5.2 Sensibilización timestep y estrategias para garantizar la convergencia	36
5.3 Instalación inicial	37
5.3.1 Control instalación inicial.	38

5.4	<i>Instalación con sistema de refrigeración solar.</i>	39
5.4.1	Control instalación con sistema de refrigeración solar.	40
<b>6</b>	<b>Análisis de Resultados</b>	<b>43</b>
6.1	<i>Balances energéticos</i>	43
6.1.1	Instalación inicial	43
6.1.2	Instalación con refrigeración solar	44
6.2	<i>Procedimiento de simulación</i>	45
6.3	<i>Análisis de sensibilidad</i>	46
6.3.1	Instalación inicial	46
6.3.2	Instalación con refrigeración solar.	48
6.3.3	Horas de demanda no cubiertas.	55
6.4	<i>Régimen de calefacción</i>	57
6.4.1	Caldera convencional	57
6.5	<i>Régimen de refrigeración</i>	59
6.5.1	Enfriadora	59
6.5.2	Máquina de absorción	63
<b>7</b>	<b>Análisis económico</b>	<b>71</b>
7.1	<i>Estimación del coste de ciclo de vida</i>	71
7.1.1	Inversión inicial	72
7.1.2	Costes anuales de operación y mantenimiento.	73
7.2	<i>Estudio de viabilidad</i>	75
7.2.1	Influencia de la máquina de absorción	77
7.2.2	Influencia del número de captadores térmicos	78
7.2.3	Influencia del volumen del tanque de acumulación de la red de alta temperatura	79
7.2.4	Influencia del volumen del tanque de acumulación de la red de baja temperatura	80
7.2.5	Influencia del volumen del tanque de colectores	81
7.3	<i>Cumplimiento de la normativa</i>	82
7.4	<i>Casos óptimos</i>	83
<b>8</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>88</b>
8.1	<i>Evaluación final</i>	88
8.2	<i>Trabajos futuros</i>	88
8.3	<i>Valoración personal</i>	89
	<b>Referencias</b>	<b>90</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 4-1. Superficie total y acristalada, para cada orientación, de las fachadas del edificio. <i>Fuente: Elaboración propia con datos de HULC.</i>	17
Tabla 4-2. Geometría de las plantas del edificio del modelo multizona.	18
Tabla 4-3. Geometría del edificio para el modelo unizona equivalente. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	18
Tabla 4-4. Valores mínimos exigidos por el código técnico, para los valores de las transmitancias de la envuelta térmica de un edificio, para la severidad climática C. <i>Fuente: CTE.</i>	18
Tabla 4-5. Demandas anuales de refrigeración y calefacción, con y sin el control. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	25
Tabla 5-1. Coeficientes de la curva de carga parcial de la caldera convencional, potencia y rendimientos nominales. <i>Fuente: Manual de curvas Calener-GT</i>	28
Tabla 5-2. Coeficientes de la curva de rendimiento, potencia y EER nominal de la enfriadora. <i>Fuente: Manual de curvas Calener-GT.</i>	32
Tabla 5-3. Valores del caudal principal de la red de alta temperatura, para distintos volúmenes del TARAT (Tanque de Acumulación de la Red de Alta Temperatura). <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	34
Tabla 5-4. Valores del caudal de la red de baja temperatura, para distintos volúmenes del TARBT. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	35
Tabla 5-5. Valores del caudal de la red de colectores, para distintos volúmenes del TAC. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	35
Tabla 6-1. Cómputo del error cometido en el balance global de la instalación inicial. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	44
Tabla 6-2. Error cometido en el balance energético de la instalación con refrigeración solar, para distintas combinaciones de los grados de libertad. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	45
Tabla 6-3. Variabilidad de los parámetros en el proceso de simulación. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	46
Tabla 6-4. Pérdidas en régimen de refrigeración del TARBT para distintos volúmenes, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW y 200 captadores. Volumen TARAT 35m <sup>3</sup> y volumen TAC 10m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	68
Tabla 7-1. Distintos componentes contemplados en la estimación del ciclo de coste de vida. <i>Fuente: Análisis ECLAREON.</i>	71
Tabla 7-2. Valor límite del consumo de energía primaria no renovable, para edificios de uso distinto del residencial privado, en función de la intensidad de la carga interna y la zona climática. <i>Fuente: CTE</i>	75
Tabla 7-3. Valor límite del consumo de energía primaria total, para edificios de uso distinto del residencial privado, en función de la intensidad de la carga interna y la zona climática. <i>Fuente: CTE</i>	75
Tabla 7-4. Límites de consumo de energía primaria total y de energía primaria no renovable. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	76
Tabla 7-5. Tanto por ciento sobre el total de 613 casos óptimos, para cada valor de los parámetros escogidos como variables de estudio. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	83
Tabla 7-6. Tanto por ciento sobre el total de los 34 casos óptimos, para cada valor de los parámetros escogidos como variables de estudio. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	85
Tabla 7-7. Parámetros característicos de los 34 casos óptimos. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	86
Tabla 7-8. Parámetros característicos de los 34 casos óptimos. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	87

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Evolución del mix energético mundial 2016-2017. <i>Fuente: BP.</i>	1
Figura 1-2. Variación del precio (en dólares) del barril de petróleo crudo a lo largo del tiempo. Eventos mundiales. <i>Fuente: British Petroleum</i>	2
Figura 1-3. Evolución del mix energético en España 2016-2017. <i>Fuente: BP.</i>	3
Figura 2-1. Representación de la superficie necesaria para producir 16 kWh/d/p para distintos tipos de energías renovables. <i>Fuente: TED</i>	5
Figura 3-1. Diagrama de bloques de aplicaciones frigoríficas que usan la radiación solar como fuente principal de energía. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	7
Figura 3-2. Esquema básico del principio de funcionamiento de una instalación con refrigeración solar. <i>Fuente: Absorsistem</i>	8
Figura 3-3. A la izquierda, panel solar de tubos de vacío. A la derecha, tubo solar térmico de vacío tipo Heat Pipe. <i>Fuente: SOPELLIA.</i>	9
Figura 3-4. Esquemas del ciclo termodinámico de absorción (izquierda) y del ciclo convencional de refrigeración (derecha).	11
Figura 3-5. Ciclo de absorción de LiBr-H <sub>2</sub> O de simple efecto. <i>Fuente: Absorsistem.</i>	12
Figura 3-6. Funcionamiento esquematizado de una torre de refrigeración (en concreto de tiro forzado). <i>Fuente: Caloryfrio.</i>	13
Figura 3-7. Instalaciones existentes solares con enfriadoras de absorción. Potencias nominales frigoríficas y superficies solares instaladas. <i>Fuente: Empresa privada Absorsistem.</i>	15
Figura 4-1. Modelo del edificio objeto. <i>Fuente: HULC.</i>	17
Figura 4-2. Valores de parámetros característicos de la envuelta del edificio definidos en el programa DSGcode.	19
Figura 4-3. Régimen de funcionamiento y cargas internas definidas en el programa DSGcode. <i>Fuente: CTE Calener 09 Anexos</i>	19
Figura 4-4. Condiciones operacionales para edificios no residenciales. Intensidad media, 16 horas al día. <i>Fuente: Anexo A, Condiciones operacionales. Documentos Calener.</i>	20
Figura 4-5. Mapa de España con la zona de estudio señalada. Situación geográfica: Barcelona.	21
Figura 4-6. Climograma de la ciudad de Barcelona para el año 2017. Temperatura media y precipitaciones mensuales. <i>Fuente: Meteocat.</i>	21
Figura 4-7. Radiación total incidente en Barcelona a lo largo del año 2017, sobre una superficie horizontal y sobre una superficie inclinada 41°. <i>Fuente: Elaboración propia. con datos de AEMET.</i>	22
Figura 4-8. Diferencia entre la radiación total incidente sobre una superficie inclinada 41° y la radiación total incidente sobre una superficie horizontal, en Barcelona a lo largo de un año. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	22
Figura 4-9. Demandas horarias de calefacción y refrigeración a lo largo del año, para el edificio objeto en Barcelona. <i>Fuente: DSGcode.</i>	23
Figura 4-10. Representación de la demanda de calefacción original para tres días. <i>Fuente: DSGcode.</i>	23
Figura 4-11. Representación de la demanda de refrigeración para tres días. <i>Fuente: DSGcode.</i>	24

Figura 4-12. Demandas de calefacción, original y modificada con el control de precalentamiento, a lo largo del año. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	24
Figura 4-13. Demandas diarias de calefacción, original y modificada con el control de precalentamiento. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	25
Figura 5-1. Representación del comportamiento del rendimiento y la potencia de la caldera y de la demanda de calefacción, frente al tiempo. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	29
Figura 5-2. Comparación del rendimiento de los colectores y la radiación recibida sobre su superficie, para un día tipo de Enero y Julio. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	30
Figura 5-3. Comparación de la potencia cedida y del incremento de temperatura que experimenta el fluido al atravesar un campo de colectores de 100m <sup>2</sup> , para un día tipo de Enero y Julio. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	31
Figura 5-4. Energía cedida al fluido por los colectores en función de la hora del año para los 12 meses. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	31
Figura 5-5. Esquema del modelo del tanque utilizado. <i>Fuente: TRNSYS</i>	33
Figura 5-6. Parámetros básicos para simular en TRNSYS. <i>Fuente: TRNSYS</i>	36
Figura 5-7. Esquema de la instalación inicial en TRNSYS. En la parte superior la red de refrigeración, y en la parte inferior, la red de calefacción. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	37
Figura 5-8. Diagrama de flujo del control de la instalación inicial de refrigeración. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	38
Figura 5-9. Diagrama de flujo del control de la instalación inicial de calefacción. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	38
Figura 5-10. Esquema en TRNSYS de la instalación con el sistema de refrigeración solar. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	39
Figura 5-11. Diagrama de flujo del control de la instalación con refrigeración solar en régimen de calefacción. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	40
Figura 5-12. Diagrama de flujo del control de la instalación con refrigeración solar en régimen de	41
Figura 6-1. Energía total que sale y entra del sistema en la instalación inicial, para cada mes del año. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	43
Figura 6-2. Energía total que sale y entra del sistema en la instalación con refrigeración solar, para cada mes del año. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	44
Figura 6-3. Variación de la temperatura del tanque de acumulación de la red de alta durante el primer periodo del régimen de calefacción (Enero-Mayo). <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	46
Figura 6-4. Variación de la temperatura del tanque de acumulación de la red de alta durante el segundo periodo del régimen de calefacción (Noviembre-Diciembre). <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	47
Figura 6-5. Variación de la temperatura del tanque de acumulación de la red de baja durante el periodo del régimen de refrigeración (Mayo-Octubre). <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	47
Figura 6-6. Representación horaria de la temperatura del TARAT y de la demanda de calefacción, para un día del mes de Diciembre. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	48
Figura 6-7. Representación horaria de la temperatura del tanque de refrigeración y de la demanda de refrigeración, para un día del mes de Julio. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	48
Figura 6-8. Variación anual de la temperatura del tanque principal de acumulación de la red de alta. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	49
Figura 6-9. Variación anual de la temperatura del tanque de acumulación de los colectores. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	49
Figura 6-10. Variación de la temperatura del tanque de acumulación de la red de baja, durante el régimen de refrigeración. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	50

Figura 6-11. Representación de las temperaturas de los dos tanques de la red de alta para el mes de Diciembre, junto a las señales de control de la caldera y del tanque de colectores. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	50
Figura 6-12. Representación de las temperaturas de los dos tanques de la red de alta, para el mes de Julio. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	51
Figura 6-13. Representación de la temperatura del tanque de refrigeración junto al control de activación de la MASE para el mes de Julio. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	51
Figura 6-14. Evolución anual de la temperatura del TARAT para distintos volúmenes. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	52
Figura 6-15. Evolución horaria de la temperatura del TARAT en régimen de calefacción para distintos volúmenes. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	52
Figura 6-16. Evolución horaria de la temperatura del TARAT en régimen de refrigeración para distintos volúmenes. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	53
Figura 6-17. Evolución horaria de la temperatura del tanque de la red de baja en régimen de refrigeración para distintos volúmenes. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	53
Figura 6-18. Evolución horaria de la temperatura del tanque de la red de baja en régimen de refrigeración para distintos volúmenes. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	54
Figura 6-19. Evolución anual de la temperatura del tanque de colectores para distintos volúmenes. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	54
Figura 6-20. Evolución horaria de la temperatura del tanque de colectores, en régimen de calefacción, para distintos volúmenes. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	55
Figura 6-21. Evolución horaria de la temperatura del tanque de colectores, en régimen de refrigeración, para distintos volúmenes. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	55
Figura 6-22. Horas anuales en las que la demanda de refrigeración no ha sido cubierta. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	56
Figura 6-23. Horas anuales en las que la demanda de refrigeración no ha sido cubierta. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	56
Figura 6-24. Variación del consumo de la caldera frente al número de captadores solares, en función del volumen del tanque de colectores, para un volumen del TARAT igual a 35m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	57
Figura 6-25. Variación del consumo de la caldera frente al número de captadores solares, en función del volumen del tanque de colectores, para un volumen del TARAT igual a 40m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	58
Figura 6-26. Variación del consumo de la caldera frente al número de captadores solares, en función del volumen del tanque de colectores, para un volumen del TARAT igual a 45m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	58
Figura 6-27. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al nº de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 0kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	59
Figura 6-28. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al nº de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 50kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	59
Figura 6-29. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al nº de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 100kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	60
Figura 6-30. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al nº de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	60
Figura 6-31. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al nº de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 400kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	61



Figura 6-32. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del TARAT y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 0kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	61
Figura 6-33. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del TARAT y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 100kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	62
Figura 6-34. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del TARAT y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 400kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	62
Figura 6-35. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE, para distintos números de paneles, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 50kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	63
Figura 6-36. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE, para distintos números de paneles, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 100kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	63
Figura 6-37. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE, para distintos números de paneles, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	64
Figura 6-38. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE, para distintos números de paneles, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 400kW. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	64
Figura 6-39. Temperatura del TARAT para las distintas configuraciones de captadores solares. Potencia nominal de la MASE de 100 kW, volúmenes del TARAT y TARBT de 35m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	65
Figura 6-40. Temperatura del TARAT para las distintas configuraciones de captadores solares. Potencia nominal de la MASE de 100 kW, volúmenes del TARAT y TARBT de 35m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	65
Figura 6-41. Consumo anual de la enfriadora frente a la potencia frigorífica anual aportada por la MASE. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	66
Figura 6-42. Aportación frigorífica de la MASE frente al volumen del tanque de acumulación de refrigeración, para distintos volúmenes del tanque de colectores, para 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Volumen tanque calefacción igual a 35m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	66
Figura 6-43. Aportación frigorífica de la MASE frente al volumen del tanque de acumulación de refrigeración, para distintos volúmenes del tanque de colectores, para 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Volumen tanque calefacción igual a 40m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	67
Figura 6-44. Aportación frigorífica de la MASE frente al volumen del tanque de acumulación de refrigeración, para distintos volúmenes del tanque de colectores, para 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Volumen tanque calefacción igual a 45m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	67
Figura 6-45. Consumo de la enfriadora frente al volumen del tanque de acumulación de refrigeración, para distintos volúmenes del tanque de colectores, para 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Volumen tanque calefacción igual a 35m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	68
Figura 6-46. Aportación frigorífica de la MASE frente al volumen del tanque de acumulación de colectores, para distintos volúmenes del tanque principal, con 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 400kW. Volumen tanque refrigeración igual a 40m <sup>3</sup> . <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	69
Figura 6-47. Ratios de producción de energía eléctrica-térmica de la MASE, para las distintas potencias nominales de la MASE. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	69
Figura 7-1. Ley de costes de los tanques de acumulación. <i>Fuente: Dpto Termotecnia, US.</i>	72
Figura 7-2. Ley de costes de máquina de absorción de simple efecto. <i>Fuente: Dpto. Termotecnia, US.</i>	73
Figura 7-3. Representación del CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo total de energía primaria. <i>Fuente: Elaboración propia.</i>	76

- Figura 7-4. Representación del CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para las distintas potencias de la MASE, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable. *Fuente: Elaboración propia.* 77
- Figura 7-5. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-4. *Fuente: Elaboración propia.* 78
- Figura 7-6. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos números de captadores térmicos, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable *Fuente: Elaboración propia.* 78
- Figura 7-7. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-6. *Fuente: Elaboración propia.* 79
- Figura 7-8. *CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos volúmenes del tanque principal de la red de alta, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable.* La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable *Fuente: Elaboración propia.* 79
- Figura 7-9. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-8. *Fuente: Elaboración propia.* 80
- Figura 7-10. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos volúmenes del tanque de refrigeración, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable *Fuente: Elaboración propia.* 80
- Figura 7-11. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-10. *Fuente: Elaboración propia.* 81
- Figura 7-12. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos volúmenes del tanque de colectores, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable *Fuente: Elaboración propia.* 81
- Figura 7-13. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-12. *Fuente: Elaboración propia.* 82
- Figura 7-14. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable. La zona sombreada engloba los 613 casos que cumplen tanto el límite de consumo como la condición de tener un CCV menor que el del caso base. *Fuente: Elaboración propia.* 82
- Figura 7-15. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos volúmenes del tanque de colectores, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable *Fuente: Elaboración propia.* 84
- Figura 7-16. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-14, correspondiente a los 34 casos óptimos. *Fuente: Elaboración propia.* 84

# Notación

---

ACS	Agua Caliente Sanitaria.
COP	Coefficient of Performance (Coeficiente de Operatividad)
IEA	Agencia Internacional de Energía.
EER	Energy Efficiency Ratio (Coeficiente de eficiencia energética)
MASE	Máquina de Absorción de Simple Efecto
TARAT	Tanque de Acumulación Principal de la Red de Alta Temperatura
TARBT	Tanque de Acumulación de la Red de Baja Temperatura
TAC	Tanque de Acumulación de los Colectores

# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1 Contexto energético

Actualmente la dependencia energética mundial con los combustibles fósiles sigue siendo un lastre de cara a un futuro energético fiable y sostenible. Según la revisión estadística de las reservas mundiales de petróleo realizada por la empresa BP, el mundo tendría abastecimiento seguro de este oro negro los próximos 50 años, a un nivel de consumo equivalente al de 2017. Pero la demanda mundial de energía aumenta sin cesar, en concreto se prevé que aumente hasta el 2035 en alrededor de un tercio.

Acorde con las predicciones de la Agencia Internacional de la Energía (IEA), los recursos fósiles seguirán dominando la producción global de energía, sin embargo, el ascenso de la generación eléctrica a partir de fuentes renovables llevará hasta el 30% la proporción de estas en el mix eléctrico mundial, adelantando al gas natural en los próximos años y alcanzando prácticamente al carbón como primera fuente para la producción de electricidad en 2035. La generación de energía por medio de centrales nucleares acabará creciendo dos tercios a pesar de la desaceleración en el ritmo actual. El carbón sigue siendo una opción más barata que el gas para generar electricidad en numerosas regiones, pero las políticas destinadas a mitigar el cambio climático serán decisivas para determinar el futuro de las energías fósiles. A modo de ejemplo de esta realidad tenemos al gran gigante asiático, China, el mayor consumidor de energía primaria del mundo desde 2009 y la segunda mayor economía del mundo, solo por detrás de la estadounidense, está modificando su modelo de crecimiento económico hacia el sector servicios y está realizando una fuerte apuesta por un mix energético más limpio (actualmente China es el mayor consumidor de carbón del mundo, recurso que representa dos tercios de su demanda de energía primaria).

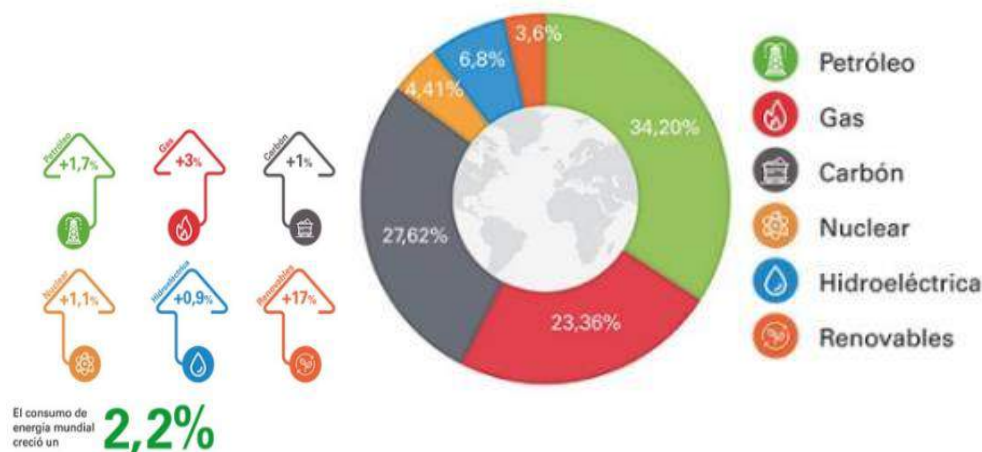


Figura 1-1. Evolución del mix energético mundial 2016-2017. Fuente: BP.

En la Figura 1-1 se puede observar cómo, a pesar de que las renovables están ganando importancia en el mix energético mundial, el consumo de los recursos no renovables también sigue en aumento.

Los avances tecnológicos, tanto en la búsqueda de yacimientos como en los métodos de extracción (fracking), consiguen seguir alargando las esperanzas de vida de los recursos fósiles, pero como cualquier otro recurso finito terminarán por agotarse en un futuro próximo. El contexto político que envuelve a las reservas de petróleo incrementa la incertidumbre de suministro aun más, ya que las mayores reservas de combustibles fósiles se encuentran en países con riesgos casi constantes de conflictos sociales y bélicos. Esta repartición descompensada de las reservas fósiles incide más sobre un futuro energético poco fiable para la mayoría de los países, al depender de agentes externos para poder satisfacer las necesidades energéticas propias.

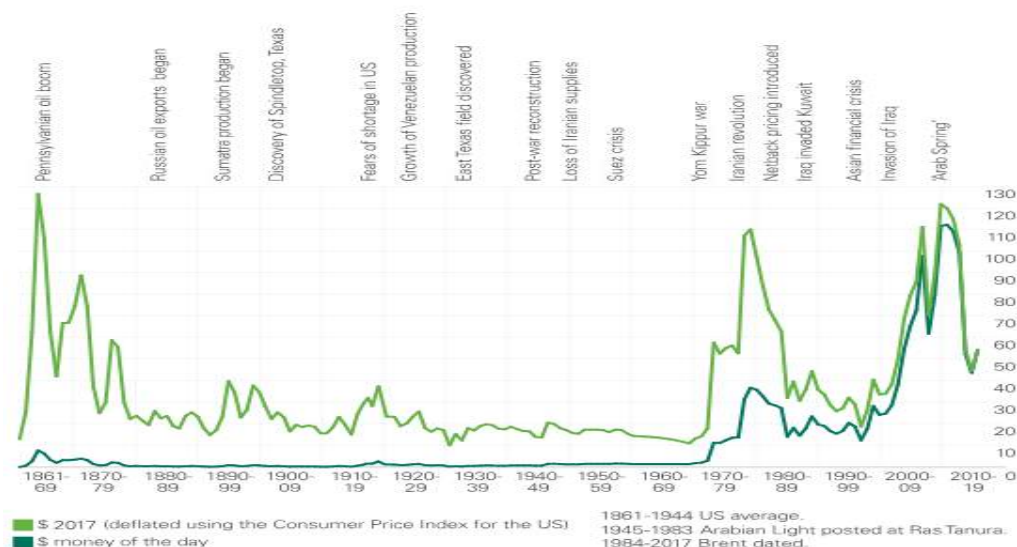


Figura 1-2. Variación del precio (en dólares) del barril de petróleo crudo a lo largo del tiempo. Eventos mundiales. Fuente: *British Petroleum*

En el marco europeo las exigencias fundamentales del marco del clima y la energía para el año 2030 obligan a tener, al menos, un 27 % de cuota de energías renovables y a reducir, al menos, un 40 % las emisiones de gases de efecto invernadero (en relación con los niveles de 1990).

Además de las exigencias gubernamentales que incluyen a la mayoría de los países, existe ya una conciencia social considerable de aceptación a la existencia del cambio climático que estamos provocando, y de los riesgos que conllevaría no revertir esta situación. En el año 2017 el aumento del consumo de fuentes energéticas menos limpias llevó a un crecimiento de las emisiones de CO<sub>2</sub> hasta el ratio más elevado desde 2012.

A pesar de la conciencia mundial sobre la realidad energética y el cambio necesario que se necesita por el bien de todos y del planeta, no es tarea fácil cambiar un modelo tan arraigado. Además, hay que ser conscientes de que las energías renovables no son igual de fiables que los recursos convencionales, ya que dependen de fuentes naturales que, en gran medida, están fuera de nuestro control, pudiéndose solo en el mejor de los casos ser analizadas para poder anticiparnos a los acontecimientos.

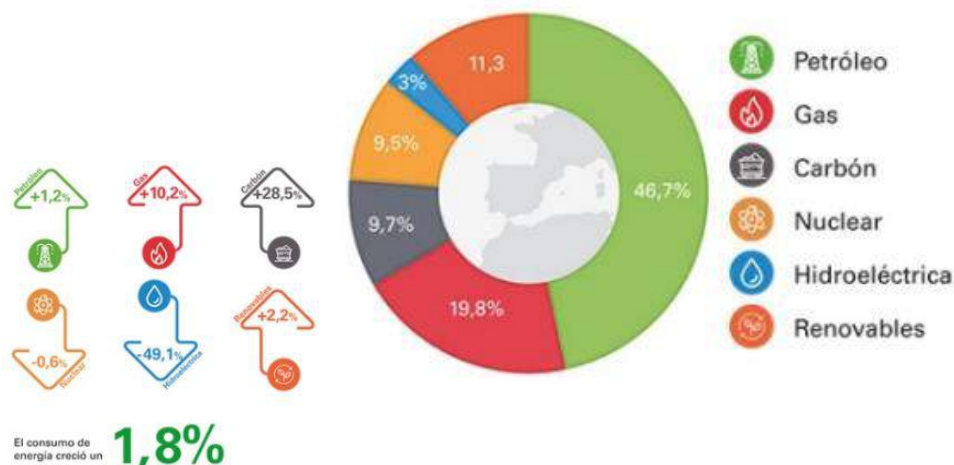


Figura 1-3. Evolución del mix energético en España 2016-2017. Fuente: BP.

Si se observa la Figura 1-3, podemos observar lo que puede llegar a tambalearse un modelo a raíz de imprevistos climáticos. Debido a un año de relativa sequía, la energía hidroeléctrica en el año 2017 bajó 49 puntos respecto al año 2016, aumentando en consecuencia el peso del consumo de recursos fósiles, como el carbón o el gas natural. Esto no quiere decir que sea imposible llegar a tener un modelo sustentado casi en su totalidad en recursos limpios, si no que esta tarea requiere una gran planificación que deberá incluir todo tipo de soluciones energéticas.

## 1.2 Principio y antecedentes históricos del ciclo de refrigeración por absorción

El ciclo termodinámico de enfriamiento por absorción, al igual que el de compresión, se basa en la necesidad del fluido usado como refrigerante de obtener calor del líquido a enfriar para poder pasar del estado líquido al de vapor al reducirse la presión a la que está sometido. En los equipos de refrigeración, el fluido en estado líquido se encuentra a más alta presión en el condensador y se le hace fluir al evaporador a baja presión donde obtiene de su entorno el calor necesario para poder evaporarse. Este refrigerante en estado vapor se devuelve a alta presión al condensador donde se le sustrae el calor que ha obtenido volviendo al estado líquido para empezar de nuevo el ciclo. Con ello se logra el objetivo de sacar calor de un espacio, el evaporador, enfriándolo, para disiparlo en otro, el condensador. Mientras que en el ciclo de compresión, la circulación del fluido y el efecto de la presión se obtiene con un compresor mecánico, en el ciclo de absorción ello se logra aportando calor al generador donde el refrigerante está mezclado con otro fluido denominado absorbente cuya función es absorber el vapor en la zona de baja presión para poder devolverlo en forma líquida al generador.

El ciclo de absorción no es un descubrimiento reciente. Sus antecedentes pueden situarse en 1755, cuando el escocés William Cullen consiguió obtener una pequeña cantidad de hielo en una campana donde mantenía una presión reducida. Poco después, en 1777, otro escocés, Gerald Nairne, introducía ácido sulfúrico en la campana de Cullen, de manera que el vapor de agua fuera absorbido por este, dejando espacio para permitir una mayor evaporación de agua. Algo más tarde, en 1810, John Leslie coloca dentro de la campana bajo vacío, un recipiente con el agua a evaporar y en el fondo otro recipiente con el ácido sulfúrico, logrando una producción de 3 kg de hielo por hora.

Pero es finalmente el francés Ferdinand Carré, quién construye y comercializa la primera máquina de absorción, destinada principalmente a la fabricación de hielo, utilizando amoníaco como refrigerante y agua como absorbente. Esta máquina fue patentada en 1859 y obtuvo el premio de la Exposición Universal de Londres de 1862. En 1875 el buque Paraguay, equipado con máquinas de Carré, transportó por primera vez carne congelada desde Buenos Aires hasta el puerto de Le Havre.

Hasta los años sesenta del pasado siglo XX, esta técnica se desarrolló especialmente en los Estados Unidos, pero

posteriormente ha evolucionado particularmente en el Japón debido probablemente a la política energética seguida por éste país. Existen versiones de llama directa en las que el calor es aportado por un quemador de combustible y otras por agua caliente, donde se utiliza la energía contenida en agua caliente de origen solar o procedente de equipos de cogeneración u otras fuentes de calor gratuito o residual.

## 2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

### 2.1 Problemática

La transición de un sistema energético mundial basado en los pilares de los recursos fósiles, hacia un mix energético sostenible y respetuoso con el medio ambiente, es una realidad inminente y será un proceso que requiere todas las alternativas que las energías renovables puedan ofrecer.

El análisis realizado por el físico y exprofesor de la Universidad de Cambridge, David Mackay, expone que una generación basada exclusivamente en energías renovables es casi una utopía, si intentamos implantar este sistema siguiendo los cánones del modelo energético actual, como son las grandes plantas de generación centralizadas.

En la Figura 2-1 se puede observar, para distintos tipos de energías renovables, la superficie que haría falta cubrir para poder producir 16 kWh por día y persona. Teniendo en cuenta que actualmente el ciudadano medio europeo consume aproximadamente 125 kWh por día, parece insostenible intentar crear un modelo de generación centralizada a gran escala a partir de energías renovables.

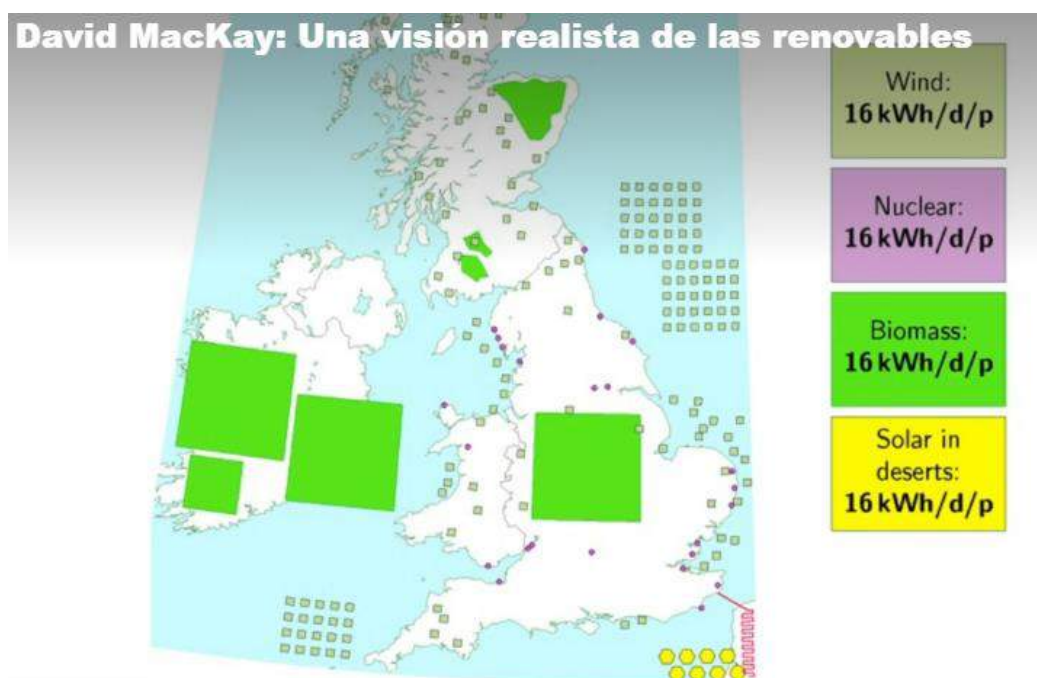


Figura 2-1. Representación de la superficie necesaria para producir 16 kWh/d/p para distintos tipos de energías renovables. *Fuente: TED*

La conclusión a la que se llega tras esta reflexión no es una negativa ante las renovables, sino aceptar que no son una alternativa milagrosa en el sentido de que, no basta con instalar grandes parques eólicos, cubrir millones de hectáreas con plantaciones de biomasa etc. sino que será necesario encontrar una solución que se adapte, en la medida de lo posible, en cada caso, a las necesidades y los recursos disponibles. La integración de generación a partir de fuentes renovables en los propios puntos de consumo o en sus alrededores, no solo reduce pérdidas por transporte, si no que da como resultado un sistema eléctrico más estable y equilibrado.



## 2.2 Interés

En la actual sociedad del bienestar el confort de la climatización se ha convertido en una necesidad social imprescindible. El consumo eléctrico asociado es responsable de las mayores puntas de consumo en verano y de una importante emisión de gases de efecto invernadero. La mayoría de las instalaciones convencionales de acondicionamiento de edificios se basan en el consumo de gas natural, por parte de la caldera, y de energía eléctrica por parte de los equipos de refrigeración. Con la implementación de un sistema de refrigeración solar, no se produce una generación extra de energía eléctrica, sino que se reduce tanto el consumo del combustible usado por la caldera como el consumo eléctrico exigido por los equipos de refrigeración, a favor del consumo de la energía solar.

En España, los edificios tanto residenciales como públicos del sector terciario, son responsables del aproximadamente el 30% del consumo energético, por lo que es un área interesante donde intentar implementar soluciones basadas en energías renovables.

La aportación de este proyecto a esta transición energética es el estudio de la viabilidad de sistemas de refrigeración solar en edificios terciarios. El objetivo principal de esta instalación es usar la radiación solar para la producción de frío en régimen de refrigeración. Tiene como ventaja adicional la opción de producción de calor a partir de la energía solar para combatir la demanda de calefacción.

## 2.3 Alcance del proyecto

En el siguiente documento se redacta como proyecto un estudio de viabilidad de un sistema de refrigeración solar, implementado sobre una instalación inicial ya existente, la cual dispone de su propio sistema conjunto de climatización estándar, para un edificio de oficinas. Se tiene como punto de partida tanto el edificio como la instalación estándar de climatización inicial, a la cual se le añadirán otros elementos con el fin de, por un lado, aumentar la eficiencia de la instalación completa y, por otro lado, reducir los consumos, y en consecuencia los costes, de los equipos convencionales.

Se tendrá que modelar el edificio y calcular sus respectivas demandas para calefacción y refrigeración, en función tanto de las características internas (carga interna, envuelta térmica) como de las externas (clima) del edificio. Para ello se utilizarán diversas herramientas informáticas de cálculo, las cuáles se irán documentando a lo largo de esta memoria. Se deberá simular detalladamente la instalación mediante el software TRNSYS16, garantizando la convergencia y representando los elementos lo más fielmente posibles a la realidad.

Una vez la instalación esté correctamente modelada, se aplicará un método de simulación que proporcionará distintos casos variando parámetros técnicos previamente definidos.

El objetivo último de este proyecto será obtener datos relativos al comportamiento de la instalación con el sistema de refrigeración solar implementado, según los distintos casos, con los que poder analizar la viabilidad de estos sistemas, en base a indicadores económicos.

### 3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR

En el mismo momento en el que se produce la máxima demanda diaria de refrigeración, en numerosos lugares del territorio español esta disponible una gran cantidad de radiación solar que podrían usarse para procesos generados térmicamente. El concepto de refrigeración solar se refiere a sistemas que utilizan esta energía solar para la refrigeración de ambientes.

Principalmente existen dos vertientes de la refrigeración solar, la primera es el acondicionamiento de aire utilizando la energía solar (sistemas activos), mientras que la otra se basa en la utilización de la arquitectura bioclimática para producir acondicionamiento ambiental utilizando de manera directa e indirecta la energía solar (sistemas pasivos).

En este proyecto se va a estudiar la viabilidad de un sistema activo de refrigeración solar en edificios de oficinas, por lo que se optará por la opción de refrigeración solar a partir de baja temperatura mediante un ciclo frigorífico de absorción, dadas las condiciones y el uso “doméstico” de la instalación. En la Figura 3-1 se ha representado las distintas tecnologías existentes que usan la radiación solar como fuente principal de energía. Las flechas verdes indican la tecnología involucrada en la instalación contemplada en este proyecto.

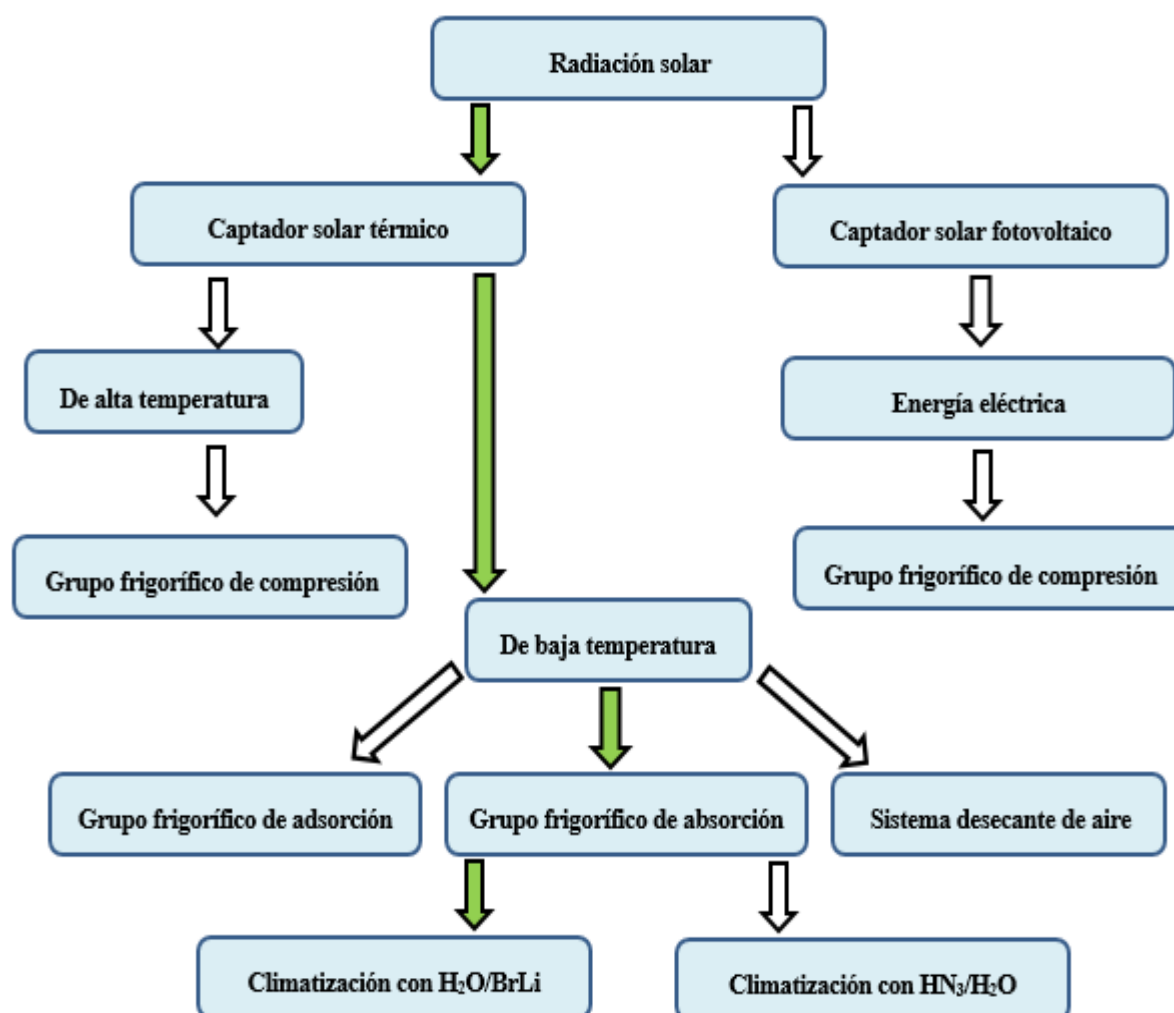


Figura 3-1. Diagrama de bloques de aplicaciones frigoríficas que usan la radiación solar como fuente principal de energía. Fuente: *Elaboración propia*.

Aunque el objetivo principal las instalaciones de refrigeración solar es cubrir la demanda de refrigeración (y su diseño se basa en esta premisa), el calor aportado por los colectores térmicos se puede utilizar para apoyar a los sistemas de calefacción convencionales. De esta manera contribuyen a un sistema de suministro respetuoso con el medio ambiente en edificios, por los siguientes motivos:

- Unos ahorros notables en el consumo de energía primaria y reducción posible de emisiones de CO<sub>2</sub>.
- Una disminución de la demanda de la red eléctrica pública, tanto en términos de energía pico como de electricidad, contribuyendo a la estabilización de la red.
- La utilización del calor solar combinado para calentar, refrigerar y obtener agua caliente sanitaria (ACS), permitiendo una alta utilización del sistema térmico solar durante todas las estaciones (en el proyecto presentado en este documento se ha excluido el ACS).
- La no-utilización de refrigerantes peligrosos para el medio ambiente (como los fluidos fluorados de los sistemas convencionales de refrigeración).
- La reducción de ruidos y vibraciones comparadas con las tecnologías de compresión clásicas. Por el mismo motivo, debido a su carácter estático, tienen un mantenimiento y desgaste mínimo.

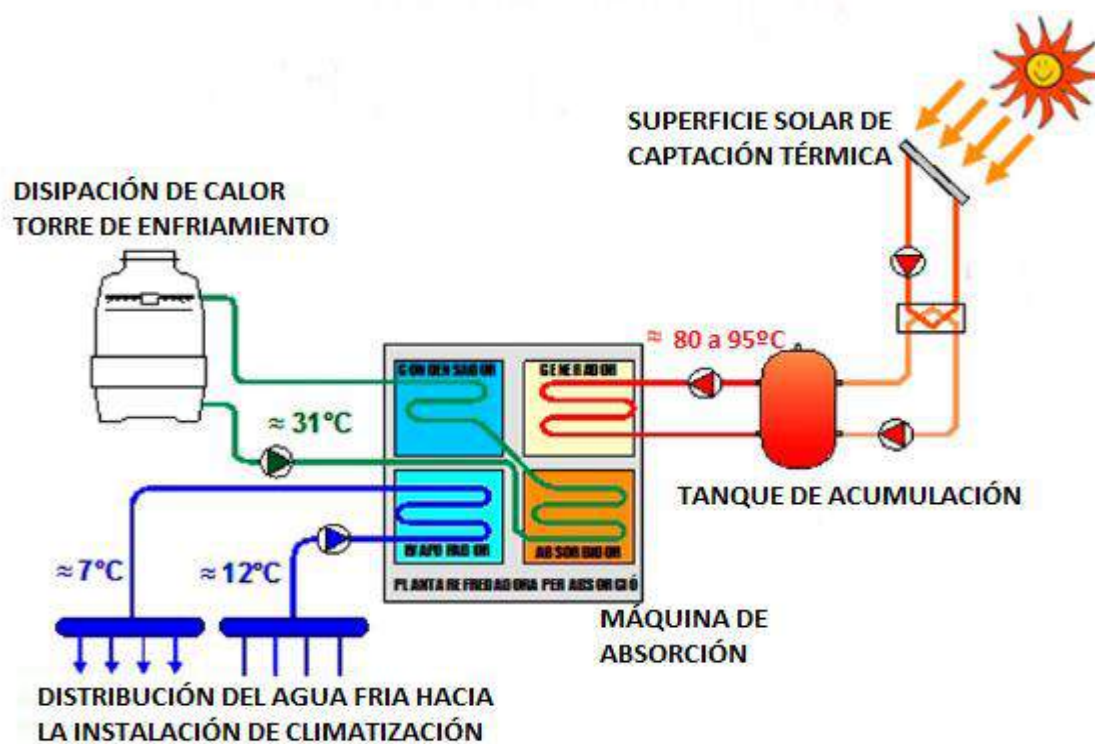


Figura 3-2. Esquema básico del principio de funcionamiento de una instalación con refrigeración solar. Fuente: Absorsistem

En la Figura 3-2 se puede observar un esquema básico con los elementos fundamentales de una instalación de refrigeración solar. A grandes rasgos, la instalación se fundamenta en cubrir las necesidades de las distintas partes de la máquina de absorción, de manera que esta opere correctamente y pueda enfriar el agua destinada a la refrigeración. Con los colectores térmicos se aporta el calor que demanda el generador de la máquina de absorción, y con la torre de enfriamiento se extrae el calor necesario del condensador y del absorbedor. La instalación contemplada en este proyecto contendrá más elementos que se irán explicando a lo largo de este documento, así como el funcionamiento más detallado de este tipo de instalación.

## 3.1 Elementos

### 3.1.1 Captadores solares de tubo de vacío

En los colectores solares térmicos podemos establecer las siguientes relaciones de transmisión del calor: el sol incide sobre el colector y este aumenta de temperatura, con ese calor lo que se busca es calentar un fluido deseado, normalmente el agua. Sin embargo, no todo el calor generado se aprovecha para calentar el fluido deseado ya que una parte se perderá irremediablemente en calentar el aire externo que se encuentra en contacto con el colector (conducción y convección) y otra se perderá por radiación ya que al subir de temperatura el colector emitirá con más energía que el ambiente en el que se encuentra provocándose pérdidas en ese sentido.

No todos los colectores son iguales y serán más eficaces aquellos que mantengan una mejor relación entre lo que ganan de la energía del Sol y lo que pierden según lo explicado anteriormente. Existen dos maneras de mejorar los colectores, mejorando la ganancia de energía que obtiene del sol y/o reduciendo sus pérdidas.

La mejora que aportan los colectores de tubo de vacío consiste en evitar las pérdidas por conducción y convección. La transmisión de calor por conducción y convección necesita de la materia para poder llevarse a cabo. Por ello con la colocación del absorbedor en el interior de un tubo en el que se ha hecho el vacío evita las pérdidas por estos métodos, sólo perdiéndose el calor por radiación (que sí se puede transmitir en el vacío). Si se pierde menos calor, habrá más calor disponible para calentar el fluido que necesitamos obteniéndose así más rendimiento para la misma cantidad de energía solar captada.

Un panel solar de tubos de vacío es un tipo de colector solar que aprovecha la energía solar térmica, formado por colectores lineales alojados en tubos de vidrio al vacío. El panel tiene estructura de peine, con un mástil que conduce el fluido caloportador, y una serie de tubos a modo de púas donde se produce la captación de la radiación solar.

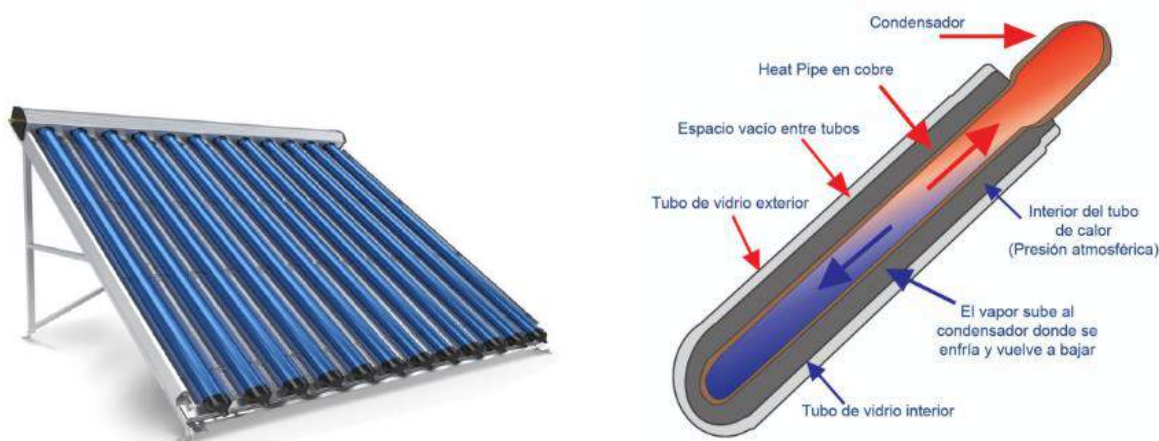


Figura 3-3. A la izquierda, panel solar de tubos de vacío. A la derecha, tubo solar térmico de vacío tipo Heat Pipe. Fuente: SOPELIA.

La cámara cilíndrica de vacío, que recubre a los colectores, elimina prácticamente las pérdidas por convección y conducción y permite un mayor rendimiento óptico, entregando la máxima potencia solar disponible incluso con ángulos de sol desfavorables.

### 3.1.1.1 Tipologías

Los distintos sistemas de colectores de tubo de vacío se basan en los tubos evacuados. Estos están conformados por dos tubos concéntricos entre los cuales se ha aspirado el aire produciéndose el vacío. En uno de los extremos ambos tubos se unen sellándose el vacío. Dentro de ambos tubos (de ahora en adelante nos referiremos a estos tubos concéntricos con el vacío en medio como tubos evacuados) se sitúan los distintos tipos de absorbedores que determinan los distintos sistemas.

Algunos colectores emplean un sistema denominado CPC (Colector Parabólico Concéntrico) para aprovechar la radiación solar que incide entre los dos tubos. Este sistema consiste en una serie de reflectores que dirigen la luz que cae entre tubo y tubo hacia la parte trasera de los mismos donde es también aprovechada. Con ello los colectores reciben luz tanto de la parte delantera como de la trasera. Con el sistema CPC se amplía la superficie efectiva de captación por metro cuadrado para la tecnología de tubo de vacío factor que sin embargo siempre estará por debajo de los colectores de placa plana (por metro cuadrado se capta menos, pero se hace un uso más eficiente de lo captado)

#### 3.1.1.1.1 Tubos de vacío de flujo directo o “U pipe”

El tubo de vacío de flujo directo fue el primero en desarrollarse, y su funcionamiento es idéntico al de los colectores solares planos en el sentido de que el fluido caloportador circula por el tubo expuesto al sol, calentándose a lo largo del recorrido. Los colectores de tubo de vacío de flujo directo colocan en el interior del tubo evacuado una plancha de material absorbente adecuado que hace las veces de absorbedor transformando la radiación solar en calor. El absorbedor es recorrido en su superficie por un tubo con flujo directo en el que circula un fluido que eleva su temperatura en contacto con él.

Algunos colectores con esta tecnología aplican el sistema CPC alterando la forma del absorbedor que adopta una forma semicilíndrica para poder captar la energía solar de la forma más eficiente posible por la parte trasera.

Los colectores de tubo de vacío de flujo directo tienen la ventaja de poder adoptar una posición tanto horizontal como vertical sin mermar su rendimiento ya que el tubo puede rotar sobre su eje inclinándose el absorbedor de la manera más adecuada. Tienen también la ventaja de ser utilizable en áreas frías ya que permite usar las estrategias contra la congelación de uso general en la energía solar térmica.

#### 3.1.1.1.2 Tubos de vacío “Heat pipe”

Esta tecnología de colectores emplea un mecanismo denominado “Heat pipe” (tubo de calor). Este mecanismo consiste en un tubo cerrado en el cual se introduce un fluido de propiedades específicas. Cuando el Sol incide sobre el absorbedor adosado al tubo, el fluido se evapora y absorbe calor, ascendiendo sobre el líquido hasta lo alto del tubo donde se sitúa el foco frío. Allí se condensa y cede su calor latente al fluido que nos interesa calentar volviendo a caer al fondo del tubo por gravedad. Este proceso se repite mientras dure la radiación del Sol o hasta que el colector ha alcanzado una temperatura muy alta (en torno los 130 grados o más). El Heat Pipe o tubo de calor es considerado como un superconductor térmico por lo eficaz de su funcionamiento.

Los colectores de tubo de vacío con tecnología heat pipe tienen la ventaja de no sufrir pérdidas por la noche ya que el proceso de transferencia de calor no es reversible (es decir el fluido caliente o el calor no puede pasar del acumulador al tubo y por lo tanto perderse). Además, cada tubo es independiente perdiéndose cambiar en pleno funcionamiento del sistema. Es altamente resistente a las heladas.

Dado que también pueden girar sobre su eje los tubos, existe la posibilidad de que adopten posiciones verticales y horizontales al igual que ocurre en los sistemas de flujo directo, aunque en este caso habrá que respetar una inclinación mínima del largo del tubo para permitir que el fluido una vez licuado pueda descender por gravedad

### 3.1.2 Máquina de absorción.

La máquina de absorción se define como una máquina frigorífica que emplea como ciclo de trabajo el ciclo de absorción. Estas máquinas se integran en el mismo grupo de máquinas producción de frío convencionales de compresión, ya que el efecto de refrigeración lo consiguen por evaporación de un líquido a baja presión. La

diferencia de estas tecnologías de producción de frío es la utilización de un compresor térmico en lugar de un compresor mecánico, necesario para la recuperación de los vapores formados durante el paso de líquido a vapor. El único componente con partes móviles es la bomba de la solución. Por ello estas plantas prácticamente no tienen desgaste, siendo de alta fiabilidad y reducidos gastos de mantenimiento.

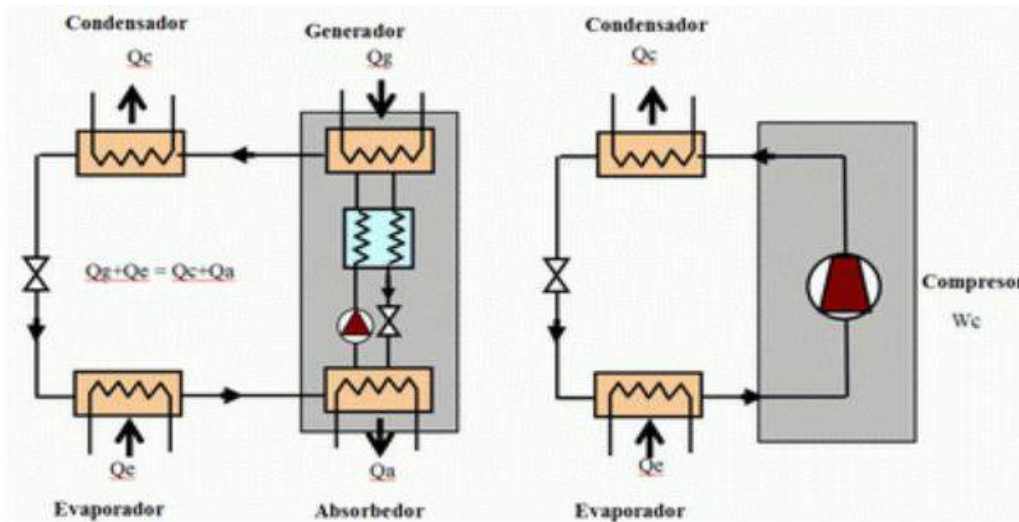


Figura 3-4. Esquemas del ciclo termodinámico de absorción (izquierda) y del ciclo convencional de refrigeración (derecha).

Para la compresión, las máquinas convencionales utilizan el compresor, equipo que asegura la elevación de presión hasta un nivel de presión donde los vapores recuperados y comprimidos puedan ser condensados. Sin embargo, para el caso de la compresión térmica las funciones del compresor se realizan por dos dispositivos independientes:

-La aspiración de vapores de refrigerante, procedente de evaporador, se produce como consecuencia de la afinidad que tiene con una solución líquida almacenada en un recipiente llamado absorbedor conectado al evaporador, este proceso tiene un carácter exotérmico lo que necesitaremos ceder este calor a un agente externo.

-El aumento de presión de la solución líquida resultante en absorbedor hasta el nivel de condensación tiene lugar en una bomba de trasiego, dado que la compresión se realiza sobre un fluido líquido, la potencia necesaria de accionamiento es muy inferior a la que se precisa en el compresor de una máquina de compresión.

Los equipos de absorción pueden ser caracterizados por tres niveles de temperatura:

- Un nivel de alta temperatura, que es la temperatura a la que se absorbe el calor cedido por el foco a alta temperatura (la energía procedente de la radiación solar en el caso de sistemas de frío solar).
- Un nivel de baja temperatura al que se produce el proceso de enfriamiento.
- Un nivel de media temperatura al que se evacua tanto el calor extraído del sistema a enfriar como del foco caliente

### 3.1.2.1 Máquina de absorción de simple efecto de Bromuro y Litio.

En este caso el refrigerante es el agua y la solución de transporte la sal de bromuro de litio (Br-Li). El agua no puede condensar o evaporar por debajo de 0,01°C, por lo que no puede ser empleada en equipos de producción de frío de temperatura negativa. Utilizando agua como refrigerante, se trabaja a presiones inferiores a la atmosférica (vacío) para las temperaturas habituales de climatización, lo cual obliga a diseños de máquinas muy compactas para minimizar las pérdidas de carga en tuberías.

Bajo ciertas condiciones de operación, se puede producir la cristalización del Bromuro de Litio. Este fenómeno provoca la parada del equipo hasta su posterior fusión. Para evitarlo se debe prestar especial atención a las variables críticas. Este tema, que era muy importante en las máquinas antiguas, está actualmente superado mediante dispositivos de control adecuados.

Según la temperatura del foco caliente se pueden clasificar en dos tipos:

-Absorción simple efecto: La fuente térmica es agua caliente a una temperatura entre 80 y 95°C, obteniéndose un COP del orden del 0,7.

-Absorción doble efecto: La fuente térmica puede ser vapor de agua, gases de escape de motores o turbinas o, incluso, fuego directo, obteniéndose un COP hasta de 1,4

Debido a la naturaleza de la instalación contemplada en este proyecto, la máquina de absorción que se adapta mejor es la de simple efecto. A continuación se describirá brevemente su funcionamiento.

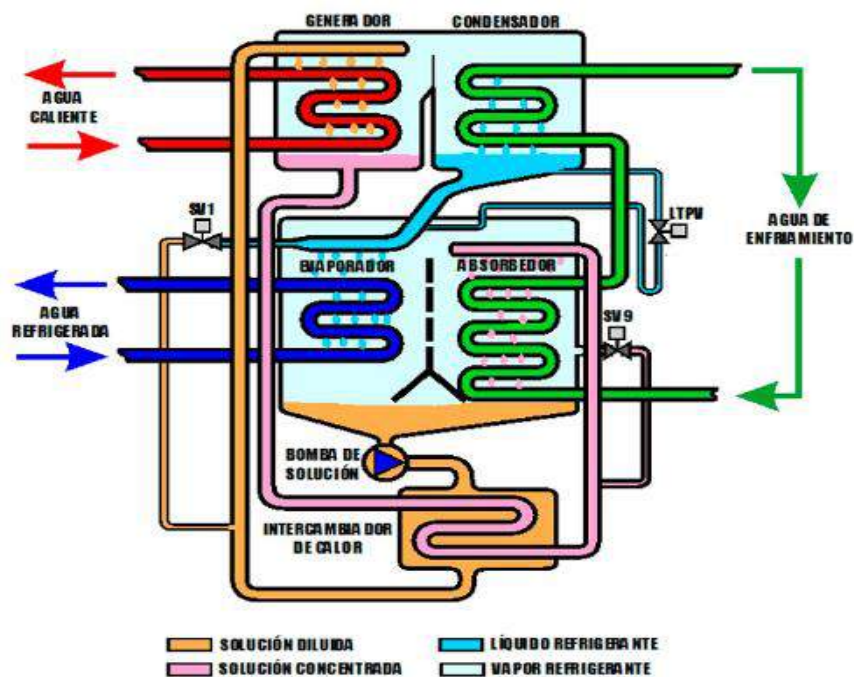


Figura 3-5. Ciclo de absorción de LiBr-H<sub>2</sub>O de simple efecto. Fuente: Absorsistem.

Por el circuito primario del generador circula el agua caliente que aporta la energía necesaria para hacer funcionar el sistema. Esta agua caliente entra nominalmente a una temperatura de 88°C en el circuito primario del generador saliendo de él a 83°C. Mientras, en el circuito secundario del generador, o sea en el circuito de refrigeración, circula una solución acuosa (solución diluida) con un 52% de LiBr y una presión absoluta es de 13 kPa.

Como efecto del calor aportado por el circuito primario de agua caliente, el agua de la solución diluida entra en ebullición y el vapor formado se dirige hacia el recipiente contiguo que es el condensador. Debido a esta separación de vapor, la solución restante, denominada solución concentrada, se concentra hasta un 56% de LiBr, fluye en estas condiciones hacia el intercambiador de calor situado en la parte inferior del esquema.

Mientras, en el condensador, el vapor de agua se enfría hasta 36°C gracias al circuito de agua procedente, en nuestro caso, de una torre de enfriamiento y que entra a la máquina a una temperatura de 31°C, condensando el vapor de agua y convirtiéndolo en líquido. Este líquido refrigerante, es introducido por diferencia de presión en el evaporador donde se mantiene una presión absoluta de 0,9 kPa, por lo que se evapora a 3°C adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar, rebajando su temperatura a 7°C (suponiendo que ha entrado de la instalación a 12°C).

Al mismo tiempo, la solución concentrada al 56% de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua contenido en este absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua, diluyendo la concentración de LiBr de nuevo al 52%. Ello permite eliminar el vapor a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 0,9 kPa en el espacio compartido por el

evaporador y el absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador. Finalmente, la solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor, es aspirada por la bomba de solución para enviarla de nuevo al generador donde se reinicia el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo.

### 3.1.3 Torre de refrigeración.

Las torres de refrigeración o torres de enfriamiento de agua son equipos que basan su funcionamiento en el principio del enfriamiento evaporativo, proceso natural que utiliza el agua como refrigerante y que se aplica para transmitir a la atmósfera el calor excedente de diferentes procesos y máquinas térmicas.

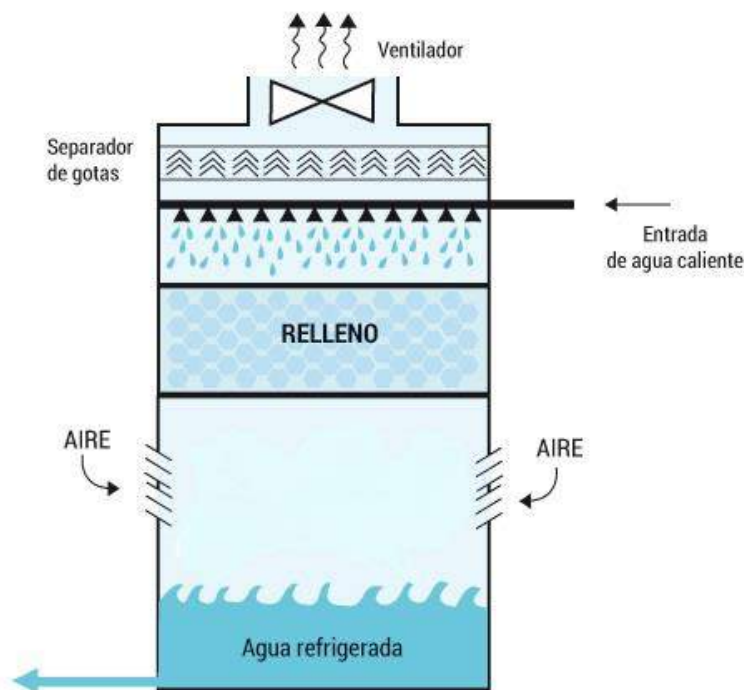


Figura 3-6. Funcionamiento esquematizado de una torre de refrigeración (en concreto de tiro forzado). Fuente: *Caloryfrio*.

A grandes rasgos las torres de refrigeración incorporan: una superficie de intercambio de calor y masa humedecida mediante un dispositivo de distribución de agua, un sistema de ventilación (natural o forzada) encargado de favorecer y, en su caso, forzar el paso del aire ambiente a través del relleno de intercambio de calor y masa, y diferentes componentes auxiliares tales como una balsa colectora de agua, bomba de recirculación, separadores de gotas e instrumentos de control.

Las torres de refrigeración enfrían el agua caliente pulverizándola en forma de lluvia de gotas que caen en un intercambiador (un conjunto de finas láminas de PVC colocadas de forma específica) donde se refrigeran por medio de una corriente de aire, que fluye en sentido contrario, cayendo el agua ya refrigerada a un depósito en condiciones óptimas para volver a ser utilizada como fluido refrigerante.

El uso de torres de refrigeración cuenta con numerosos beneficios si lo comparamos con otro tipo de sistemas de refrigeración que se basan en el uso de refrigerantes. Entre ellos un mayor ahorro energético, menor impacto ambiental y requieren menor inversión inicial que las condensadoras de aire.

#### 3.1.3.1 Tipologías

Según su diseño, podemos encontrar distintos tipos de torres de refrigeración o enfriamiento. La diferencia fundamental entre unas y otras radica en la forma en la que introducen el aire en la torre para refrigerar el agua.



### 3.1.3.1.1 Torres de enfriamiento de tiro natural

El flujo del aire necesario se obtiene como resultado de la diferencia de densidades, entre el aire más frío del exterior y húmedo del interior de la torre. Utilizan chimeneas de gran altura para obtener el tiro deseado. Debido a las grandes dimensiones de estas torres se utilizan flujos de agua de más de 200.000gpm. Son muy utilizadas en las centrales térmicas.

### 3.1.3.1.2 Torres de enfriamiento de tiro inducido

En este tipo de torres, el aire se succiona mediante un ventilador situado en la parte superior de la torre. Son las más utilizadas porque resultan más eficientes que otros modelos.

### 3.1.3.1.3 Torres de enfriamiento de tiro forzado

El aire es forzado por un ventilador situado en la parte inferior de la torre y se descarga por la parte superior. Este tipo de torres resultan menos eficientes ya que la velocidad de descarga es menor.

### 3.1.3.1.4 Torres de enfriamiento de tiro cruzado

El aire entra por los lados de la torre fluyendo horizontalmente a través del agua que cae. Estas torres necesitan más aire y tienen un coste de operación más bajo que las torres a contracorriente.

## 3.1.4 Bombas hidráulicas.

Una bomba hidráulica es una máquina generadora capaz de transformar la energía mecánica con la que es accionada en energía en forma de presión, que cede al fluido que la atraviesa.

La bomba de una instalación hidráulica de calefacción o refrigeración tiene la función de hacer circular el agua desde el equipo generador (caldera o planta frigorífica) hasta el terminal de uso. Para ello la bomba debe suministrar un caudal de agua cuya presión sea suficiente para vencer las resistencias a lo largo del circuito de distribución.

Se comentarán brevemente los elementos constructivos de una bomba centrífuga ya que son las más utilizadas en este tipo de instalaciones:

- Una tubería de aspiración.
- El impulsor o rodete, formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba.
- El difusor junto con el rodete, están encerrados en una cámara, llamada carcasa o cuerpo de bomba. El difusor está formado por unos álabes fijos divergentes, que, al incrementarse la sección de la carcasa, la velocidad del agua irá disminuyendo lo que contribuye a transformar la energía cinética en energía de presión, mejorando el rendimiento de la bomba.
- El eje de la bomba es una pieza en forma de barra de sección circular no uniforme que se fija rígidamente sobre el impulsor y le transmite la fuerza del elemento motor. Las bombas centrífugas para agua se clasifican atendiendo a la posición del eje en bombas de eje horizontal y bombas de eje vertical.

## 3.1.5 Tanques de almacenamiento. Acumuladores.

Un Acumulador es un tanque o depósito de agua reforzado por un aislante térmico que permite almacenar agua, caliente o fría, para suministrarla a una instalación de calefacción o refrigeración. Principalmente permiten tener una reserva térmica segura y accesible en cualquier instante en el que se requiera combatir la demanda, con la ventaja de poder mantener una temperatura constante. Además, permiten el desacople entre la producción de energía y el uso de esta para satisfacer la demanda. En el caso de un sistema de refrigeración solar, nos permite acumular la energía que producimos cuando está disponible el recurso solar, para poder utilizarla en cualquier otro momento en el que sea necesario.

### 3.2 Instalaciones.

Debido a la relativa novedad de las instalaciones de refrigeración solar por absorción, no existe aún una clara tecnología dominante y son numerosos los avances que se consiguen cada año. A continuación, se muestra un listado de instalaciones existentes y operativas que utilizan el ciclo de refrigeración solar por absorción. La información ha sido facilitada por una empresa pionera en esta tecnología, llamada Absorsistem. De hecho, el modelo de la máquina de absorción elegido para este proyecto se corresponde con un modelo que ellos fabrican, llamado YAZAKI.

 					
<b>INSTALACIONES SOLARES CON ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN YAZAKI serie WFC SC INSTALADAS EN ESPAÑA</b>					
Nombre de la instalación	Ciudad	Modelo	nº equipos	Potencia frigorífica instalada (kW)	Superficie solar (m <sup>2</sup> )
Gamesa Solar	Almazán	WFC SC10	1	35,2	144
Fábrica del Sol	Barcelona	WFC-30R	1	105,5	175
Seu Agència Salut Pública	Barcelona	WFC SC10	1	35,2	81
Hotel Presidente	Benidorm	WFC SC10	1	35,2	420
Parque Tecnológico de Andalucía-Isototon	Campanillas	WFC SC10	1	35,2	230
CARTIF	El Boecillo (Valladolid)	WFC-10	1	35,2	77,5
ENRESA Residuos nucleares	Hornachuelos - El Cabril	WFC SC10	1	35,2	150
Agua mineral FONTEDOSO	El Oso (Ávila)	WFC SC20 WFC SC10	2	105,5	504
L.Y.M.A.	Getafe (Madrid)	WFC SC10	1	35,2	
Universidad de Almería	La Cañada de S. Urbano	WFC SC20	1	70,3	160
Hotel San Antonio	Lanzarote (Canarias)	WFC SC20 WFC SC30	2	175,8	1035
Universidad Carlos III	Leganés (Madrid)	WFC-10	1	35,2	50
Levenger	Lekumberri	WFC SC10	1	35,2	
CREA – Universitat de Lleida	Lleida	WFC SC30	1	105,5	93,4
Viessmann	Madrid	WFC-30R	1	105,5	111
A.Pellicer, S.A.	Maó (Baleares)	WFC-10	2	70,4	
Minas Aguablanca	Monesterio	WFC SC10	1	35,2	170
Ecohotel Puerto Ojén	Ojén	WFC SC20	1	70,3	400
Hotel Villaluz	Playa de Gandía	WFC SC10	1	35,2	300
COMONOR	Ponferrada	WFC SC10	1	35,2	151
Museo de la Energía	Puentes de García Rodríguez	WFC SC10	1	35,2	138
Edificio Feuga – Ciudad Universitaria	Santiago de Compostela	WFC-30R	1	105,5	63
Universidad Termotécnica	Sevilla	WFC-10	1	35,2	151,2
Residencia Militar Paso Alto	Sta. Cruz de Tenerife	WFC SC10	1	35,2	200
Instituto Técnico Canario	Sta. Lucía – Las Palmas	WFC SC10	1	35,2	
Gamesa Solar	Tarragona	WFC SC10	1	35,2	
Universitat Rovira i Virgili (CREVER)	Tarragona	WFC-10	1	35,2	96
Hotel Foxa	Tres Cantos (Madrid)	WFC SC10	1	35,2	284
Complejo los Pinos	Valladolid	WFC SC30	3	316,5	1613

Figura 3-7. Instalaciones existentes solares con enfriadoras de absorción. Potencias nominales frigoríficas y superficies solares instaladas. Fuente: Empresa privada Absorsistem.



## 4 EDIFICIO OBJETO

### 4.1 Descripción geométrica, constructiva y operacional

El edificio objeto de estudio se trata de un edificio de oficinas rectangular compuesto por ocho plantas, dos de ellas no habitables (garaje y sótano), por lo tanto, estas no intervendrán en el propósito de este proyecto, ya que son zonas que no requieren acondicionamiento.

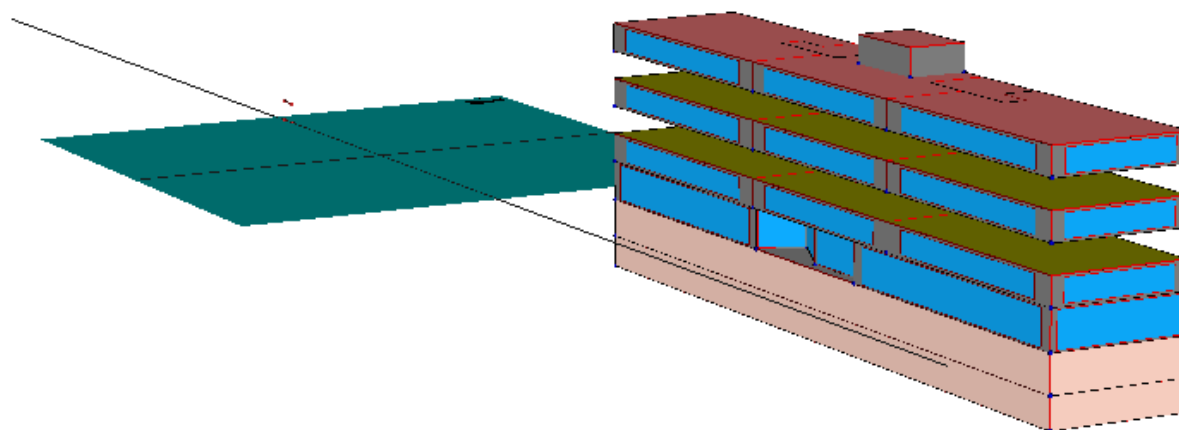


Figura 4-1. Modelo del edificio objeto. Fuente: HULC.

Se utilizará la herramienta informática DSGCODE para realizar el cálculo de las solicitaciones energéticas del edificio. Dicho software solo trabaja con modelos unizona, por lo tanto, es necesario calcular un modelo unizona equivalente del modelo multizona real

A partir del edificio real definido geoméricamente en el software HULC (LIDER-CALENER), se van a extraer las medidas necesarias para poder definir un modelo equivalente unizona, como son:

- La superficie total del edificio (como la suma de la superficie de cada una de las plantas habitables)
- La superficie total de cada cerramiento exterior con distinta orientación (incluyendo la cubierta).
- El porcentaje de acristalamiento para cada cerramiento exterior.

Fachadas	Superficie total [m <sup>2</sup> ]	Superficie acristalada [m <sup>2</sup> ]	Superficie acristalada [%]
Sur	1632	1159.2	71
Norte	1632	1148.4	70.4
Este	288	199.5	69.3
Oeste	288	199.5	69.3

Tabla 4-1. Superficie total y acristalada, para cada orientación, de las fachadas del edificio. Fuente: Elaboración propia con datos de HULC.

Nº planta	Altura [m]	Ancho [m]	Largo [m]	Superficie [m <sup>2</sup> ]
1 (Garaje)	3.3	15	85	1275
2 (Sotano)	4	15	85	1275
3	4.2	15	85	1275
4	3	15	85	1275
5	3	15	85	1275
6	3	15	85	1275
7	3	15	85	1275
8	3	15	85	1275

Tabla 4-2. Geometría de las plantas del edificio del modelo multizona.

De esta manera, el modelo unizona tendrá una sola planta con una superficie total igual a la suma de todas las plantas del edificio real (excluyendo garaje y sótano). La altura del espacio unizona será una media ponderada de las alturas de todas las plantas, a fin de que el volumen total del modelo unizona se corresponda con el total del volumen del edificio real. Siguiendo el mismo criterio se van a definir los cuatro cerramientos exteriores unizona, cada uno con una superficie total igual a la suma de las superficies, para cada orientación. Análogamente se calculan e implantan los porcentajes de acristalamiento para cada orientación. La superficie de la cubierta no varía y es igual a la superficie de la última planta.

Nº planta	Altura[m]	Ancho[m]	Largo[m]	Superficie [m <sup>2</sup> ]
1	3.2	90	85	7650

Tabla 4-3. Geometría del edificio para el modelo unizona equivalente. *Fuente: Elaboración propia.*

Una vez se tienen todas las medidas geométricas que definen el modelo unizona, se deben definir los parámetros característicos de la envolvente térmica del edificio, como son las transmitancias térmicas de cada cerramiento y huecos, los factores solares de los huecos (con y sin elementos de sombras móviles) y los elementos de sombras remotos. Estos últimos se supondrán inexistentes dado que la localización de los edificios es desconocida a priori. Se han elegido los valores de las transmitancias térmicas correspondientes a los climas catalogados como severidad C, concretamente los valores de las transmitancias térmicas mínimas exigidas por el código técnico de la edificación.

Zona climática C	Valores mínimos [W/m <sup>2</sup> K]
Transmitancia muros	0.75
Transmitancia suelos	0.50
Transmitancia cubierta	0.50
Transmitancia ventanas	3.10

Tabla 4-4. Valores mínimos exigidos por el código técnico, para los valores de las transmitancias de la envuelta térmica de un edificio, para la severidad climática C. *Fuente: CTE.*

Por último, se deben introducir la carga interna de la oficina, datos referentes a los regímenes de funcionamiento de calefacción y refrigeración y las renovaciones del aire del edificio consecuentes de infiltraciones y de la propia obligación de mantener correctamente ventilados los espacios.

-Se definirán los valores de las fuentes internas (ocupación, iluminación y equipos) conforme a los valores establecidos en el documento oficial *CALENER 09 ANEXOS*. Se ha optado por el caso de oficinas con un horario de funcionamiento de 16 horas y una carga interna media.

-La temperatura mínima y máxima de consigna o confort se fijan en 20°C y 25°C respectivamente, como recoge el código técnico español de la edificación. Los horarios de funcionamiento tanto de calefacción como refrigeración se definirán, según el caso, en función del horario de cada oficina en particular.

-Las renovaciones-hora del aire del edificio se fijan en 1 renovación-hora, tanto para los regímenes de funcionamiento de calefacción y refrigeración, como para la ventilación nocturna que se llevará a cabo en el régimen de refrigeración.

Horarios de funcionamiento

CALEFACCIÓN																							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0

REFRIGERACIÓN																							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0

Fuentes internas

OCUPACIÓN [Núm. Ocupantes]																							
0,00	0,00	0,00	1,00	0,00	0,00	638	638	638	638	638	638	638	638	638	638	638	638	638	638	638	638	0,00	0,00

ILUMINACIÓN [W/m <sup>2</sup> ]																							
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	0,00	0,00

EQUIPOS [W/m <sup>2</sup> ]																							
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	0,00	0,00

Temperaturas de consigna, Periodos de verano e invierno, y Ventilación nocturna durante los meses de verano

Temperatura de consigna alta (°C)  Mes inicial de aplicación de sombras y ventilación nocturna

Temperatura de consigna baja (°C)  Mes final de aplicación de sombras y ventilación nocturna

Impedir que se proporcione calefacción en periodo de aplicación de sombras móviles y refrigeración en el de no aplicación Ventilación nocturna en régimen de verano (1/h)

Figura 4-2. Valores de parámetros característicos de la envuelta del edificio definidos en el programa DSGcode.

Descripción de la vivienda

Superficie de la vivienda (m<sup>2</sup>)  Altura (m)

ACH Equivalentes (1/h)

Número de elemento	1	2	3	4
Orientación del elemento	Sur	Norte	Este	Oeste
Superficie del elemento [m <sup>2</sup> ]	1632,00	1632,00	288,00	288,00
Porcentaje de Hueco [%]	71,00	70,30	69,30	69,30
U Cerramiento Opaco [W/m <sup>2</sup> K]	0,75	0,75	0,75	0,75
U Hueco o Claraboya [W/m <sup>2</sup> K]	3,10	3,10	3,10	3,10
Factor Solar Hueco o Claraboya [-]	0,70	0,70	0,70	0,70
Factor Solar con Elemento de Sombra Movil [-]	0,70	0,50	0,50	0,50
Obstáculos Propios y Remotos	Definir	Definir	Definir	Definir

Figura 4-3. Régimen de funcionamiento y cargas internas definidas en el programa DSGcode. Fuente: CTE Calener 09 Anexos

No residencial: Intensidad Media - 16h																								
<b>Temp Consigna Alta (°C)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>
Laboral	-	-	-	-	-	-	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	-	-
Sábado	-	-	-	-	-	-	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	-	-
Festivo	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>Temp Consigna Baja (°C)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>
Laboral	-	-	-	-	-	-	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	-	-
Sábado	-	-	-	-	-	-	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	-	-
Festivo	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>Ocupación sensible (W/m²)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>
Laboral	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	0.00	0.00
Sábado	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Festivo	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>Ocupación latente (W/m²)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>
Laboral	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	0.00	0.00
Sábado	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	3.79	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Festivo	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>Iluminación (%)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>
Laboral	0	0	0	0	0	0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	0	0
Sábado	0	0	0	0	0	0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Festivo	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Equipos (W/m²)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>
Laboral	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	0.00	0.00
Sábado	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Festivo	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>Ventilación (%)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>
Laboral	0	0	0	0	0	0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	0	0
Sábado	0	0	0	0	0	0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Festivo	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Figura 4-4. Condiciones operacionales para edificios no residenciales. Intensidad media, 16 horas al día.  
Fuente: Anexo A, Condiciones operacionales. Documentos Calener.

## 4.2 Climatología

El clima para el cuál se va a realizar el estudio de este proyecto corresponde a la severidad climática catalogada como C2, con Barcelona como ciudad de referencia. El clima en Barcelona es del tipo mediterráneo. Este tipo de clima se da entre los 30° y los 45° de latitud y en el oeste de los continentes. Se caracteriza por tener inviernos relativamente húmedos y suaves, y veranos secos. Las estaciones más lluviosas son las intermedias, otoño y primavera.



Figura 4-5. Mapa de España con la zona de estudio señalada. Situación geográfica: Barcelona.

A continuación, se muestran algunas gráficas para visualizar los parámetros climatológicos más representativos, como la temperatura media de la ciudad, las precipitaciones, y la radiación solar a lo largo del año 2017.

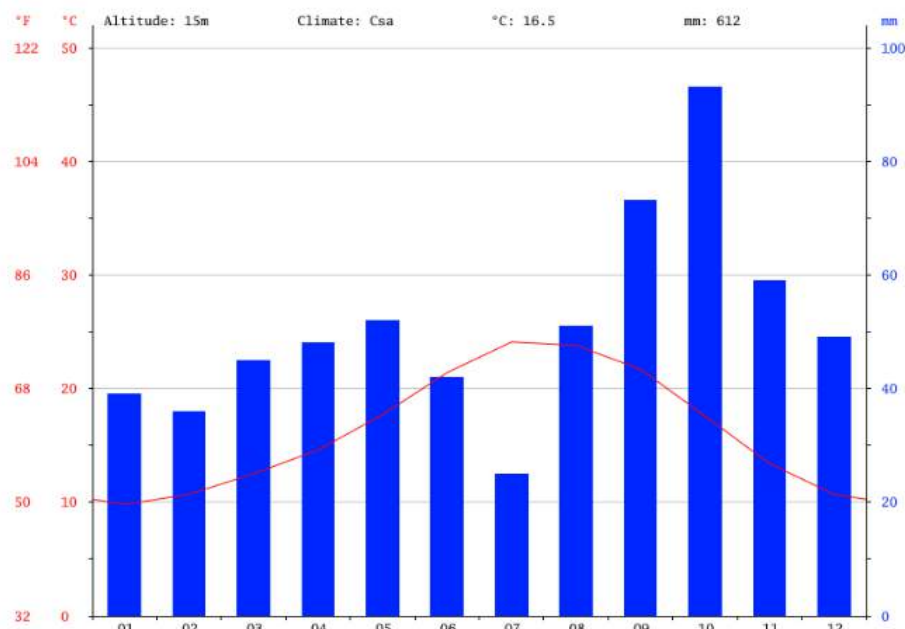


Figura 4-6. Climograma de la ciudad de Barcelona para el año 2017. Temperatura media y precipitaciones mensuales. Fuente: Meteocat.



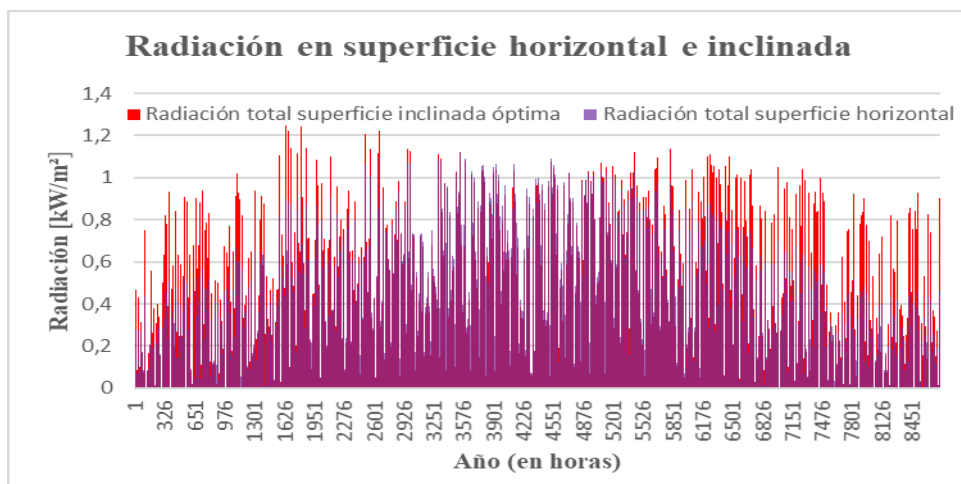


Figura 4-7. Radiación total incidente en Barcelona a lo largo del año 2017, sobre una superficie horizontal y sobre una superficie inclinada 41°. Fuente: *Elaboración propia. con datos de AEMET.*

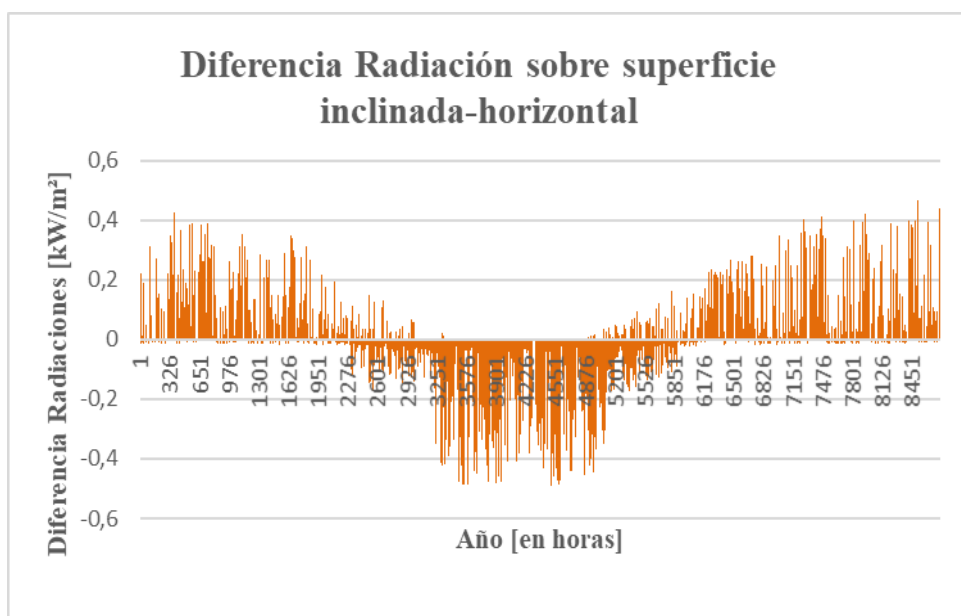


Figura 4-8. Diferencia entre la radiación total incidente sobre una superficie inclinada 41° y la radiación total incidente sobre una superficie horizontal, en Barcelona a lo largo de un año. Fuente: *Elaboración propia.*

Cómo se puede observar en las gráficas, el ángulo de inclinación tiene un impacto importante en la radiación solar incidente sobre una superficie. Para un ángulo de inclinación fijo, se obtiene la potencia máxima en el transcurso de un año cuando el ángulo de inclinación es igual a la latitud del lugar, que en el caso de Barcelona corresponde a una latitud de 41 grados. Sin embargo, los ángulos de inclinación más pronunciada se han optimizado para grandes cargas de invierno, mientras que los ángulos de títulos inferiores utilizan una mayor fracción de la luz en el verano.

Para el caso de estudio de este proyecto, se ha fijado la inclinación de los paneles solares con el fin de maximizar la potencia anual, por lo tanto, su inclinación es de 41 grados, igual a la latitud de la ciudad de Barcelona. Con ello se ha conseguido un aumento del 5.4% en la potencia disponible con respecto al caso de inclinación 0° (superficie horizontal).

### 4.3 Demandas de refrigeración y calefacción

Una vez se tienen todos los parámetros que definen el modelo del edificio unizona, mediante el software DSGCODE se pueden calcular las demandas de calefacción y refrigeración en régimen horario a lo largo de todo un año.

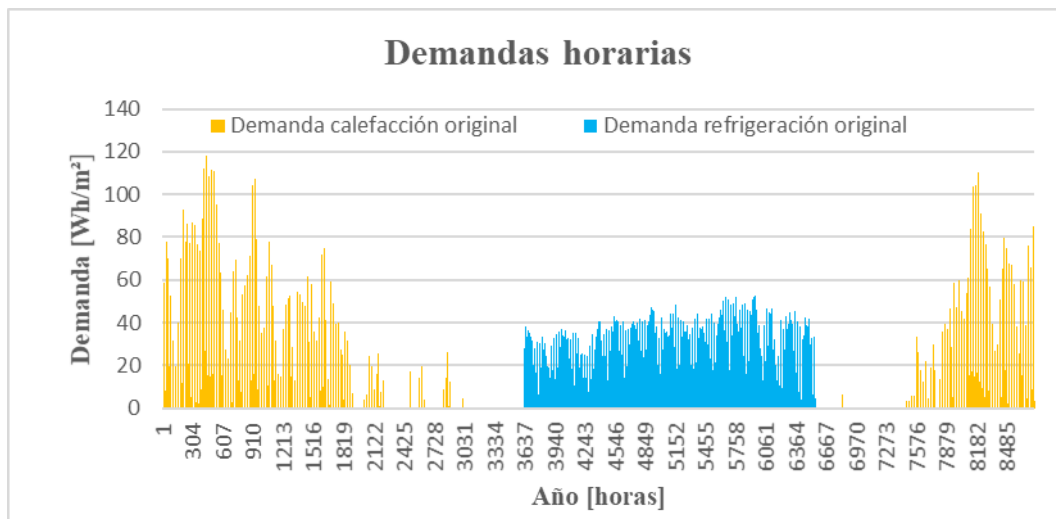


Figura 4-9. Demandas horarias de calefacción y refrigeración a lo largo del año, para el edificio objeto en Barcelona. *Fuente: DSGcode.*

Si se representa la demanda diaria para el régimen de calefacción, como se puede observar en la Figura 4-10, se aprecia que la demanda tiene siempre un máximo en la primera hora, que dista bastante del valor de la demanda en las siguientes horas (del orden de 3-7 veces mayor). Este fenómeno se explica por la contribución de dos motivos, (i) durante la noche el edificio baja su temperatura debido a las pérdidas térmicas y por ello en el momento en el que se empieza la jornada laboral, la diferencia entre la temperatura del edificio y la temperatura de confort se encuentra en su máximo; (ii) las cargas internas del propio edificio contribuyen a combatir la demanda de calefacción en las siguientes horas, de ahí que se pronuncie aun más la diferencia entre la demanda de la primera hora y las siguientes.

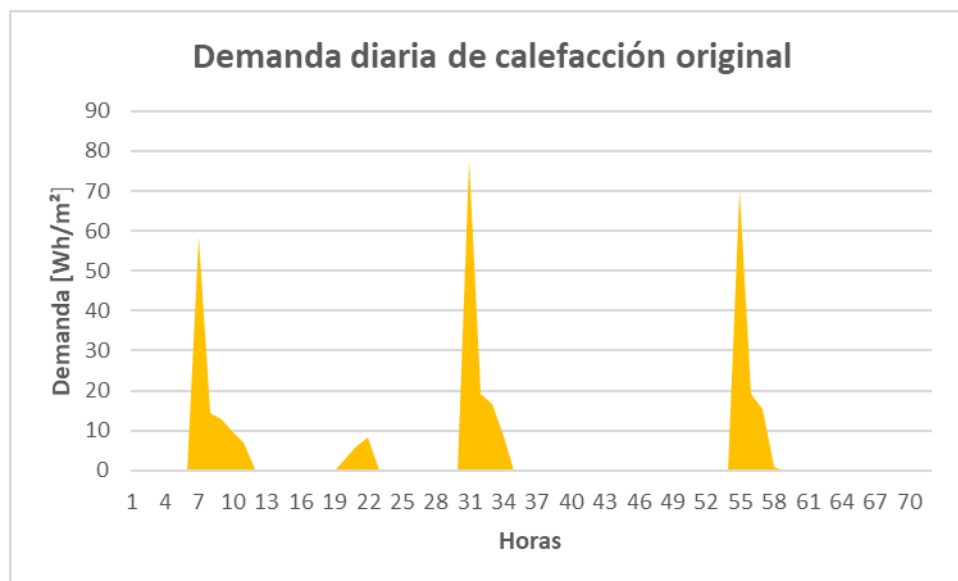


Figura 4-10. Representación de la demanda de calefacción original para tres días. *Fuente: DSGcode.*

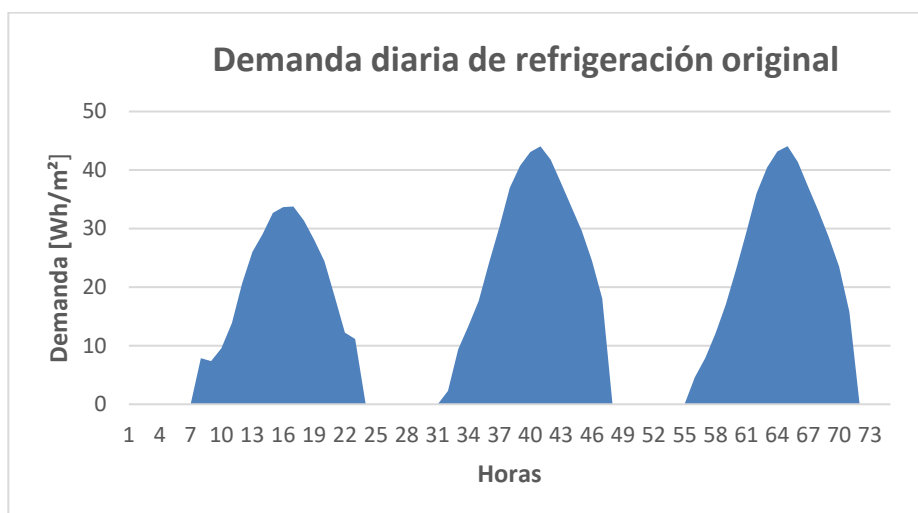


Figura 4-11. Representación de la demanda de refrigeración para tres días. Fuente: DSGcode.

Se puede apreciar en la Figura 4-11 que no existe tal problema con la demanda de refrigeración. Debido a la naturaleza del clima en verano, las demandas máximas se dan usualmente en las horas con más radiación solar, que se corresponden con las horas centrales del día. Por lo tanto, no ha sido necesario realizar ningún tipo de control especial de preenfriamiento en régimen de refrigeración.

Para evitar el sobredimensionamiento de equipos, en especial bombas y tanques, y el caudal de diseño, se ha procedido a una estrategia de control para precalentar el edificio una hora antes de que empiece la jornada laboral, cuando existen estos picos de demanda a primera hora (en lo que sigue en este documento, para referirse a la primera hora de demanda se hará referencia a *demanda de arranque*, y para referirse a la demanda de la hora siguiente a la demanda de arranque se hará referencia a *demanda secundaria*)

Para ello el procedimiento que se ha seguido se explica a continuación; primero se ha calculado cual es el valor de la demanda secundaria máxima. A continuación, se han comparado todas las demandas de arranque con este valor máximo de demanda secundaria. Si el valor de la demanda de arranque es mayor que la demanda secundaria, para ese día se sustituye, tanto el valor de la demanda de arranque como el valor de la demanda anterior, por el valor de la demanda secundaria máxima. Si el valor de la demanda de arranque es menor o igual que la demanda secundaria máxima, no se alteran los valores. Realizando esta modificación para el archivo de la demanda a lo largo del año, se consigue el control de precalentamiento deseado.

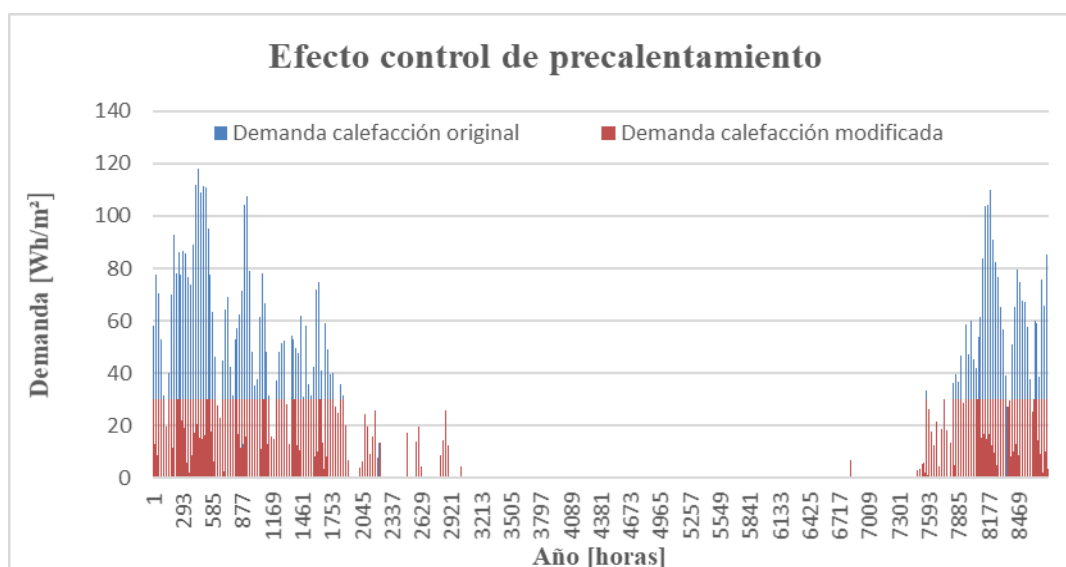


Figura 4-12. Demandas de calefacción, original y modificada con el control de precalentamiento, a lo largo del año. Fuente: Elaboración propia.

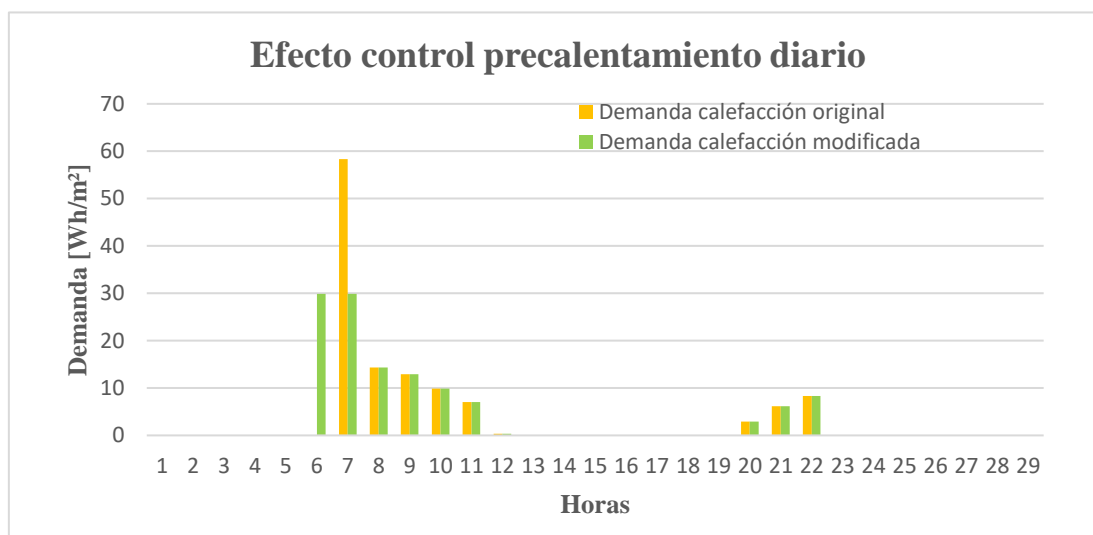


Figura 4-13. Demandas diarias de calefacción, original y modificada con el control de precalentamiento.  
Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 4-5 se han representado los computos totales de las demandas anuales, para el caso original y para el caso después de aplicar el control de precalentamiento. Como se comentó en la página anterior, la demanda de refrigeración no se ve alterada. En el caso de la demanda de calefacción, la consecuencia del control elegido es la reducción ficticia en la demanda total anual en un 2.5 %. Por tanto, habrá horas puntuales a lo largo del año en la que no se satisficará la demanda de calefacción del edificio, es decir, no se alcanzarán las condiciones de confort. Este hecho se tendrá en cuenta y se contabilizarán dichas horas aisladas no cubiertas.

Demanda de calefacción original anual [Wh/m²]	Demanda de calefacción modificada anual [Wh/m²]	Demanda de refrigeración original anual [Wh/m²]	Demanda de refrigeración modificada anual [Wh/m²]
11936	11636	42763	42763

Tabla 4-5. Demandas anuales de refrigeración y calefacción, con y sin el control. Fuente: Elaboración propia.



## 5 DESCRIPCIÓN Y VARIANTES DE LAS INSTALACIONES CONTEMPLADAS: GRADOS DE LIBERTAD

La instalación inicial consta de dos redes; por una circula agua a alta temperatura y por la otra agua a baja temperatura. Se tiene una caldera convencional de gas natural como fuente de alimentación de la red de alta, con la cual se cubre toda la demanda de calefacción, que alimentará al tanque de acumulación de la red de alta. Para cubrir las necesidades de la red de agua de baja y alimentar al tanque de acumulación, existe en la instalación una climatizadora eléctrica estándar condensada por aire, con la que se cubre la demanda de refrigeración del edificio.

Con el objetivo de implementar un sistema de refrigeración solar, se añadirán a la instalación un campo de colectores de tubo de vacío, una máquina de absorción de simple efecto, una torre de refrigeración y un tanque de acumulación alimentado por los colectores.

El objetivo principal de los captadores de vacío es proveer de agua caliente al generador de la máquina de absorción durante el régimen de refrigeración. Durante el régimen de calefacción podrán alimentar también a la red de alta cuando la radiación disponible permita calentar lo suficiente al agua, en caso contrario se seguirá operando con la caldera de gas natural.

La máquina de absorción se encargará de producir la potencia frigorífica para cubrir la demanda, siempre y cuando la temperatura del tanque de alta sea lo suficientemente alta (igual o superior a 80°C). En los casos en los que la MASE no tenga las condiciones necesarias para su correcto funcionamiento y exista demanda de refrigeración, se operará con la enfriadora de aire convencional.

El tanque de acumulación de los colectores estará alimentado únicamente por los captadores de vacío. Este tanque, junto a la caldera convencional, proveyerán cuando sea necesario de agua caliente al tanque de acumulación principal de alta. Cabe destacar que en régimen de refrigeración se restringe totalmente el uso de la caldera, la MASE será alimentada únicamente por el calor aportado por los colectores. Del tanque principal de alta se extraerá directamente el agua que fluirá por las unidades terminales de calefacción, y también el caudal necesario para el abastecimiento del generador de la MASE, retornando en ambos casos todo el fluido hasta el mismo. El tanque de acumulación de baja temperatura estará conectado a la MASE y a la enfriadora, en cuanto a la alimentación se refiere. Este tanque suministrará el agua fría para las unidades terminales de refrigeración.

Los grados de libertad de la instalación, esto es, los parámetros que se variarán en el proceso de optimización serán los tres volúmenes de los tres tanques de acumulación, el área del campo de captadores y la potencia frigorífica de la MASE.

Tanto para el TARAT (Tanque de Acumulación de la Red de Alta Temperatura) como para el TABRT (Tanque de Acumulación de la Red de Baja Temperatura) se ha realizado una hipótesis de sobredimensionamiento, al querer incluir en ambos volúmenes no solo el volumen del propio tanque que se instalará en la realidad, si no el volumen de toda la red hidráulica que acompaña a cada red, la de alta y la de baja.

### 5.1 Implementación en TRNSYS

Para modelar la instalación se ha utilizado el software TRNSYS, un programa de simulación desarrollado por el laboratorio de Energía Solar de la Universidad de Wisconsin-Madison en colaboración con TRANSOLAR Energietechnik GMBH, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) y Thermal Energy Systems Specialists (TESS).

La forma de generar un proyecto en TRNSYS resulta muy intuitiva: se conectan gráficamente los componentes

del sistema (types) en la interfaz visual Simulation Studio. Cada uno de los types se describe con un modelo matemático mediante lenguaje de programación Fortran y lleva asociado un Proforma en el Simulation Studio. Éste describe el componente como una caja negra por medio de entradas, salidas y parámetros.

Además de los types estándar que se encuentran en la librería de TRNSYS, pueden crearse componentes nuevos de una forma sencilla: se define un nuevo componente con sus entradas y salidas, y se implementan las ecuaciones que relacionan dichos parámetros.

Para la implementación de los tanques y las bombas hidráulicas se han utilizado algunos de los types que ofrece TRNSYS. Para el resto de los componentes, se han implementado modelos matemáticos externos a TRNSYS. Todos ellos se describirán a continuación: colectores, caldera, unidades terminales de refrigeración, unidades terminales de calefacción, torre de refrigeración y máquina de absorción de simple efecto.

TRNSYS también incluye types que leen archivos externos, lo que nos permite usarlos como entradas o parámetros. Estos se usarán para incluir en el modelo las temperaturas ambiente, tanto interior como exterior del edificio, las demandas de refrigeración y calefacción, y la radiación solar.

### 5.1.1 Modelo de caldera convencional

El rendimiento de la caldera se ha modelado según se indica en el documento oficial *Calener-GT Grandes edificios terciarios: Manual de curvas* y se explica a continuación.

En el documento se recomienda definir el rendimiento instantáneo de la caldera como el producto del rendimiento nominal multiplicado por dos factores, uno que varía con la temperatura de operación y otro que varía con la curva del factor de carga parcial de la caldera. Se ha supuesto en este proyecto que el rendimiento instantáneo solo dependerá del factor de carga parcial.

Se define el factor de carga parcial como el cociente entre la carga del sistema y la capacidad sensible del mismo (coincidiendo la carga sensible con la carga total en el régimen de calefacción). La curva del factor de carga parcial depende además de unos coeficientes propios según el tipo de caldera, que para el caso de calderas convencionales de gas se rige según la siguiente ecuación:

$$C(fcp) = a + b * fcp + c * fcp^2 + d * fcp^3$$

Por lo que el rendimiento en cada momento tomará el valor:

$$\eta_i = \eta_{nom} * C(fcp)$$

Siendo  $\eta_{nom}$  el rendimiento nominal de la caldera.

Potencia nominal [kW]	Coefficiente a [adimensional]	Coefficiente b [adimensional]	Coefficiente c [adimensional]	Coefficiente d [adimensional]	Rendimiento nominal
230	0.009117	0.992645	-0.006778	0.004876	0.92

Tabla 5-1. Coeficientes de la curva de carga parcial de la caldera convencional, potencia y rendimientos nominales. Fuente: *Manual de curvas Calener-GT*

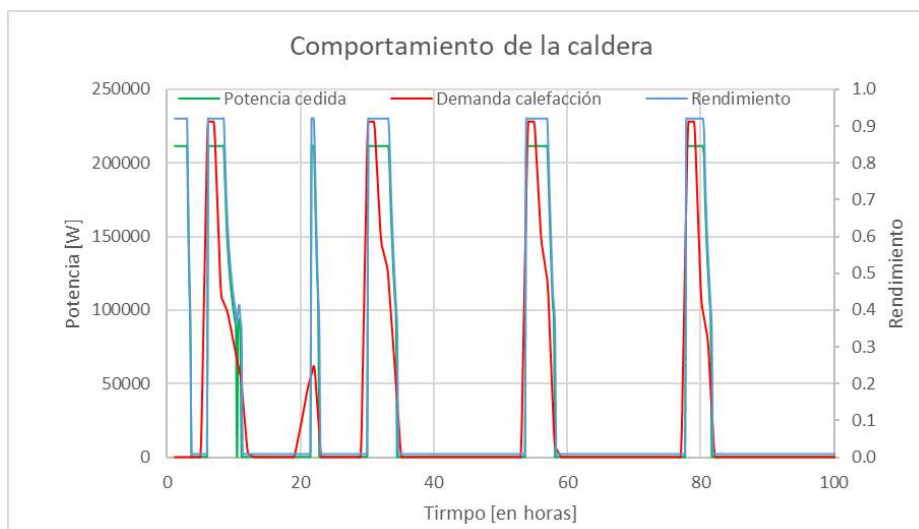


Figura 5-1. Representación del comportamiento del rendimiento y la potencia de la caldera y de la demanda de calefacción, frente al tiempo. Fuente: *Elaboración propia*.

Se pueden observar en la Figura 5-1 el comportamiento del rendimiento instantáneo de la caldera, el de la potencia entregada al fluido que la atraviesa, y el de la demanda de calefacción. Nótese que los rendimientos mínimos para los cuales la caldera está funcionando rondan los valores 0,4 y 0,3. En la gráfica se refleja que no siempre al haber demanda de calefacción la caldera tiene la necesidad de operar, esto se debe a que esa demanda puede suplirse con el calor almacenado en el tanque. Con el mismo razonamiento, notese que la caldera puede estar operando sin que exista demanda de calefacción, con el objetivo de mantener al tanque en su rango de temperaturas.

Se ha implantado un control autónomo en la caldera para que, por un lado, la temperatura de salida tenga un límite, fijado en 92 °C, y, por otro lado, la caldera solo se accione cuando la potencia que tenga que entregar al fluido que la atraviesa sea al menos el 40% de su potencia nominal.

A priori, la temperatura de salida del fluido se calcula haciendo un balance de energía sobre la caldera:

$$Q = m * Cp * \Delta T$$

Tras calcular en primera instancia la temperatura de salida, se filtra fijándolo en 92°C si esta excede dicho valor. Con esta temperatura filtrada, se calcula el verdadero incremento que experimentaría el fluido en su paso por la caldera. El siguiente paso es calcular la potencia necesaria para que se produzca dicho incremento, si dicha potencia es superior al 40% de la potencia máxima, la caldera se acciona con los correspondientes valores, en caso contrario, la caldera no opera.

Por lo tanto, el consumo de combustible para cada instante se obtendrá, dividiendo la potencia entregada por la caldera por el valor del rendimiento en ese instante.

### 5.1.2 Modelo de captadores de tubo de vacío

Se utilizará un modelo matemático de uso frecuente descrito en la norma *UNE-EN12975*, en el cuál se define la curva característica del rendimiento de un captador:

$$\eta = \eta_0 - a1 * Tm' - a2 * G * (Tm')^2$$

Dónde  $\eta_0$  es el rendimiento óptico del colector y es un dato facilitado por el fabricante,  $a1$  y  $a2$  son los coeficientes de pérdidas del captador y de pérdidas del fluido de trabajo, respectivamente, y también son característicos del tipo de colector y facilitados por el fabricante.  $G$  es la irradiancia solar hemisférica. Es la radiación incidente (directa más difusa) en una superficie plana, definida por su azimut e inclinación.  $Tm'$  es un



parámetro denominado diferencia de temperatura reducida y se calcula como:

$$Tm' = \frac{tm - ta}{G}$$

Siendo  $tm$  la temperatura media del fluido y  $ta$  la temperatura ambiente.

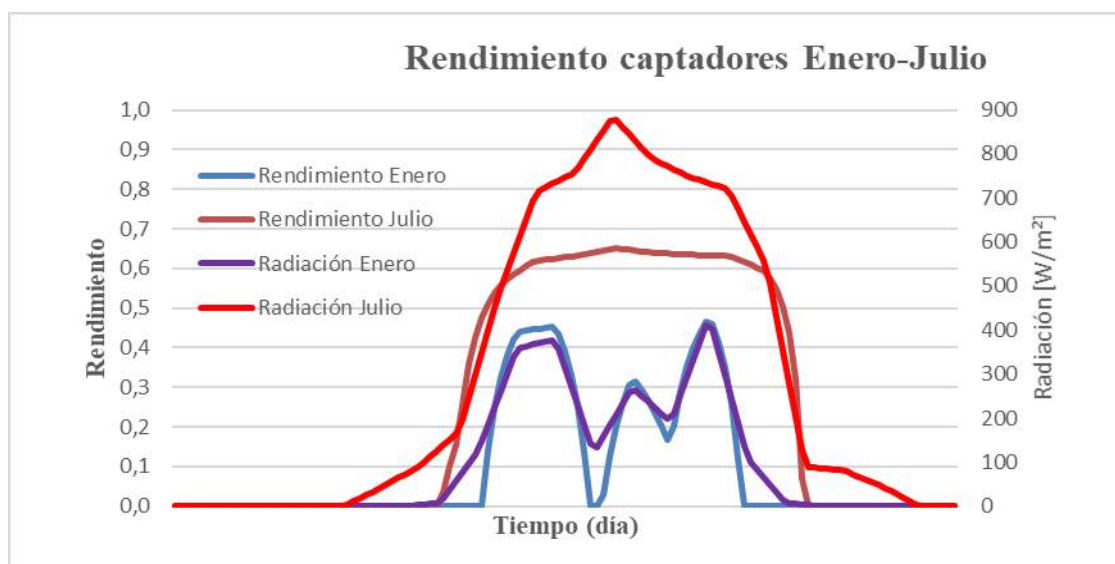


Figura 5-2. Comparación del rendimiento de los colectores y la radiación recibida sobre su superficie, para un día tipo de Enero y Julio. Fuente: *Elaboración propia*.

Se puede apreciar en la Figura 5-2 la diferencia en el comportamiento de los colectores de vacío entre invierno y verano. Obviamente el rendimiento será mayor y más estable en los meses de verano cuando la radiación es mayor, pero nótese que el valor pico del rendimiento en invierno no dista demasiado del valor pico en verano. Esto se debe a la especial configuración de los colectores de tubo de vacío.

La norma facilita otra serie de fórmulas a tener en cuenta para el correcto funcionamiento del modelo del captador. La eficiencia del captador se puede calcular también como

$$\eta = \frac{Q}{A * G}$$

Dónde  $A$  es el área del captador. Con esta ecuación podemos conocer la potencia que el captador cede al fluido que lo atraviesa, al ser el rendimiento un parámetro ya conocido.

La potencia útil extraída:

$$Q = m * Cp * \Delta T$$

Siendo  $m$  el caudal másico del fluido,  $Cp$  el calor específico del fluido y  $\Delta T$  la diferencia de temperatura del fluido entra la entrada y salida del captador. Esta última ecuación nos permite calcular la temperatura de salida del fluido que atraviesa el colector.

Como cabría esperar por la linealidad de las ecuaciones, la temperatura y la potencia cedida varían proporcionalmente.

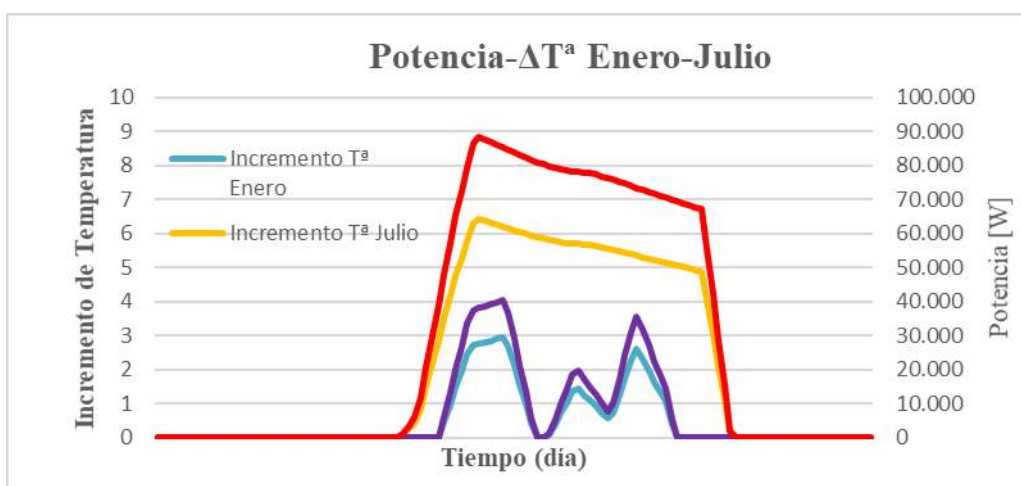


Figura 5-3. Comparación de la potencia cedida y del incremento de temperatura que experimenta el fluido al atravesar un campo de colectores de 100m<sup>2</sup>, para un día tipo de Enero y Julio. *Fuente: Elaboración propia.*

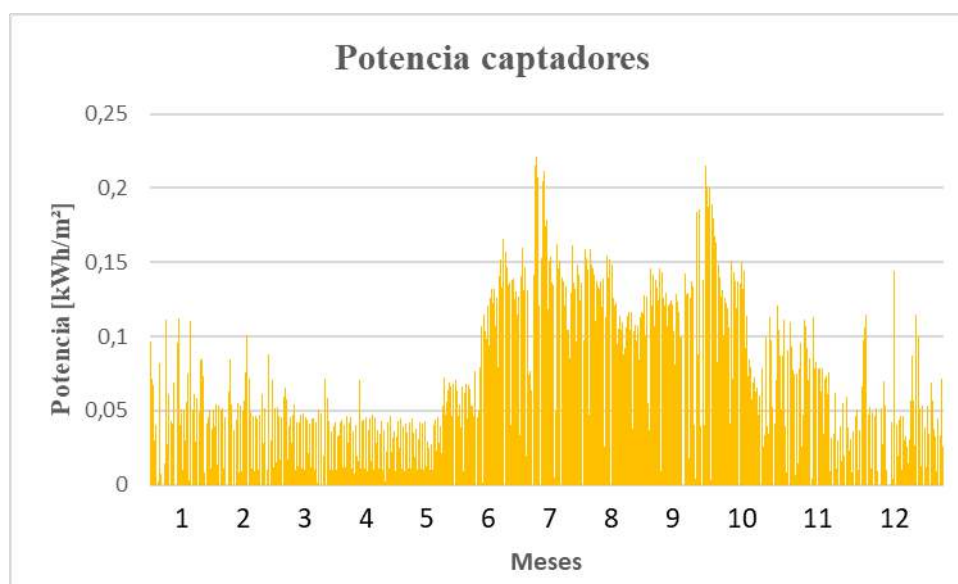


Figura 5-4. Energía cedida al fluido por los colectores en función de la hora del año para los 12 meses. *Fuente: Elaboración propia.*

### 5.1.3 Modelo enfriadora

El coeficiente de eficiencia energética (EER) de la enfriadora se ha modelado según se indica en el documento oficial *Calener-GT Grandes edificios terciarios: Manual de curvas* y se explica a continuación. El EER es el ratio entre la potencia frigorífica aportada por la enfriadora y el consumo de energía eléctrica necesario para obtenerla.

Se ha supuesto en este proyecto que el EER instantáneo solo dependerá del factor de carga parcial.

Se define el factor de carga parcial como el cociente entre la carga del sistema y la capacidad sensible del mismo. La curva del factor de carga parcial depende además de unos coeficientes propios según el tipo de enfriadora, que para el caso de enfriadoras condensadas por aire se rige según la siguiente ecuación:

$$C(fcp) = a + b * fcp + c * fcp^2 + d * fcp^3$$

Por lo que el EER en cada momento tomará el valor:

$$EER = EER_{nom} * C(fcp)$$

Potencia nominal [kW]	Coefficiente a [adimensional]	Coefficiente b [adimensional]	Coefficiente c [adimensional]	Coefficiente d [adimensional]	Rendimiento nominal
400	0.088065	1.137742	-0.225806	0	2

Tabla 5-2. Coeficientes de la curva de rendimiento, potencia y EER nominal de la enfriadora. *Fuente: Manual de curvas Calener-GT.*

Para calcular la temperatura de salida del agua que atraviesa la enfriadora se ha usado la ecuación de balance:

$$Q = m * Cp * \Delta T$$

Se ha implementado en la propia enfriadora un control de funcionamiento en función del rango de potencia extraída, análogo al de la caldera. Se ha fijado el límite de temperatura de salida en un valor de 5°C, de esta manera cuando la potencia para llevar el agua que entra en la enfriadora a 5°C, sea menor del 40% del valor de la potencia nominal, la enfriadora no operará en ese instante.

### 5.1.4 Modelo de máquina de absorción de simple efecto

Para modelar el funcionamiento de la máquina de absorción simple se han implementado las siguientes ecuaciones:

En todo instante tiene que cumplirse el siguiente balance de energía en la MASE.

$$Q_{cond} = Q_{ref} + Q_{gen}$$

El calor extraído del agua en el generador.

$$Q_{gen} = m_g * Cp * (T_{int} - T_{out})$$

La potencia frigorífica extraída en el evaporador.

$$Q_{evp} = m_v * Cp * (T_{int} - T_{out})$$

El calor cedido al condensador de la MASE.

$$Q_{cond} = m_c * Cp * (T_{out} - T_{int})$$

El rendimiento de la MASE dependerá del COP (Coefficient Of Performance).

$$COP = \frac{Q_{evp}}{Q_{gen}}$$

Se ha implementado en la MASE un control de funcionamiento en función del rango de potencia extraída, análogo al de la enfriadora. Se ha fijado el límite de temperatura de salida en un valor de 7°C, de esta manera cuando la potencia para llevar el agua que entra en la enfriadora a 7°C sea menor del 30% del valor de la potencia nominal, la enfriadora no operara en ese instante.

### 5.1.5 Modelo de torre de refrigeración

En el modelo implementado de torre de refrigeración se ha fijado la temperatura de salida en 31°C. Con un balance de energía se calcula el calor necesario que hay que extraerle al fluido que la atraviesa.

$$Q = m * Cp * \Delta T$$

No se ha entrado en detalle debido a que la torre no es objeto de análisis en este proyecto.

### 5.1.6 Modelo de unidades terminales de calefacción y refrigeración

Para modelar el comportamiento de las unidades terminales de refrigeración y calefacción se han tomado como cargas térmicas las demandas de refrigeración y calefacción, respectivamente. Por lo tanto, en cada instante que exista demanda el caudal experimentará un aumento de temperatura, en el caso de refrigeración, y una bajada de temperatura en el caso de calefacción.

$$T_{salida} = T_{entrada} - \frac{\text{Demanda}}{m_{cal} * Cp}$$

$$T_{salida} = T_{entrada} + \frac{\text{Demanda}}{m_{ref} * Cp}$$

### 5.1.7 Tanques de acumulación en TRNSYS

Se va a utilizar un modelo ya definido en TRNSYS para los tres depósitos de acumulación. El tanque utilizado corresponde al type 4f (*Stratified Storage Tank*) y está compuesto por N volúmenes iguales ( $N < 15$ ) y totalmente mezclados. Con este parámetro N, que podemos cambiar en el modelo, se controla la estratificación del depósito. Para  $N=1$  se tiene un perfectamente existirá estratificación. la utilizada en todos los solo volumen mezclado por lo que no Esta disposición ha sido tres depósitos.

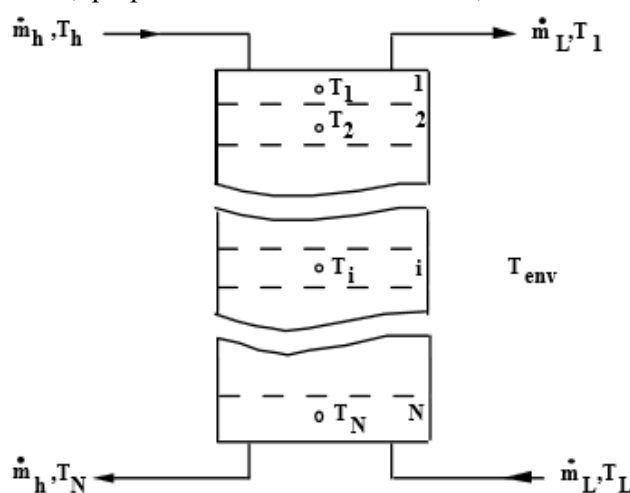


Figura 5-5. Esquema del modelo del tanque utilizado. Fuente: TRNSYS

El modelo trae incorporado, entre otros, un parámetro de salida que cuantifica las pérdidas del depósito, las cuales se cuantificaran en el cálculo de los balances energéticos. También permite cambiar la temperatura inicial del tanque, las características del fluido de trabajo etc.

### 5.1.8 Bombas hidráulicas en TRNSYS

Para la implementación de las bombas en el modelo de TRNSYS se ha utilizado el type 114 (*Pumps, Single Speed*). Este modelo tiene en cuenta tanto las pérdidas al ambiente en forma de calor, como el calor transferido al fluido por el motor de la bomba. Por estos motivos la temperatura del fluido de entrada y salida no son exactamente iguales. No considera pérdidas volumétricas por lo que los caudales de entrada y salida son idénticos.

### 5.1.9 Caudales de diseño

#### 5.1.9.1 Red principal de calefacción y red principal de refrigeración

Para calcular el caudal de diseño de las instalaciones de refrigeración y calefacción, para cada caso, se han seguido los siguientes criterios.

1. Se ha establecido un límite de 5°C en el incremento de temperatura que sufre el fluido al atravesar las unidades terminales de refrigeración y calefacción. El balance de energía del fluido en dichos elementos viene dado por la siguiente ecuación.

$$Q \text{ (demanda)} = m * Cp * \Delta T$$

Despejando el caudal de esta ecuación, para cada red, usando su respectiva demanda de calefacción o refrigeración, se obtiene:

$$m_{calef} = 23981.9 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

$$m_{ref} = 37873.45 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

2. Otro aspecto que se debe considerar para el correcto funcionamiento de la instalación es el hecho de que el volumen del tanque tiene que tener un sobredimensionamiento, como mínimo, del triple del caudal que circularía por la instalación cuando existe máxima potencia, para 10 minutos de funcionamiento.

$$V_{calef} = 3 * \frac{m_{calef}}{1000 * 6} = 12 \text{ m}^3$$

$$V_{ref} = 3 * \frac{m_{ref}}{1000 * 6} = 19 \text{ m}^3$$

Como se verá en los siguientes apartados, los volúmenes de los tanques son una variable de análisis y su valor vendrá impuesto para cada caso. Los valores de ambos tanques variarán entre los valores de 35 y 45 m<sup>3</sup>. Para que se cumpla el criterio del sobredimensionamiento, se tendrá que calcular el caudal en función del volumen del tanque. De esta manera también nos aseguramos de que el salto de temperatura sea menor de 5°C.

Volumen TARAT [m <sup>3</sup> ]	35	40	45
Caudal principal red de alta temperatura [kg/h]	70000	80000	90000

Tabla 5-3. Valores del caudal principal de la red de alta temperatura, para distintos volúmenes del TARAT (Tanque de Acumulación de la Red de Alta Temperatura). Fuente: Elaboración propia.

Volumen TARBT [m <sup>3</sup> ]	35	40	45
Caudal red de baja temperatura [kg/h]	70000	80000	90000

Tabla 5-4. Valores del caudal de la red de baja temperatura, para distintos volúmenes del TARBT. Fuente: Elaboración propia.

En el caso del caudal de diseño que atraviesa los colectores, el volumen del tanque también es una variable de análisis por lo que su valor vendrá impuesto en cada caso. Se ha utilizado la siguiente relación generalmente utilizada en el cálculo de caudales de colectores térmicos, para definir en cada caso el caudal de los colectores:

$$m_{colectores} \left[ \frac{kg}{h} \right] = 50 * \text{Área de captación} [m^2]$$

Número de Colectores	10	50	100	200	500
Caudal red de colectores [kg/h]	1180	5900	11800	23600	59000

Tabla 5-5. Valores del caudal de la red de colectores, para distintos volúmenes del TAC. Fuente: Elaboración propia.

## 5.2 Sensibilización *timestep* y estrategias para garantizar la convergencia

Las simulaciones se han realizado para un periodo anual con un paso diezminutal. El programa TRNSYS nos permite definir unos límites relativos para la convergencia del sistema, de esta manera, el programa no dará por buena una iteración hasta que todas las soluciones del sistema tengan un error menor a los límites impuestos. Por lo tanto, la simulación autocorrigie posibles desviaciones de la solución cada diez minutos. Estos parámetros se pueden definir en TRNSYS en una pestaña llamada “Control cards”

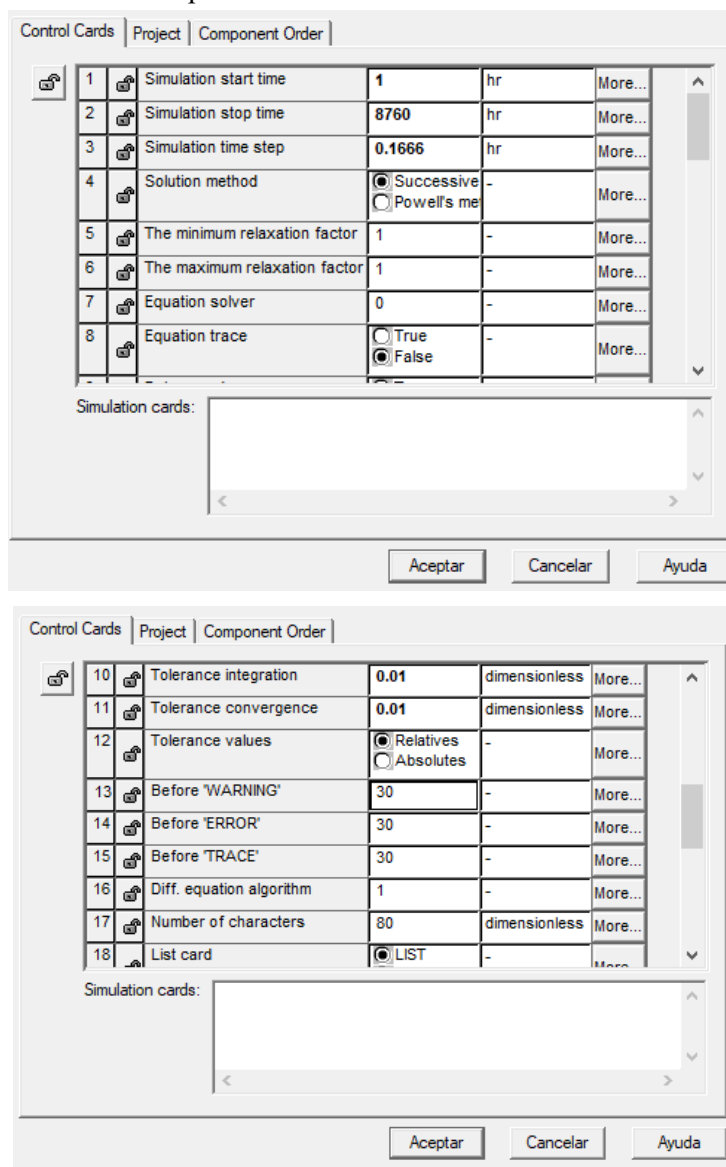


Figura 5-6. Parámetros básicos para simular en TRNSYS. Fuente: TRNSYS

Como se puede observar en la Figura 5-6, la simulación se realiza con un time step de 10 minutos (0.166 en forma decimal) y los límites de integración y convergencia se han fijado en 0.01.

### 5.3 Instalación inicial

Se procederá en primera instancia al estudio del caso inicial como punto de partida y situación potencial de mejora. La instalación inicial consta de dos redes independientes; por una circula agua a media-alta temperatura y por la otra agua a baja temperatura. Se tiene una caldera convencional de gas natural como fuente de alimentación de la red de alta, con la cual se cubre toda la demanda de calefacción. Para cubrir las necesidades de la red de agua de baja, existe en la instalación una climatizadora estándar condensada por aire, con la que se suple la demanda de refrigeración del edificio. Cada red tiene un tanque de acumulación de 35m<sup>3</sup> de volumen.

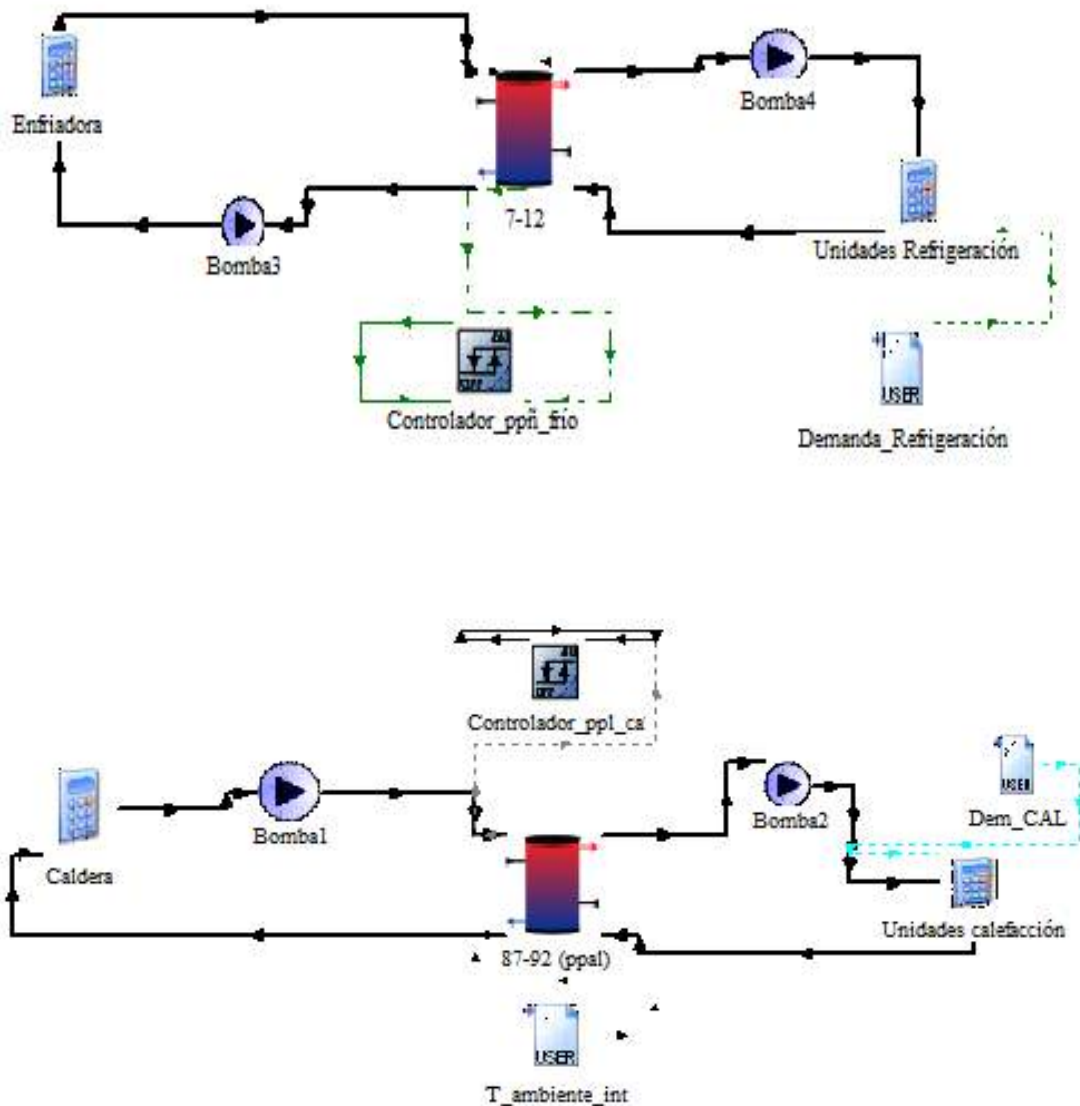


Figura 5-7. Esquema de la instalación inicial en TRNSYS. En la parte superior la red de refrigeración, y en la parte inferior, la red de calefacción. Fuente: *Elaboración propia*.



### 5.3.1 Control instalación inicial.

El control de ambas redes es relativamente sencillo. La temperatura de ambos tanques están controladas mediante histéresis, con lo que se asegura mantener la temperatura en un rango concreto de valores. En función de los requerimientos térmicos de los tanques se activan las bombas de alimentación (1 y 3), la enfriadora y la caldera.

Las bombas (2 y 4) que impulsan el fluido hacia las unidades terminales se activan en función de las necesidades del edificio. Si se encuentra fuera del rango de confort, esto es, si existe demanda, se activará la señal.

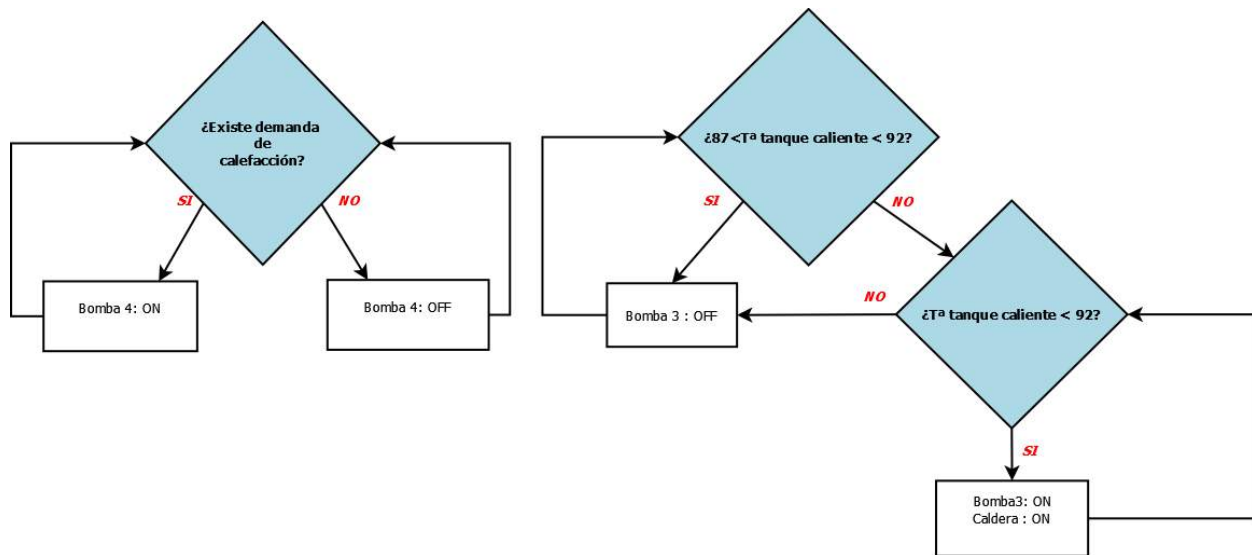


Figura 5-9. Diagrama de flujo del control de la instalación inicial de calefacción. Fuente: Elaboración propia.

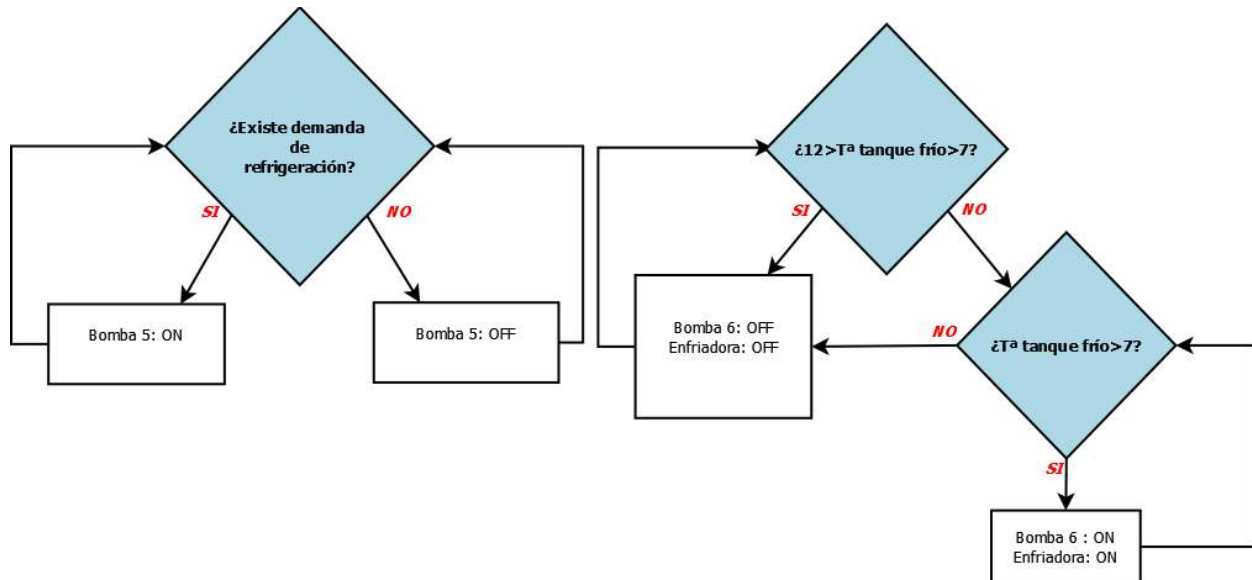


Figura 5-8. Diagrama de flujo del control de la instalación inicial de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.

Se han añadido las restricciones temporales oportunas para todos los equipos, de modo que solo operen en los periodos en los que existe la demanda a la cual deben combatir. La caldera solo actuará en el régimen de calefacción y la enfriadora funcionará en el período de refrigeración.

## 5.4 Instalación con sistema de refrigeración solar.

La instalación con sistema de refrigeración solar se consigue añadiendo a la instalación inicial los siguientes elementos:

-Un campo de colectores térmicos de tubo de vacío con su propio tanque de acumulación. Como se observa en la Figura 5-10, se conectan en paralelo con la caldera para alimentar al tanque principal de la red de alta.

-Una máquina de absorción simple en paralelo con la enfriadora convencional para suministrar la potencia frigorífica al tanque de refrigeración. Junto a la MASE se instala una torre de refrigeración para evacuar el calor del condensador. Además, se instalan dos líneas, una de ida y otra de retorno, entre el tanque principal de la red de alta y el generador de la MASE.

En cuanto a las dos redes por donde cirula el fluido de trabajo, se instalarán los diversores y mezcladores de caudales que sean necesarios, así como las bombas y líneas que garanticen el correcto funcionamiento del circuito hidráulico.

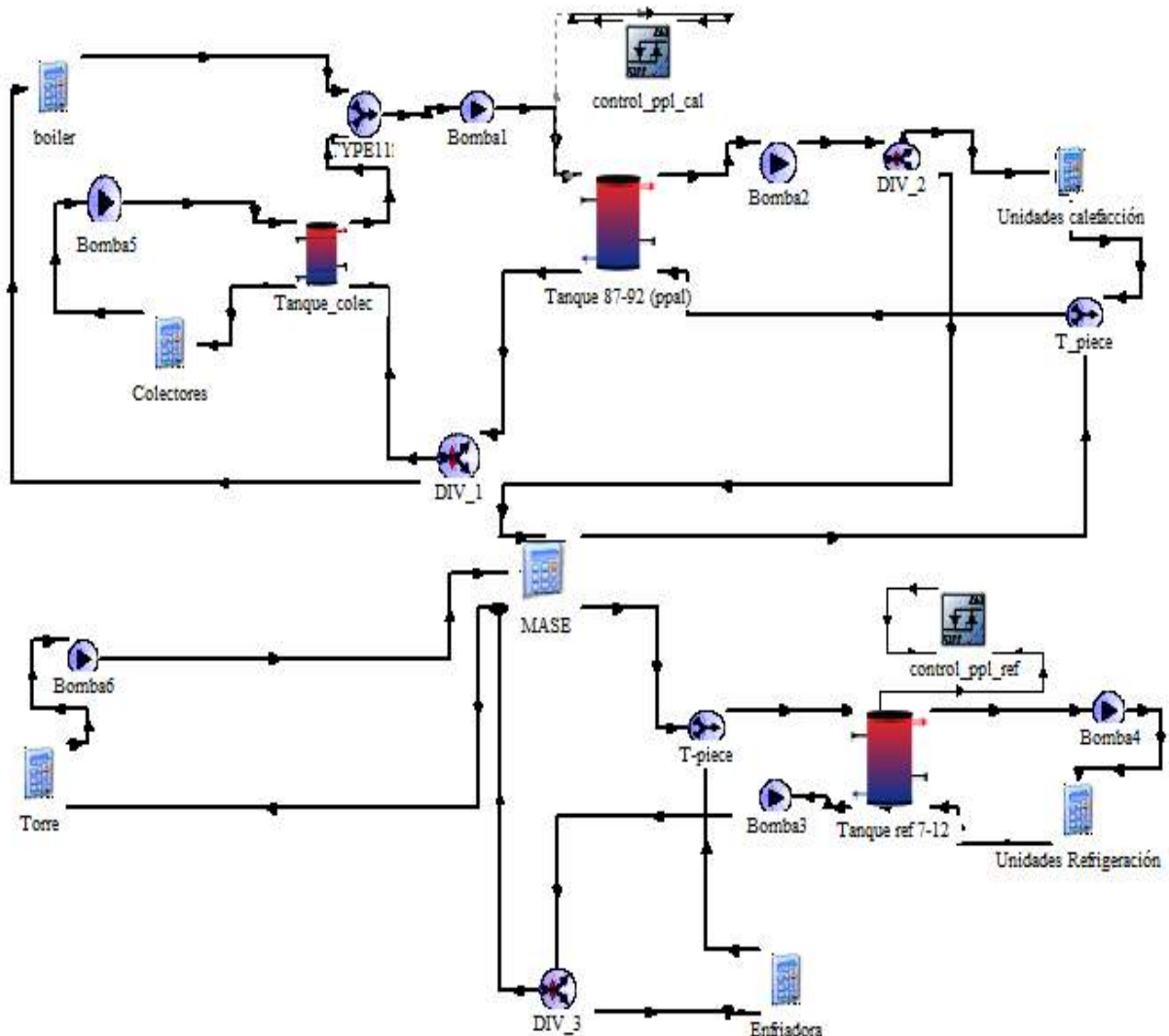


Figura 5-10. Esquema en TRNSYS de la instalación con el sistema de refrigeración solar. *Fuente: Elaboración propia.*

### 5.4.1 Control instalación con sistema de refrigeración solar.

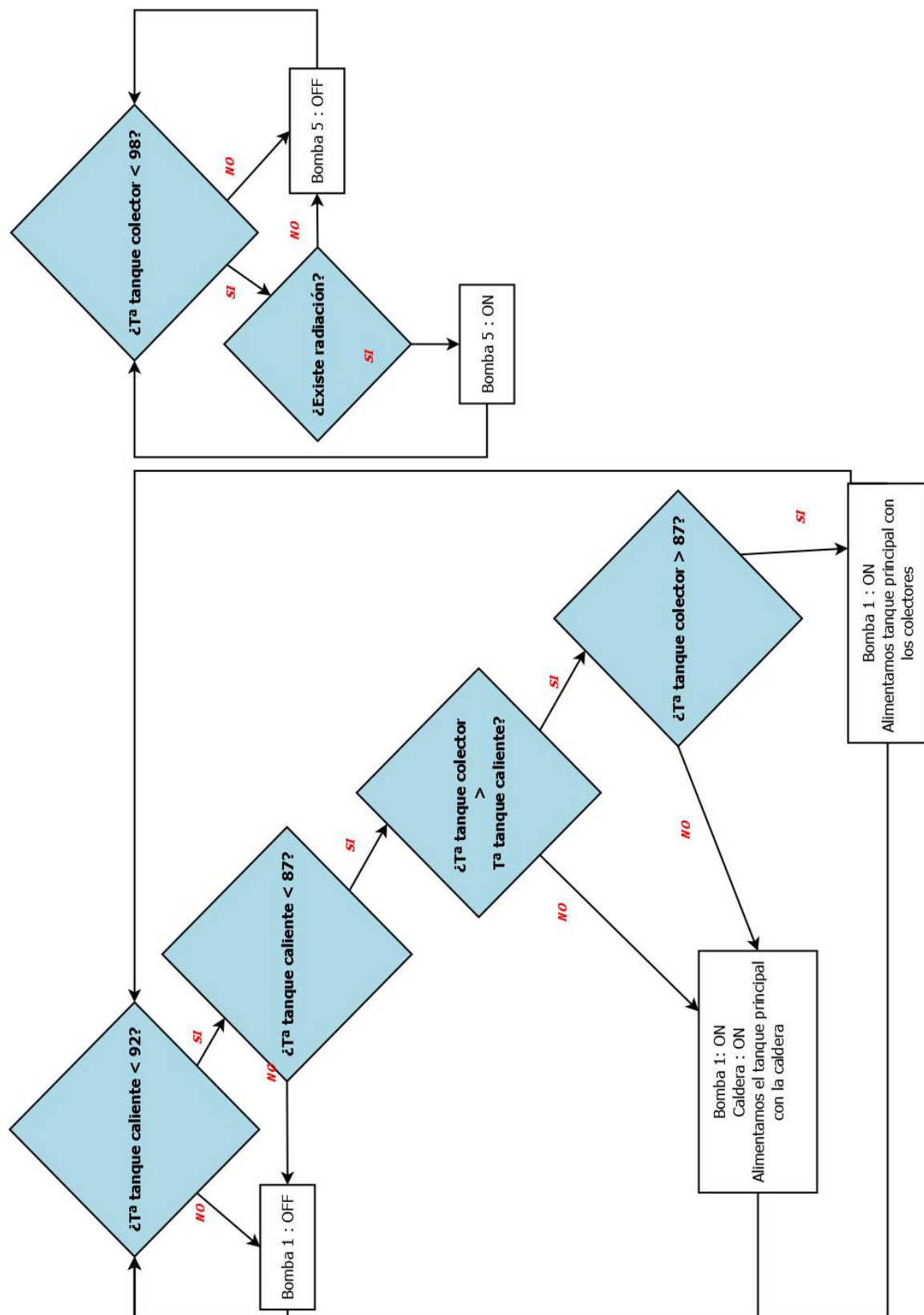


Figura 5-11. Diagrama de flujo del control de la instalación con refrigeración solar en régimen de calefacción.  
Fuente: Elaboración propia.

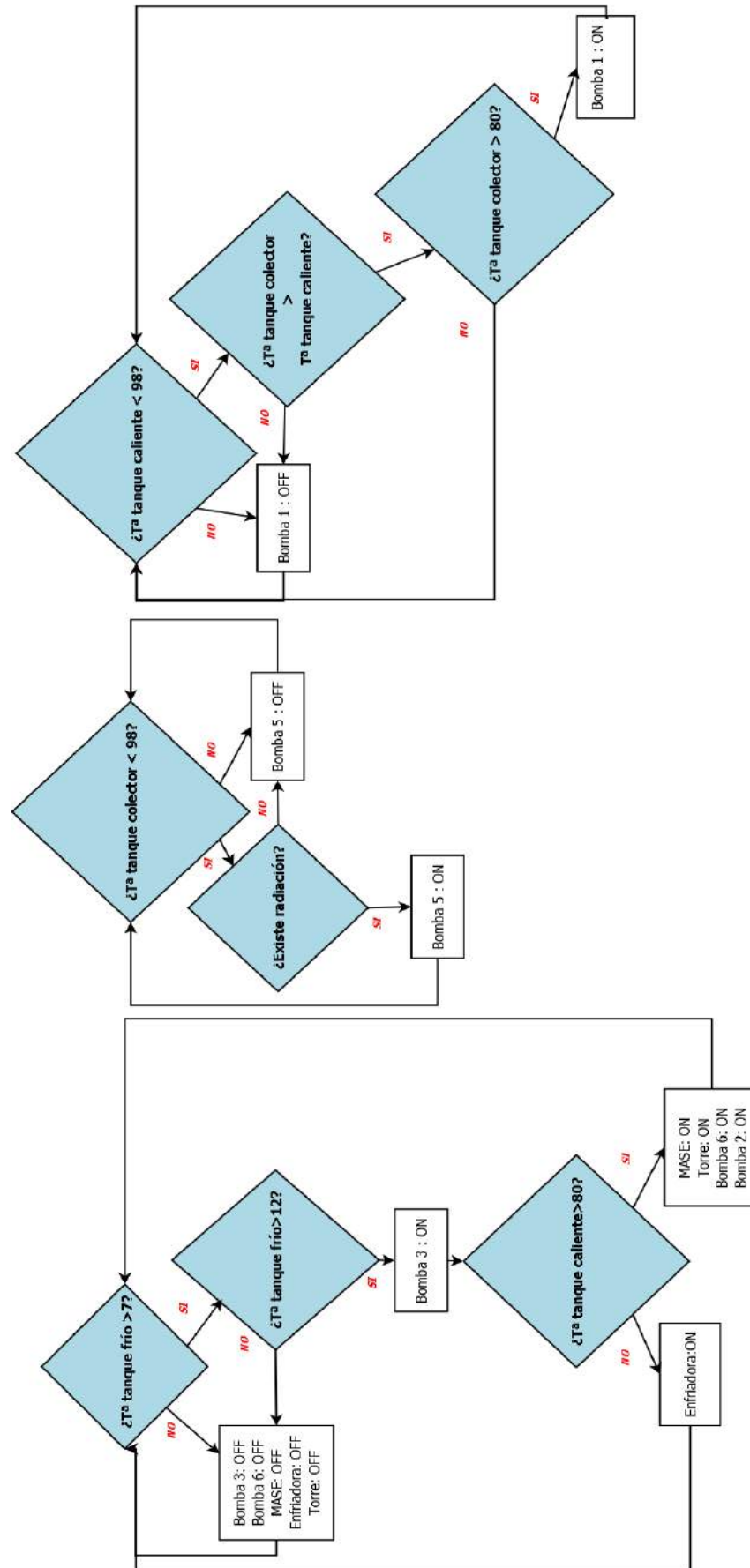


Figura 5-12. Diagrama de flujo del control de la instalación con refrigeración solar en régimen de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.



## 6 ANÁLISIS DE RESULTADOS

### 6.1 Balances energéticos

Todo sistema térmico debe cumplir el primer principio de la termodinámica, el cuál establece que la energía no puede crearse ni destruirse. Para garantizar que ambas instalaciones, la inicial y la mejorada con el sistema de refrigeración solar, cumplen esta ley de la conservación de la energía y por lo tanto que se pueden realizar conclusiones válidas a partir de estas, se va a realizar para cada una de ellas un balance energético global, tomando como volumen de control la instalación completa.

#### 6.1.1 Instalación inicial

El balance se ha realizado tomando como volumen de control el fluido que recorre la instalación, tomando como positiva la energía que entra y como negativa la energía que sale del sistema.

En la red de alta los flujos de energía que entran en el sistema son el calor aportado por la caldera, y una pequeña aportación por parte de las bombas, cuyas potencias mecánicas son parcialmente disipadas en forma de calor hacia el fluido que las atraviesa. Tanto el calor cedido al edificio a través de las unidades terminales del sistema de calefacción, como las pérdidas con el ambiente del tanque se cuantifican como flujos de salida. Por último, también se tienen en cuenta pequeñas pérdidas hacia el ambiente que se producen en las bombas hidráulicas.

En la red del circuito de refrigeración el único flujo de salida es la potencia frigorífica aportada por la enfriadora. Las unidades terminales de refrigeración toman parte del calor del entorno para llevarlo a las condiciones de confort. Las bombas se comportan como en el circuito de calefacción, cediendo parte de su potencia mecánica al fluido en forma de calor. Las pérdidas del tanque esta vez se corresponden con un flujo de calor que entra en el sistema, dado que la temperatura del tanque es inferior a la temperatura ambiente.

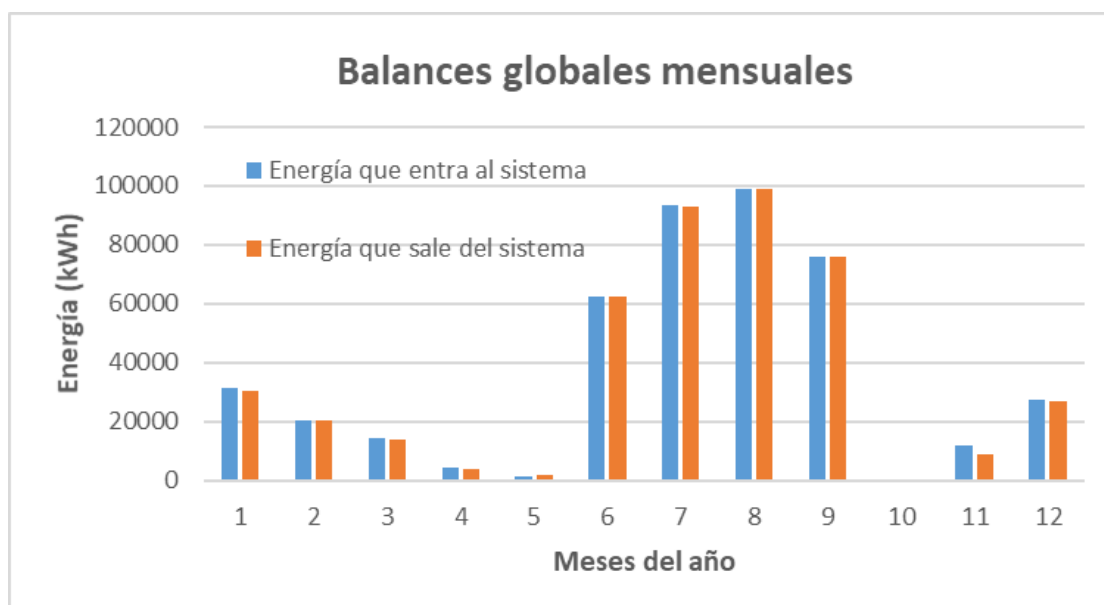


Figura 6-1. Energía total que sale y entra del sistema en la instalación inicial, para cada mes del año. *Fuente: Elaboración propia.*

Como se puede observar tanto en la Figura 6-1 como en la Tabla 6-1, el error asociado al balance energético es mínimo por lo que se pueden tomar por válidos los resultados obtenidos en base a este modelo de TRNSYS.

Al realizar el análisis global para comprobar el error cometido se tienen los siguientes valores:

Energía int total [kWh]	Energía out total [kWh]	Diferencia int-out [kWh]	Error [%]
441084.9	436422.37	4662	1.07

Tabla 6-1. Cómputo del error cometido en el balance global de la instalación inicial. *Fuente: Elaboración propia.*

### 6.1.2 Instalación con refrigeración solar

Para realizar el balance energético en la instalación con refrigeración solar se han tomado los mismos criterios que en el balance realizado en la instalación inicial. Además de todos los flujos que se han citado en el balance de la instalación inicial, hay que añadir los flujos correspondientes a los nuevos elementos.

En la red de alta se incluye como flujo de energía de entrada el calor aportado por los colectores de tubo de vacío. Las pérdidas del tanque de los colectores se cuantifican como las pérdidas del tanque principal.

En la red de baja se tiene ahora la máquina de absorción, como flujos energéticos de salida se tienen: (i) el calor que el generador de la MASE le extrae al agua caliente que lo atraviesa, (ii) el calor que el evaporador de la MASE le extrae al agua refrigerada, y por último el calor que la torre de refrigeración le extrae al caudal proveniente del condensador de la MASE. El único nuevo flujo de entrada es el calor aportado en el condensador de la MASE.

Tal y como se explicó en el balance de la instalación inicial, las bombas aportan un pequeño calor residual del motor al fluido y provocan unas pérdidas con el ambiente.

A continuación, se muestra el balance para cada mes, en el caso concreto en el que se tienen 100 colectores, 50kW de potencia nominal en la MASE, 35m<sup>3</sup> tanto en el tanque de refrigeración como en el TARAT, y 10 m<sup>3</sup> de capacidad en el tanque de colectores.

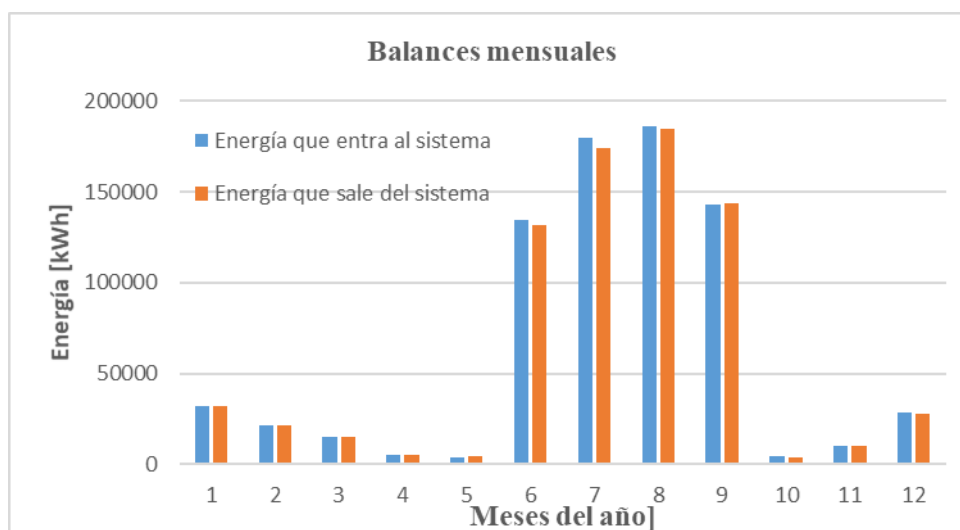


Figura 6-2. Energía total que sale y entra del sistema en la instalación con refrigeración solar, para cada mes del año. *Fuente: Elaboración propia.*

Para garantizar la fiabilidad y compacidad del modelo se han realizado distintas simulaciones variando los parámetros de los elementos añadidos, calculando el error en cada caso.

N° de captadores	P <sub>nominal</sub> MASE [kW]	Vol. Tanque calef. [m <sup>3</sup> ]	Vol. Tanque refrig. [m <sup>3</sup> ]	Vol. Tanque de colectores [m <sup>3</sup> ]	Error cometido en el balance [%]
100	50	35	35	10	1.40
200	50	45	35	10	0.15
200	200	45	40	20	0.03
10	100	40	40	40	1.29
50	0	35	45	5	0.07

Tabla 6-2. Error cometido en el balance energético de la instalación con refrigeración solar, para distintas combinaciones de los grados de libertad. *Fuente: Elaboración propia.*

De nuevo puede observarse la fiabilidad del modelo en TRNSYS de la instalación con refrigeración solar.

## 6.2 Procedimiento de simulación

Una vez se tiene la instalación de refrigeración solar completa instalada en TRNSYS y se ha asegurado la fiabilidad de ésta respecto a los balances y la convergencia, se procederá a la variación de algunos parámetros para analizar el comportamiento de la instalación en distintas situaciones.

Los parámetros que se han escogido son: (i) el área de captación solar (en función del número de captadores), (ii) la potencia frigorífica nominal de la máquina de absorción, (iii) el volumen del tanque de acumulación de la red de alta, (iv) el volumen del tanque de acumulación de la red de baja y (v) el volumen del tanque de acumulación de los colectores.

Se ha utilizado una herramienta de simulación para agilizar la recogida de datos. Esta herramienta consiste en una macro en Excel programada en VBA (Visual Basic for Applications). Básicamente, la herramienta simulará la instalación en TRNSYS haciendo pasadas masivas para cada una de las combinaciones, generando para cada una de éstas dos archivos de texto (previamente definidos en la instalación de TRNSYS). El primer archivo contiene los consumos anuales de los equipos y el segundo archivo, otra serie de datos que se han considerado interesantes para analizar los resultados (como las temperaturas de los tanques), a nivel diezminutal. Además, la herramienta generará un archivo Excel en el cuál se incluirá una tabla con todos los datos de los consumos anuales.

En la Tabla 6-3 se puede observar los distintos valores que se le darán a las variables contempladas, a raíz de los cuales se obtendrá un total de 1350 combinaciones distintas. Con los resultados de todas estas variantes de la instalación se analizarán los aspectos más relevantes en los siguientes apartados.



	Nº de captadores	Potencia MASE [kW]	Vol. Tanque red de alta [m³]	Vol. Tanque red de baja [m³]	Vol. Tanque colectores [m³]
Opción 1	10	0	35	35	5
Opción 2	50	50	40	40	10
Opción 3	100	100	45	45	20
Opción 4	200	200			40
Opción 5	500	400			50
					60
<b>TOTAL</b>	5	5	3	3	5

Tabla 6-3. Variabilidad de los parámetros en el proceso de simulación. Fuente: *Elaboración propia*.

### 6.3 Análisis de sensibilidad

En este apartado se va a estudiar la evolución de las temperaturas de los tres tanques de acumulación, para corroborar que se comportan acorde al control que se les ha impuesto.

#### 6.3.1 Instalación inicial

Se va a analizar la evolución temporal de la temperatura de ambos tanques principales, desde un punto de vista global a escala anual, hasta estudiar con detalle el comportamiento de la temperatura con el paso de las horas.

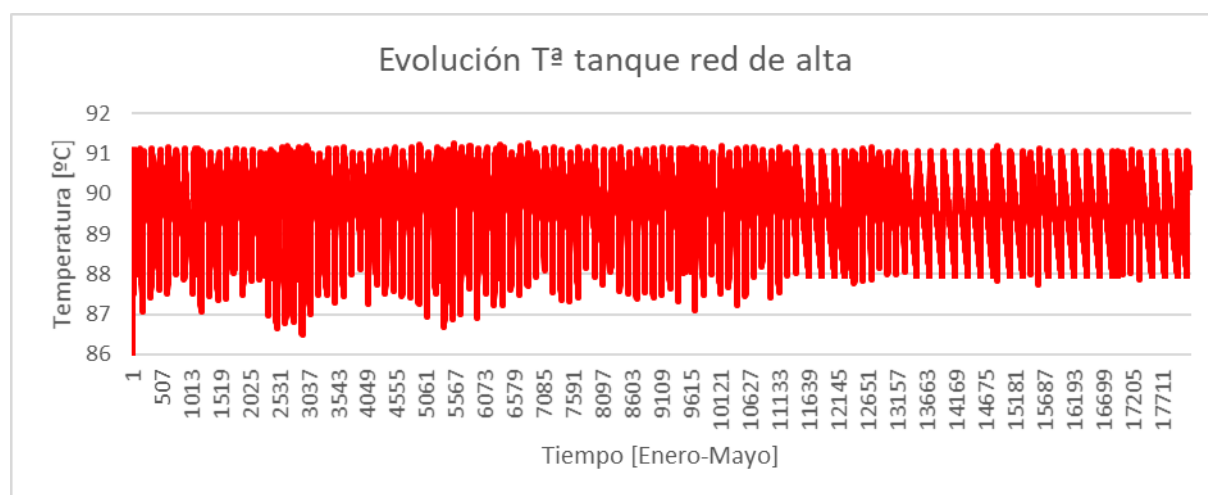


Figura 6-3. Variación de la temperatura del tanque de acumulación de la red de alta durante el primer periodo del régimen de calefacción (Enero-Mayo). Fuente: *Elaboración propia*.

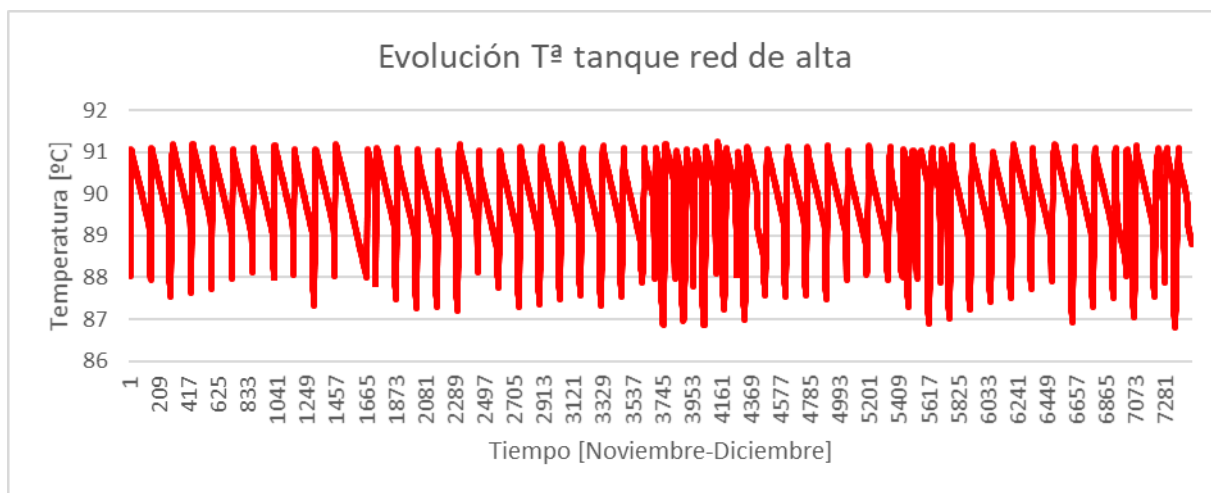


Figura 6-4. Variación de la temperatura del tanque de acumulación de la red de alta durante el segundo periodo del régimen de calefacción (Noviembre-Diciembre). *Fuente: Elaboración propia.*

Como se puede observar en las gráficas, la temperatura del TARAT evoluciona en ambos períodos dentro de los límites establecidos (92-87 °C). La temperatura del TARAT rara vez es inferior a los 87°C y cuando lo hace no es por más de 0.25°C. Por otro lado, se puede observar que nunca llega a los 92°C exactos, esto se debe a que la temperatura de salida máxima de la caldera que alimenta al tanque es de 92°C, por lo tanto, es lógico que en el tanque, la temperatura máxima siempre sea algo menor.

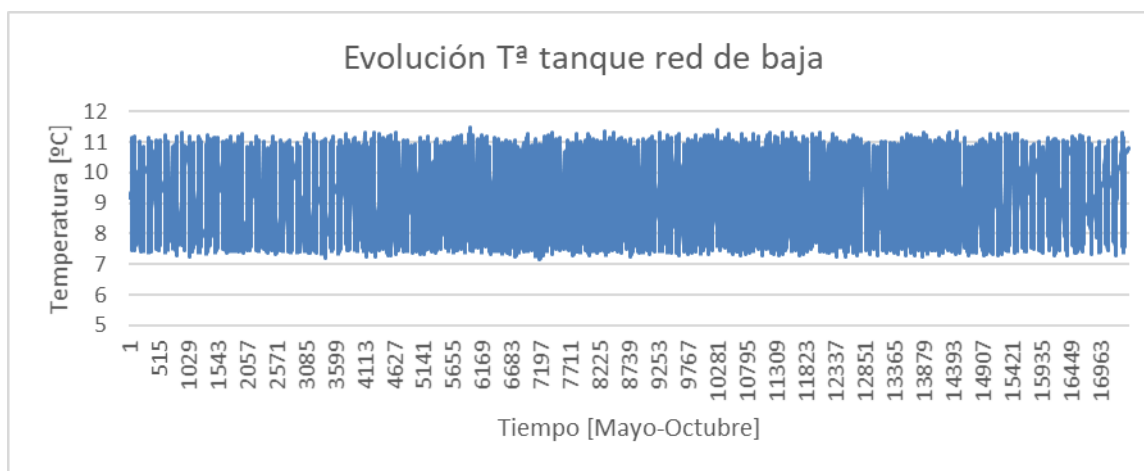


Figura 6-5. Variación de la temperatura del tanque de acumulación de la red de baja durante el periodo del régimen de refrigeración (Mayo-Octubre). *Fuente: Elaboración propia.*

En la figura 6-5 se puede percibir que el control de la temperatura del tanque de refrigeración también es efectivo, manteniendo en todo momento la temperatura entre los 7 y los 12°C. Se puede observar que la temperatura se acerca más a su límite (en este caso inferior), la razón es que la temperatura mínima de salida de la enfriadora es 5°C. Para visualizar mejor el comportamiento de los tanques se van a representar sus temperaturas, junto a la demanda correspondiente, a lo largo de un día.

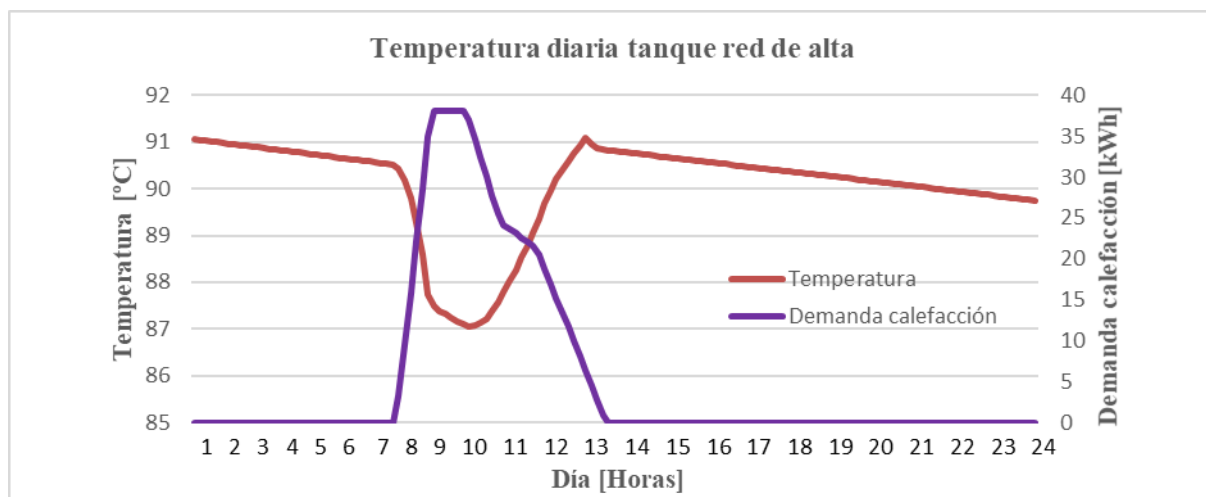


Figura 6-6. Representación horaria de la temperatura del TARAT y de la demanda de calefacción, para un día del mes de Diciembre. Fuente: *Elaboración propia*.

En la figura 6-6 se puede apreciar el efecto del control de histéresis sobre el TARAT, en el instante en el que la temperatura del tanque baja hasta 87°C se manda una señal de control hacia la caldera para que empiece a calentar al tanque.

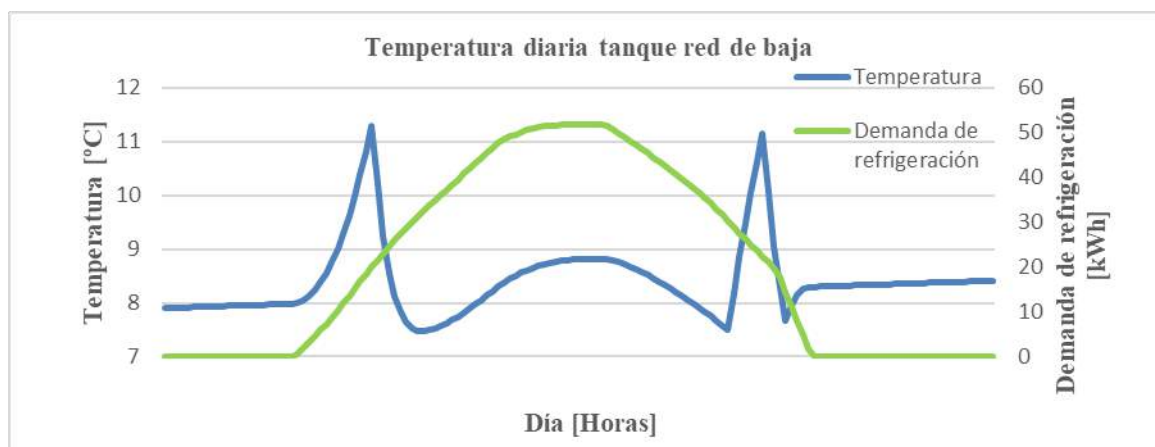


Figura 6-7. Representación horaria de la temperatura del tanque de refrigeración y de la demanda de refrigeración, para un día del mes de Julio. Fuente: *Elaboración propia*.

El control de histéresis activa a la enfriadora cuando la temperatura se acerca a los 12°C, y se mantiene hasta que la temperatura del tanque se enfría lo suficiente (aproximadamente 7°C).

### 6.3.2 Instalación con refrigeración solar.

Se va a realizar el mismo estudio de las temperaturas de los dos tanques principales y del TAC para la instalación mejorada con el sistema de refrigeración solar. Los resultados a continuación mostrados se han obtenido para el caso particular en el que el volumen del tanque de colectores es de 20m<sup>3</sup>, los volúmenes de los tanques de refrigeración y calefacción son ambos 35 m<sup>3</sup>, la potencia nominal de la MASE 100kW y el número de colectores de tubo de vacío es 200.

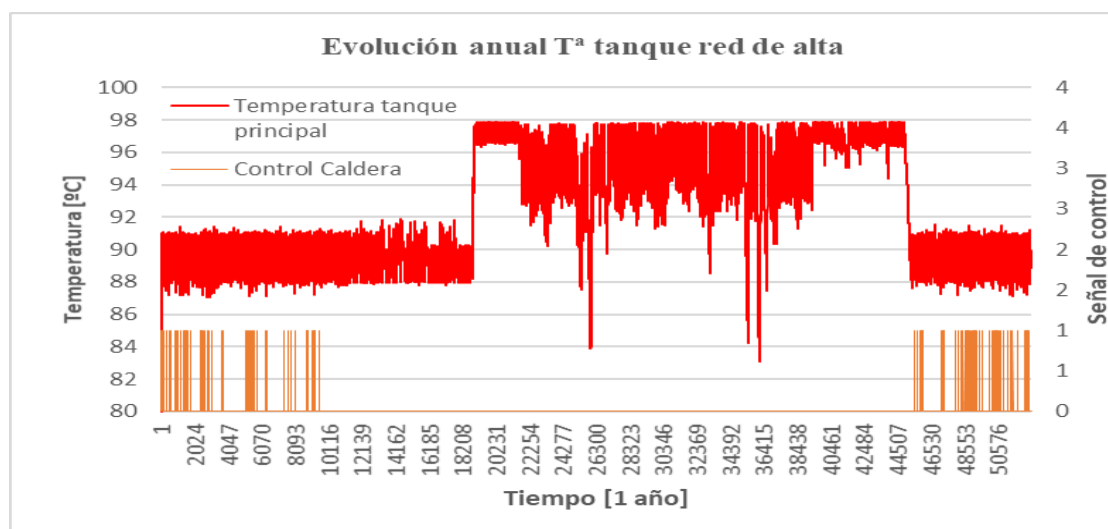


Figura 6-8. Variación anual de la temperatura del tanque principal de acumulación de la red de alta. *Fuente: Elaboración propia.*

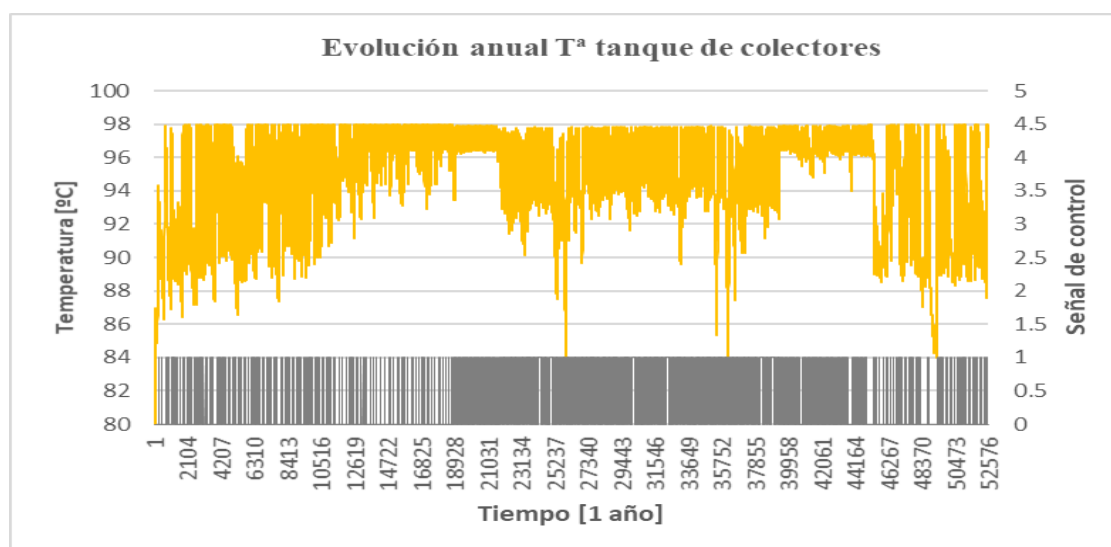


Figura 6-9. Variación anual de la temperatura del tanque de acumulación de los colectores. *Fuente: Elaboración propia.*

En la instalación con refrigeración solar, durante el régimen de refrigeración, el tanque principal de alta sirve de alimentación al generador de la MASE, y es alimentado únicamente por el tanque de colectores, esto se puede apreciar en las Figuras 6-8 y 6-9, por la evolución paralela que siguen las temperaturas de ambos tanques en el régimen de refrigeración. Durante el régimen de calefacción el tanque es alimentado tanto por la caldera como por los colectores.

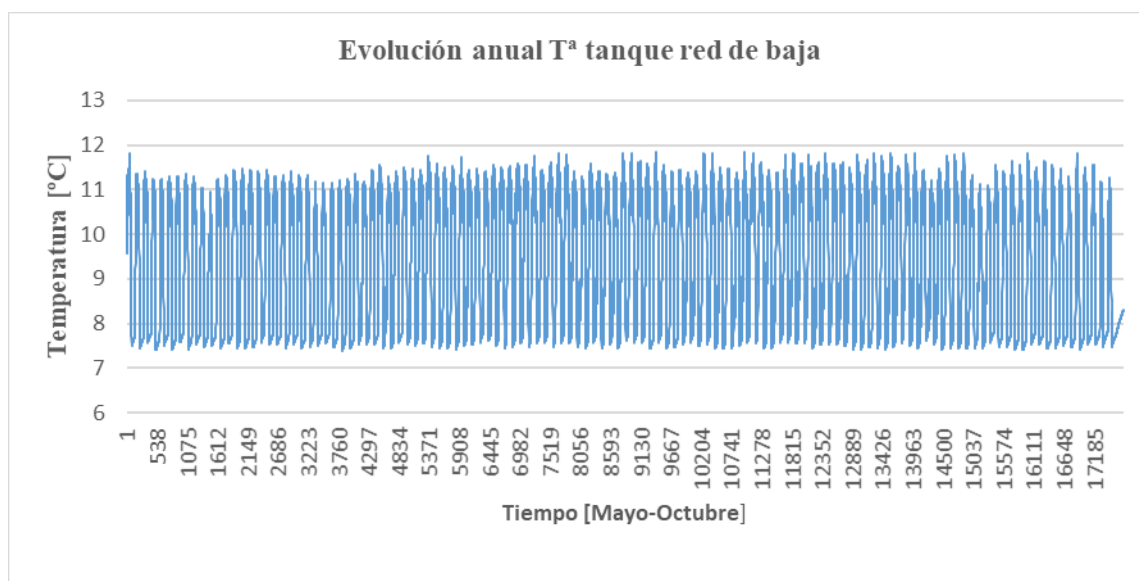


Figura 6-10. Variación de la temperatura del tanque de acumulación de la red de baja, durante el régimen de refrigeración. *Fuente: Elaboración propia.*

En la Figura 6-10 se puede apreciar que la temperatura del tanque de refrigeración sigue evolucionando entre los límites impuestos, por lo que se puede afirmar que el control que compagina el funcionamiento de la MASE y de la enfriadora funciona correctamente.

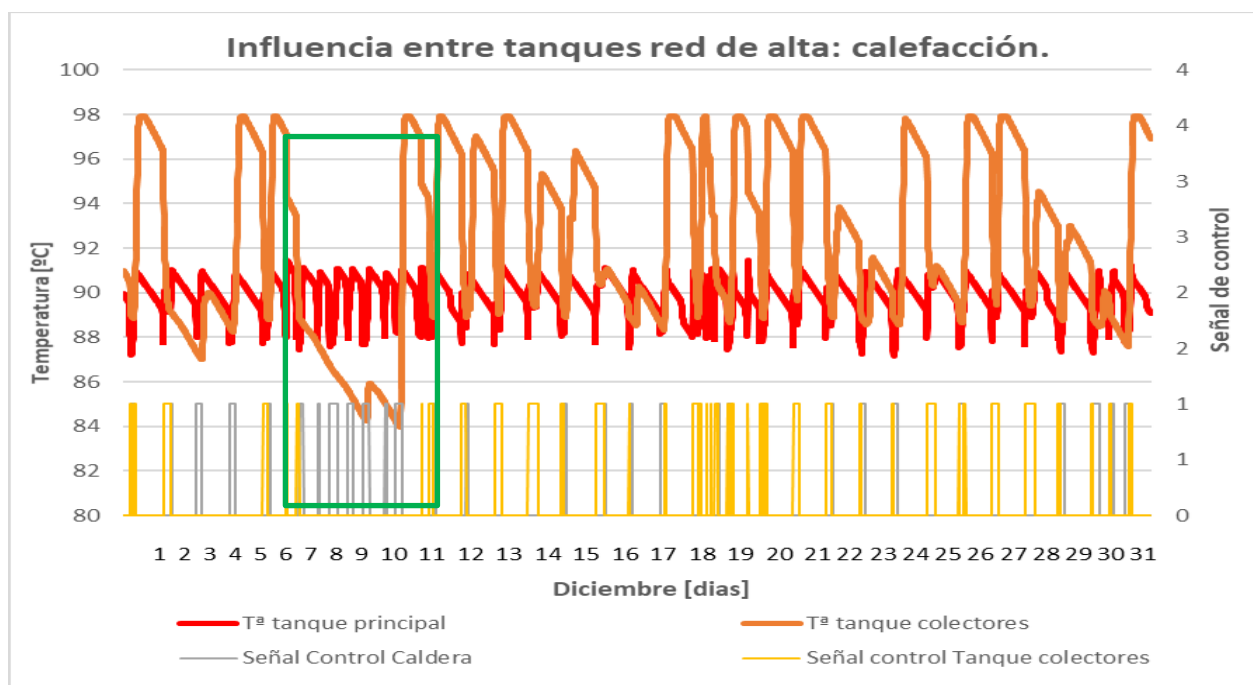


Figura 6-11. Representación de las temperaturas de los dos tanques de la red de alta para el mes de Diciembre, junto a las señales de control de la caldera y del tanque de colectores. *Fuente: Elaboración propia.*

En la Figura 6-11 se puede apreciar que los colectores son capaces de alimentar al tanque principal durante casi todo el mes de Diciembre. Con un recuadro verde se ha resaltado la situación inversa, los días en los cuales los colectores no consiguen calentar lo suficiente el tanque, por lo que la temperatura del tanque principal se mantiene gracias al apoyo de la caldera. Nótese como se respetan los límites de temperatura del tanque principal

de la red de alta (92 y 87°C).

En el régimen de refrigeración, las temperaturas de los dos tanques de la red de alta evolucionan de forma paralela en todo momento dado que los colectores son los únicos que alimentan al tanque principal (la caldera nunca opera). El control de histéresis sobre el tanque principal de alta durante el régimen de refrigeración tiene su límite inferior en 82°C, pero, como se puede observar en la Figura 6-12, habrá instantes en los que puede que no se respete ese límite. La razón es que los colectores no siempre podrán asegurar una aportación de calor adecuada a las necesidades de la demanda, debido a que dependen de la radiación solar.

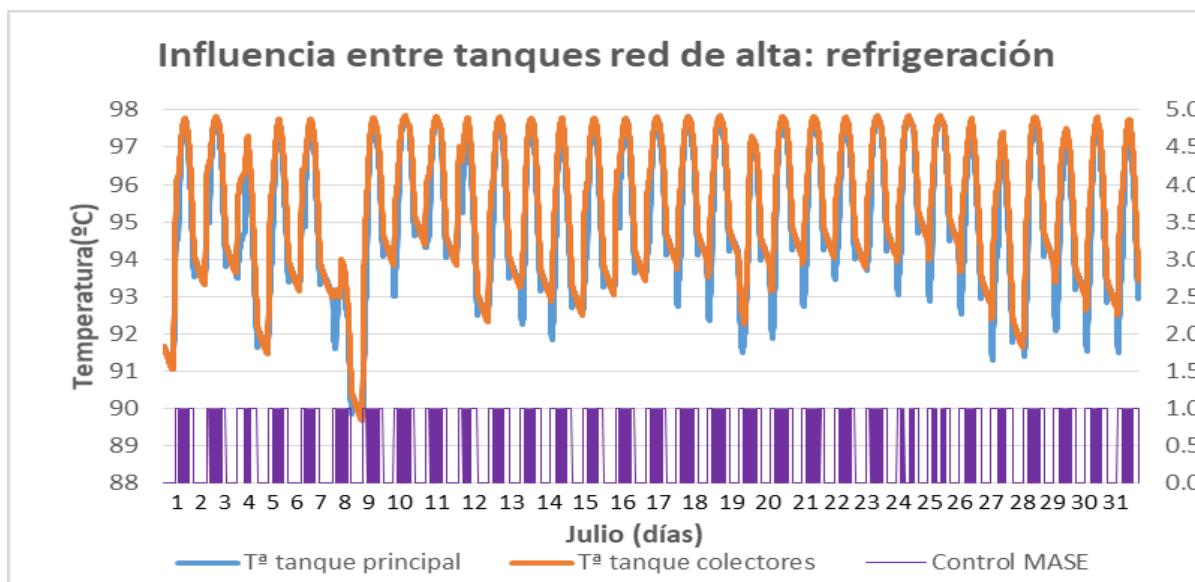


Figura 6-12. Representación de las temperaturas de los dos tanques de la red de alta, para el mes de Julio.  
Fuente: Elaboración propia.

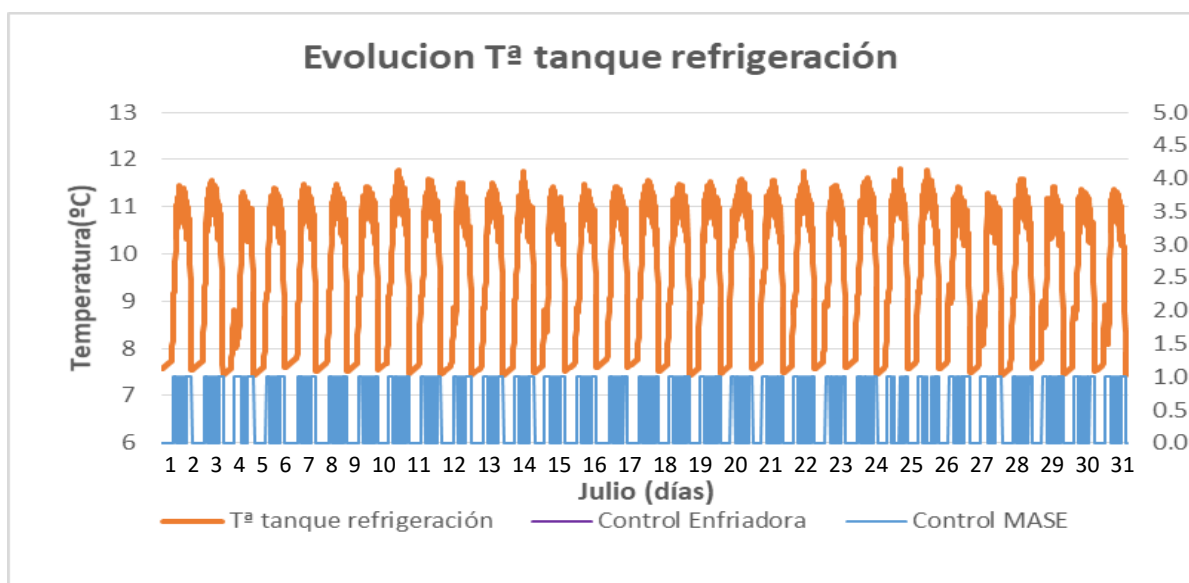


Figura 6-13. Representación de la temperatura del tanque de refrigeración junto al control de activación de la MASE para el mes de Julio. Fuente: Elaboración propia.

### 6.3.2.1 Influencia del volumen en la temperatura de los tanques.

En este apartado se va a estudiar la influencia del volumen de cada tanque a su propia temperatura. Para ello se fijan los demás parámetros y se varía solo el volumen del tanque que se está analizando. El número de colectores será de 200 y la potencia de la MASE 100kW.

Para analizar el caso del tanque principal de la red de alta se ha fijado el volumen del tanque de colectores en  $20\text{m}^3$  y el volumen del tanque de refrigeración en  $35\text{m}^3$ .

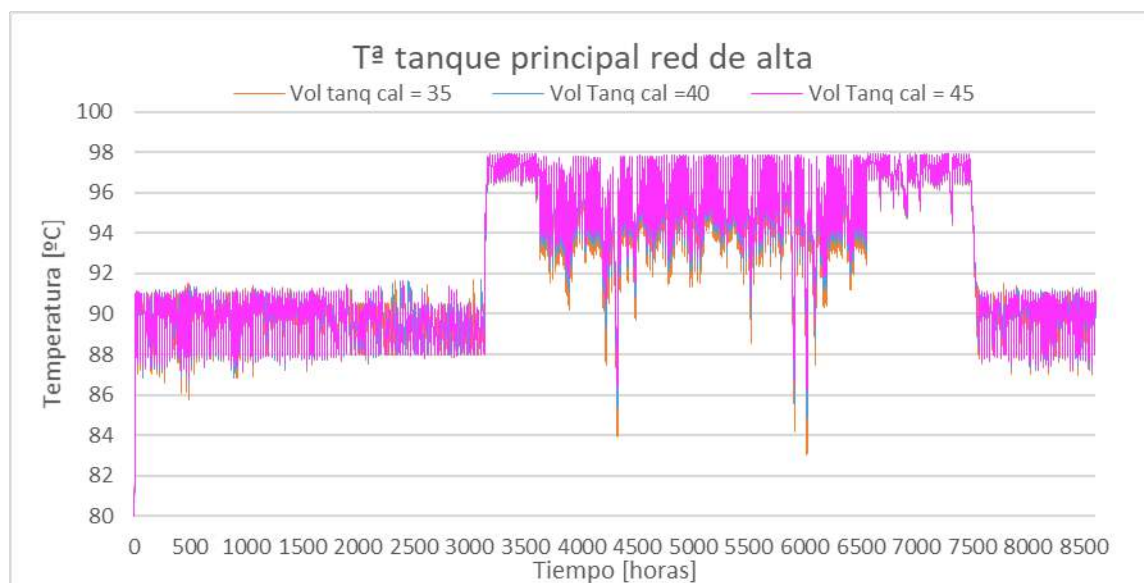


Figura 6-14. Evolución anual de la temperatura del TARAT para distintos volúmenes. *Fuente: Elaboración propia.*

En la Figura 6-14 se puede percibir qué a mayor volumen del tanque, menor es la oscilación que sufre la temperatura.

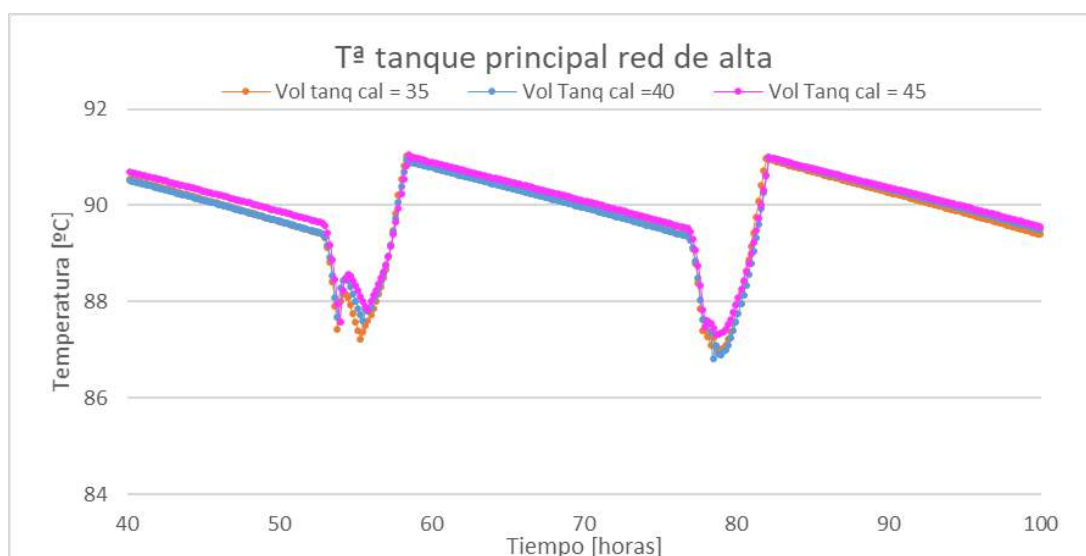


Figura 6-15. Evolución horaria de la temperatura del TARAT en régimen de calefacción para distintos volúmenes. *Fuente: Elaboración propia.*

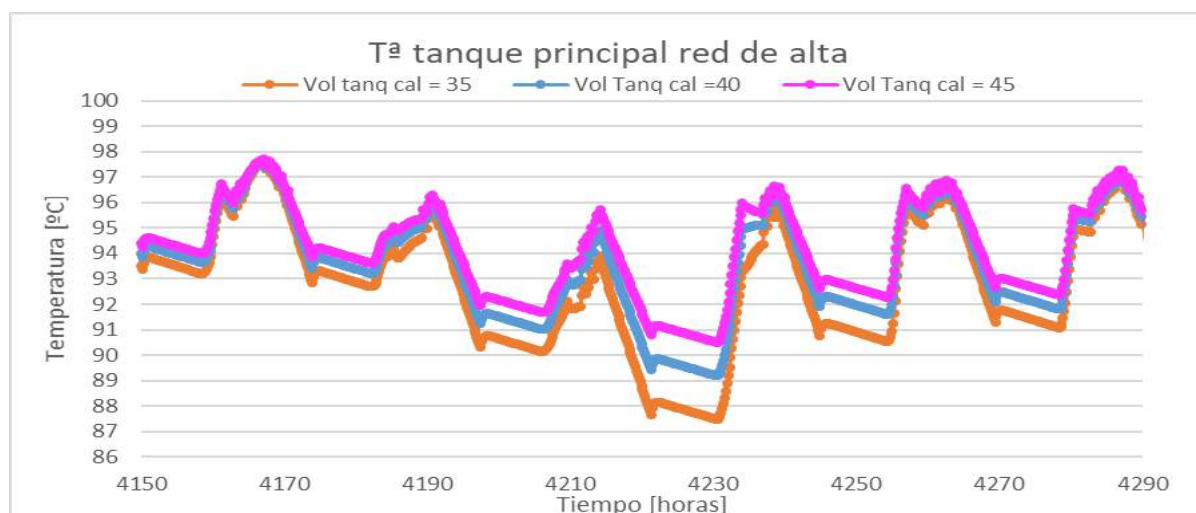


Figura 6-16. Evolución horaria de la temperatura del TARAT en régimen de refrigeración para distintos volúmenes. Fuente: *Elaboración propia*.

En las figuras 6-15 y 6-16 se puede observar la evolución de la temperatura del TARAT en régimen de calefacción y refrigeración, respectivamente. En régimen de calefacción la temperatura máxima del TARAT se controla para que no exceda los 92°C, debido a las necesidades y diseño de las unidades terminales de calefacción, sin embargo, en régimen de refrigeración interesa una mayor temperatura máxima debido al funcionamiento de la MASE (siempre controlando el punto de ebullición del fluido de trabajo), de modo que se permiten los 98°C en el interior del tanque.

Para analizar el caso del tanque de refrigeración, se ha fijado el volumen del tanque de colectores en 20m<sup>3</sup> y el volumen del TARAT en 35m<sup>3</sup>.

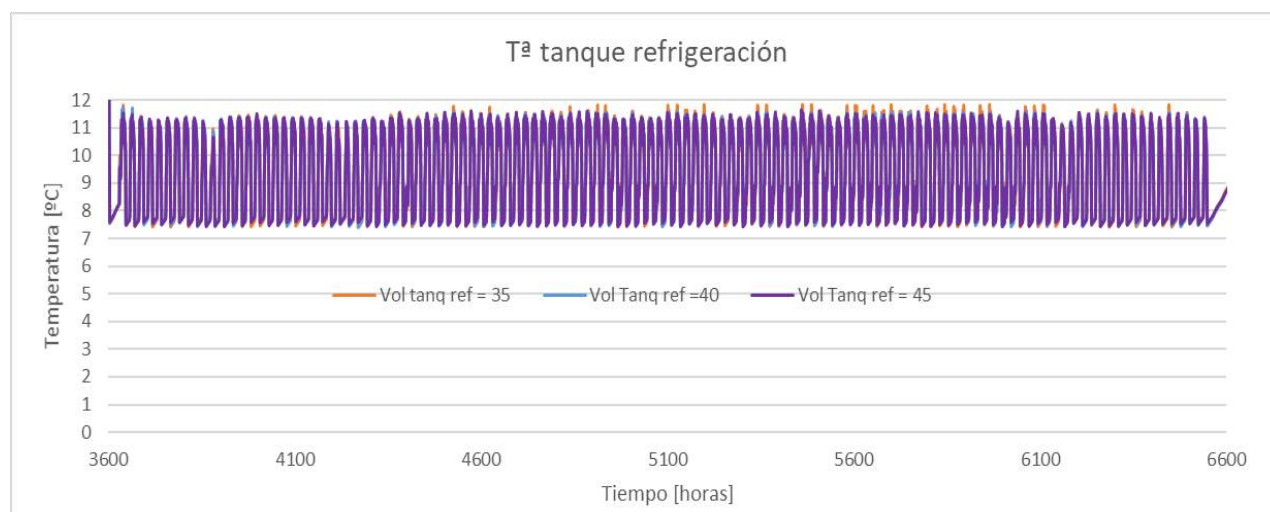


Figura 6-17. Evolución horaria de la temperatura del tanque de la red de baja en régimen de refrigeración para distintos volúmenes. Fuente: *Elaboración propia*.

En la figura 6-17 se puede apreciar, al igual que ocurre con el TARAT, que a mayor volumen del tanque de refrigeración la temperatura oscila con una amplitud menor. En la Figura 6-17 se puede apreciar como la inercia de los tanques menores es menor, enfriándose con más rapidez cuando se le suministra potencia frigorífica y calentándose antes cuando se cubre la demanda de refrigeración.



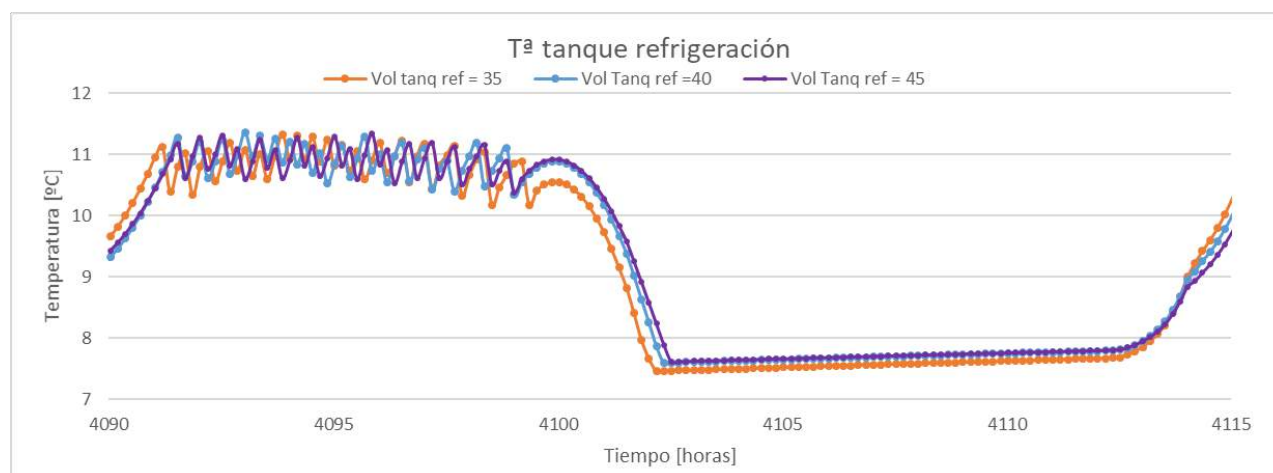


Figura 6-18. Evolución horaria de la temperatura del tanque de la red de baja en régimen de refrigeración para distintos volúmenes. *Fuente: Elaboración propia.*

Para analizar el caso del volumen del tanque de los colectores, se ha fijado tanto el volumen del tanque de refrigeración como el volumen del TARAT en 35m<sup>3</sup>.

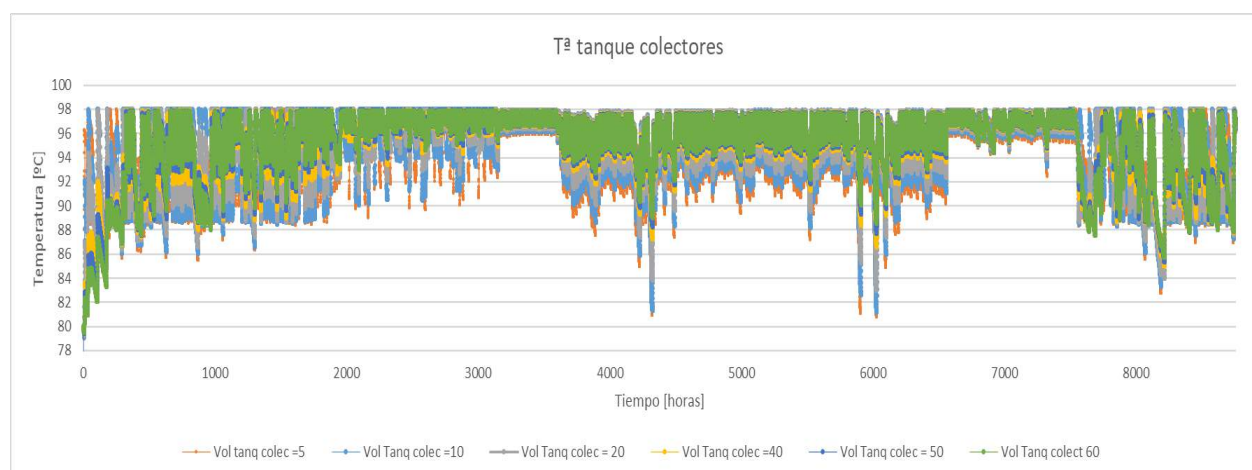


Figura 6-19. Evolución anual de la temperatura del tanque de colectores para distintos volúmenes. *Fuente: Elaboración propia.*

En la Figura 6-19 se observa un comportamiento análogo para los tanques de colectores, al aumentar su volumen la temperatura del tanque sufre oscilaciones menos pronunciadas. Este hecho se aprecia mejor en el caso de los tanques de colectores debido a que el rango de volúmenes representado (5-60) es más amplio que el rango representado para los otros dos tanques (35-45). Además, al inicio de la gráfica se puede apreciar como los tanques con mayores volúmenes tardan más tiempo en aumentar su temperatura.

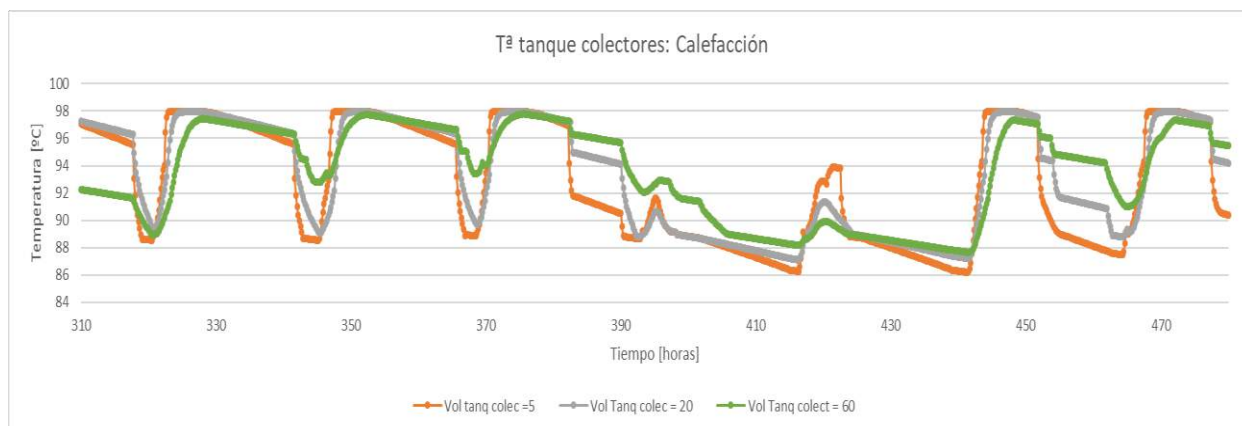


Figura 6-20. Evolución horaria de la temperatura del tanque de colectores, en régimen de calefacción, para distintos volúmenes. Fuente: *Elaboración propia*.

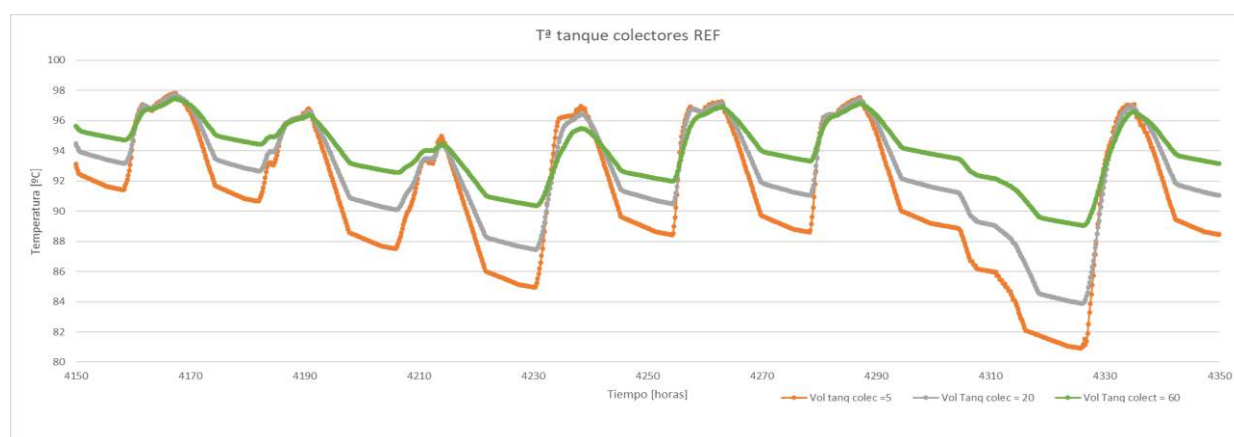


Figura 6-21. Evolución horaria de la temperatura del tanque de colectores, en régimen de refrigeración, para distintos volúmenes. Fuente: *Elaboración propia*.

### 6.3.3 Horas de demanda no cubiertas.

Como cálculo adicional se han estudiado las horas anuales en las que la demanda no ha podido ser cubierta por los equipos de la instalación. Como criterio se ha decidido que la demanda no se combate cuando la temperatura del tanque no se encuentra en los límites establecidos, para esa hora. En el caso de la demanda de calefacción, la hora se contabilizará como no cubierta cuando la temperatura del TARAT sea menor de 87°C, y en el caso de la demanda de refrigeración, cuando la temperatura del TARBT sea superior a 12°C.

En la figura 6-22 se puede observar que la inmensa mayoría de los casos tiene unas horas no cubiertas anuales de demanda refrigeración despreciables (menos de 10). El mismo fenómeno se deduce de la gráfica 6-23 en cuanto a las horas no cubiertas de demanda de calefacción. Además, nótese que los casos con mayores horas no cubiertas se corresponden con los casos en los que, la potencia nominal de la MASE es nula para el caso de refrigeración, y el número de captadores es 10 para el caso de calefacción. Se puede afirmar desde otro enfoque con esta información, que el control de temperatura de los tanques es efectivo, y que la instalación cumple en última instancia con el suministro de las condiciones de confort en el edificio.

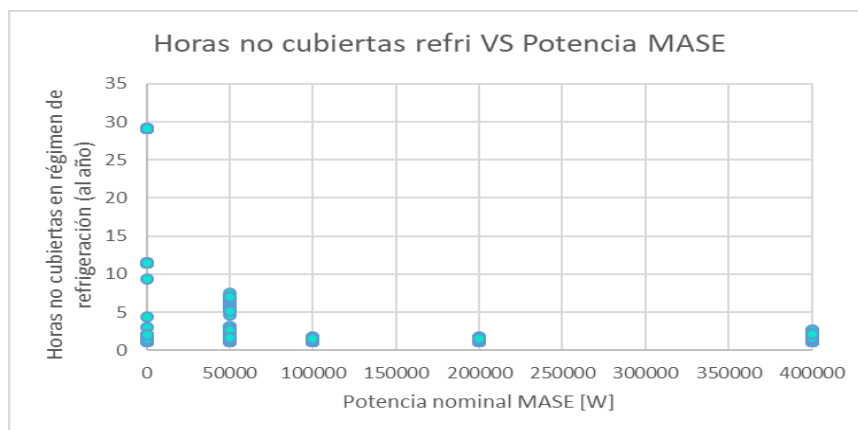


Figura 6-22. Horas anuales en las que la demanda de refrigeración no ha sido cubierta. *Fuente: Elaboración propia.*

Cabe destacar que tanto en el régimen de calefacción como en el de refrigeración, la instalación de refrigeración solar cuenta con el apoyo de la caldera y de la enfriadora, por lo tanto, es lógico que las horas no cubiertas sean mínimas.

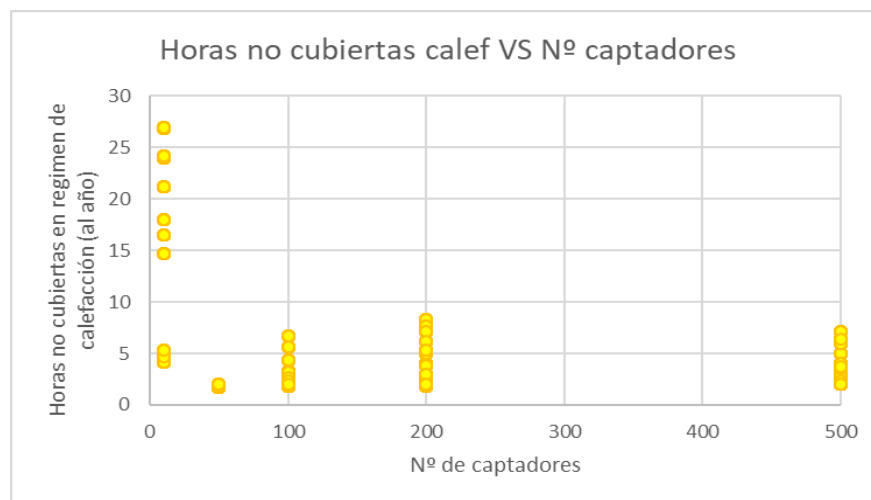


Figura 6-23. Horas anuales en las que la demanda de refrigeración no ha sido cubierta. *Fuente: Elaboración propia.*

## 6.4 Régimen de calefacción

En este apartado se va a estudiar la variabilidad de los equipos y su influencia en el régimen de calefacción. Se han variado tanto el número de captadores solares, como el volumen del TARAT y el volumen del TAC.

### 6.4.1 Caldera convencional

A continuación, se va a estudiar el comportamiento del consumo de la caldera. Se van a representar los consumos anuales de la caldera en función del número de captadores de tubo de vacío (10, 100, 200 y 500), para los distintos volúmenes disponibles del TAC (5, 10, 20, 40, 50 y 60 m<sup>3</sup>). Este proceso se va a repetir para cada uno de los volúmenes del TARAT (35, 40 y 45 m<sup>3</sup>).

Como cabía esperar, se puede observar que, en líneas generales, el consumo de la caldera disminuye al aumentar el número de captadores solares. Sin embargo, si se observa rigurosamente se puede llegar a la conclusión de que cada volumen del TAC presenta un número de captadores óptimo, no necesariamente el mayor, para el cuál se obtiene el menor consumo de la caldera. A modo de ejemplo, nótese como en las Figuras 6-24, 6-25, y 6-26 la combinación de 50 captadores con un volumen del TAC de 10m<sup>3</sup> o 20m<sup>3</sup> presenta siempre un mínimo en el consumo de la caldera. Se puede evidenciar que, si el volumen del TAC es lo suficientemente grande, el consumo de la caldera disminuye siempre que aumente el número de captadores, aunque esta disminución del consumo parece que llega casi a la saturación entre los 200 y 500 captadores.

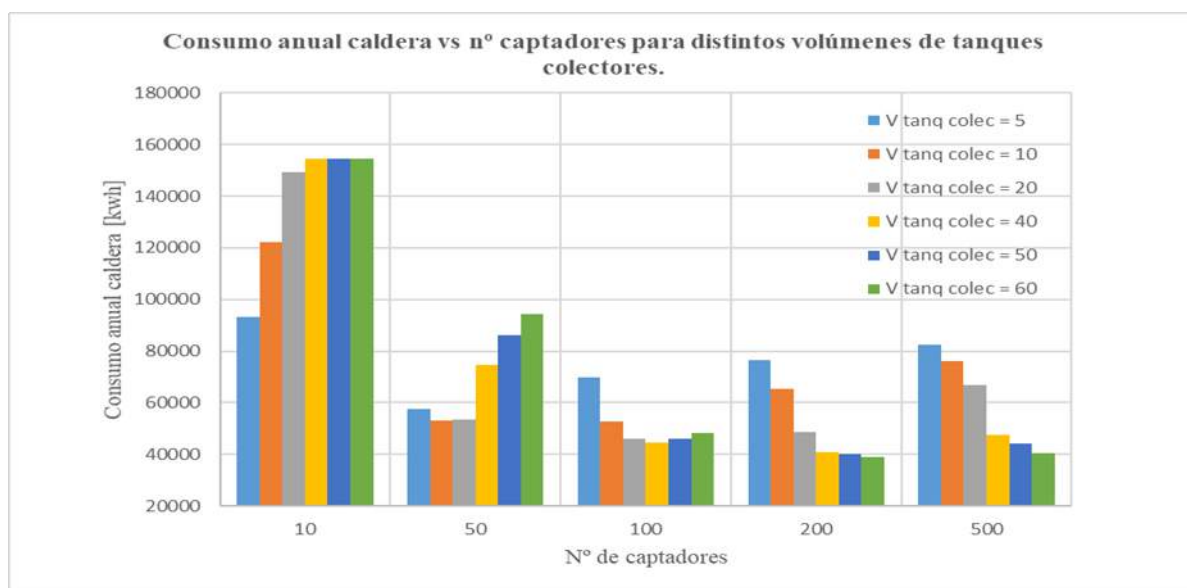


Figura 6-24. Variación del consumo de la caldera frente al número de captadores solares, en función del volumen del tanque de colectores, para un volumen del TARAT igual a 35m<sup>3</sup>. Fuente: *Elaboración propia*.

Aunque en este proyecto, al simular de forma masiva, se contemplan todas las combinaciones posibles, hay que tener en cuenta la importancia de un correcto ajuste entre los parámetros, como por ejemplo en este caso, entre el número de captadores y el volumen de acumulación del tanque al cual alimentan (TAC). En la figura 6-24 podemos comprobar lo que la lógica nos lleva a intuir a priori, no es buena opción combinar 10 colectores con volúmenes de acumulación exagerados (40-60 m<sup>3</sup>), como tampoco lo es instalar 500 colectores y tener un TAC de 5 m<sup>3</sup>.

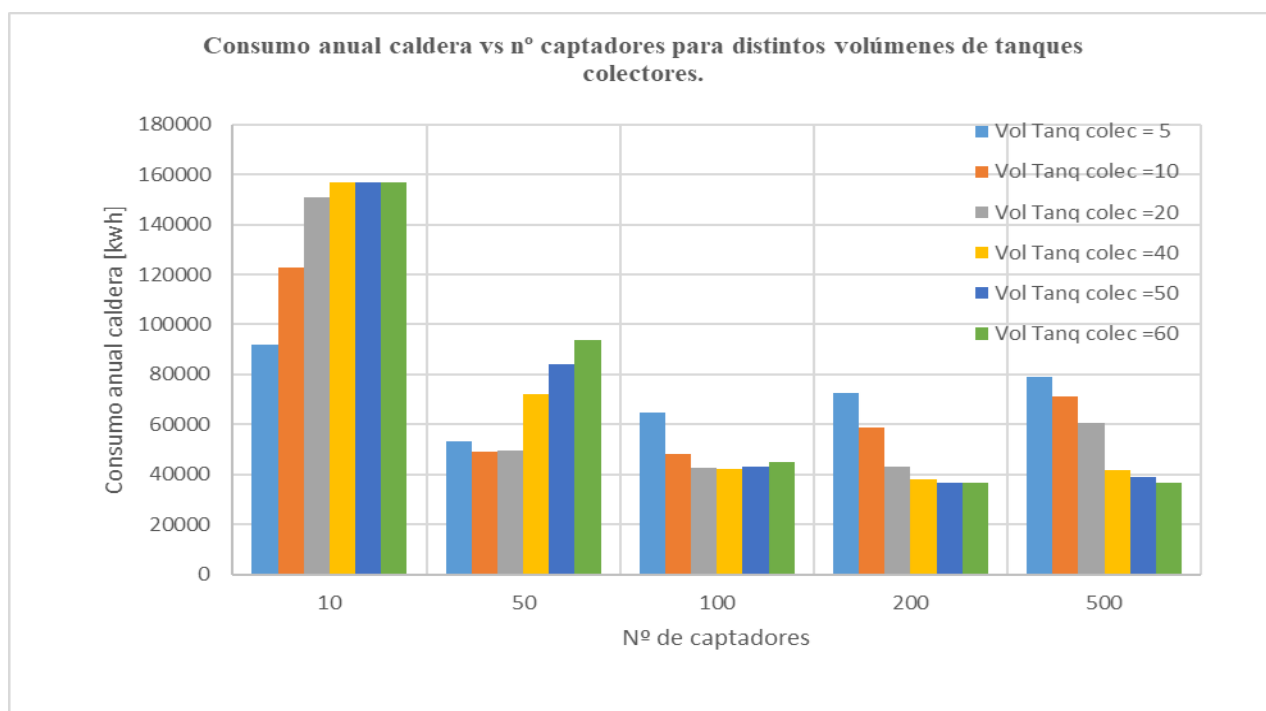


Figura 6-25. Variación del consumo de la caldera frente al número de captadores solares, en función del volumen del tanque de colectores, para un volumen del TARAT igual a 40m<sup>3</sup>. Fuente: *Elaboración propia*.

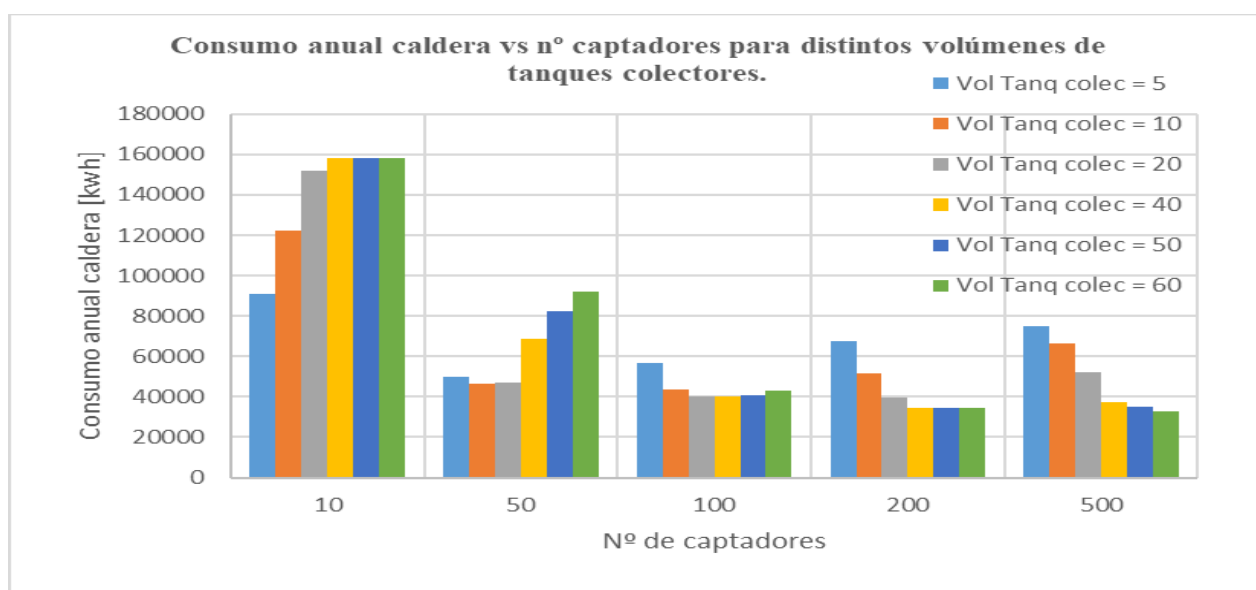


Figura 6-26. Variación del consumo de la caldera frente al número de captadores solares, en función del volumen del tanque de colectores, para un volumen del TARAT igual a 45m<sup>3</sup>. Fuente: *Elaboración propia*.

A continuación, se va a representar el consumo de la caldera en función del número de colectores para los tres volúmenes del TARAT, para tres volúmenes distintos del TAC (5, 20 y 60m<sup>3</sup>).

## 6.5 Régimen de refrigeración

### 6.5.1 Enfriadora

El consumo de la enfriadora se ve afectado de manera directa o indirecta por todos los grados de libertad de la instalación. Se va a comenzar ilustrando el consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al número de captadores solares, para los tres volúmenes de tanques de refrigeración (35,40 y 45 m<sup>3</sup>), para cada una de las potencias frigoríficas de la máquina de absorción. El valor del TARAT se ha fijado en 40m<sup>3</sup> y se contemplarán los valores de 5, 20 y 60m<sup>3</sup> para el tanque de colectores.

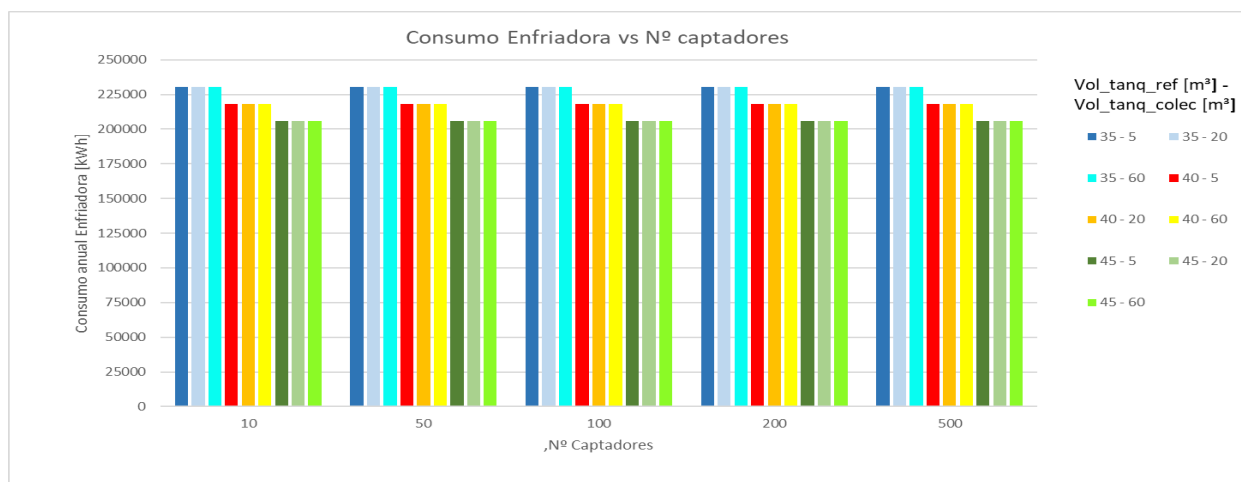


Figura 6-27. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 0kW. Fuente: Elaboración propia.

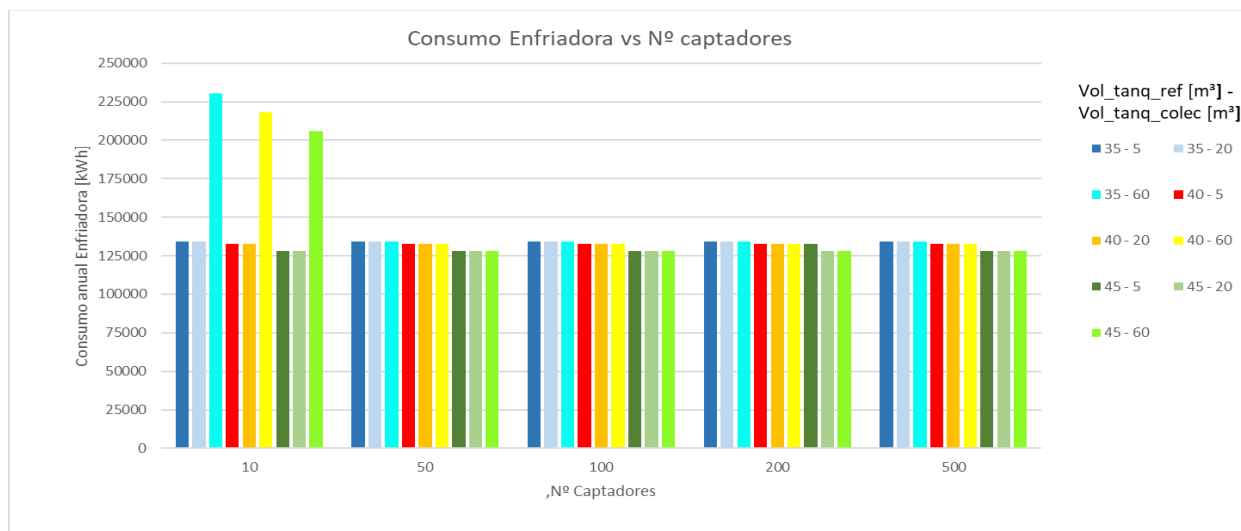


Figura 6-28. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 50kW. Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar en la gráfica 6-27, como es lógico en este caso donde la MASE no interviene debido a que su potencia nominal es 0kW, el consumo de la enfriadora es independiente del área de captación. Por la misma razón, el consumo de la enfriadora no se ve afectado por la variación del volumen del TARAT o del TAC.

Se puede apreciar en las figuras 6-28, 6-29, 6-33 y 6-30 que para los casos con 10 captadores solares de tubo de vacío, el consumo de la enfriadora crece al aumentar el volumen del tanque de colectores. Esto se debe a que los 10 paneles no pueden aportar suficiente potencia térmica al fluido como para mantener la temperatura del tanque de colectores en valores óptimos para el correcto funcionamiento de la MASE, por lo que ésta operará menos y, en consecuencia, la enfriadora aumentará su consumo. Nótese que, independientemente del número de captadores y del volumen del TAC, el consumo de la enfriadora disminuye ligeramente si se aumenta el volumen del TARBT.

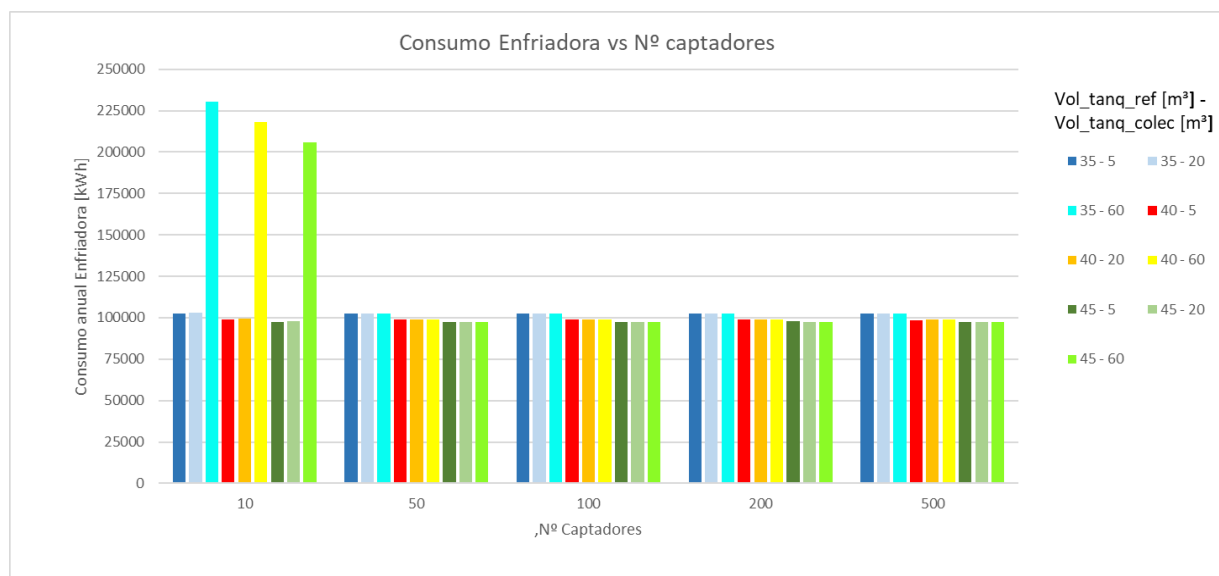


Figura 6-29. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 100kW. Fuente: *Elaboración propia.*

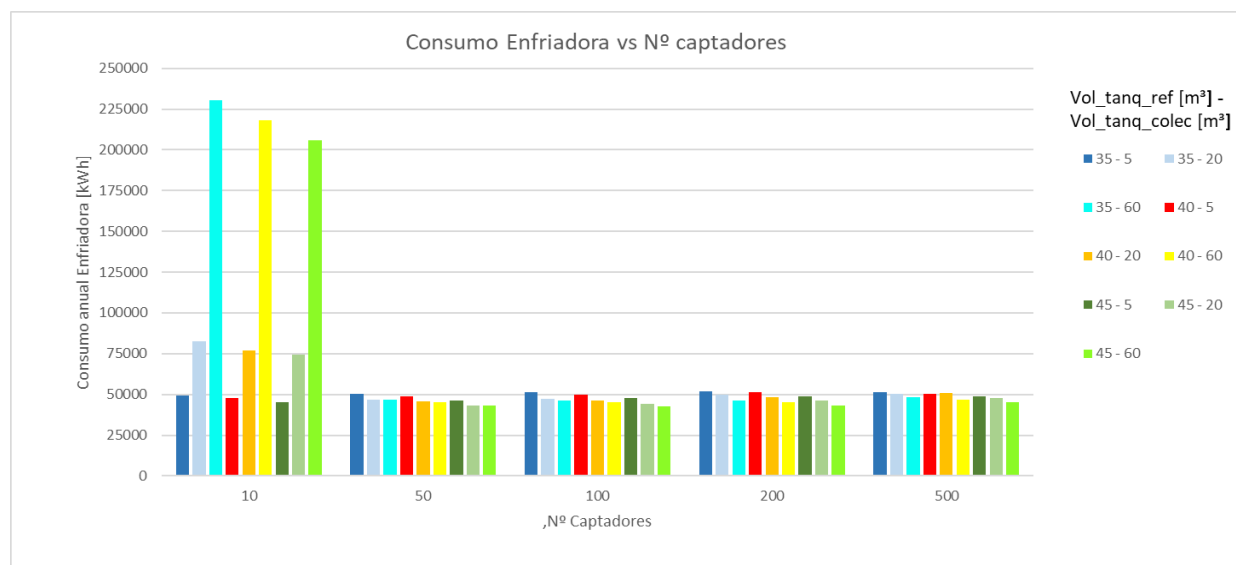


Figura 6-30. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Fuente: *Elaboración propia.*

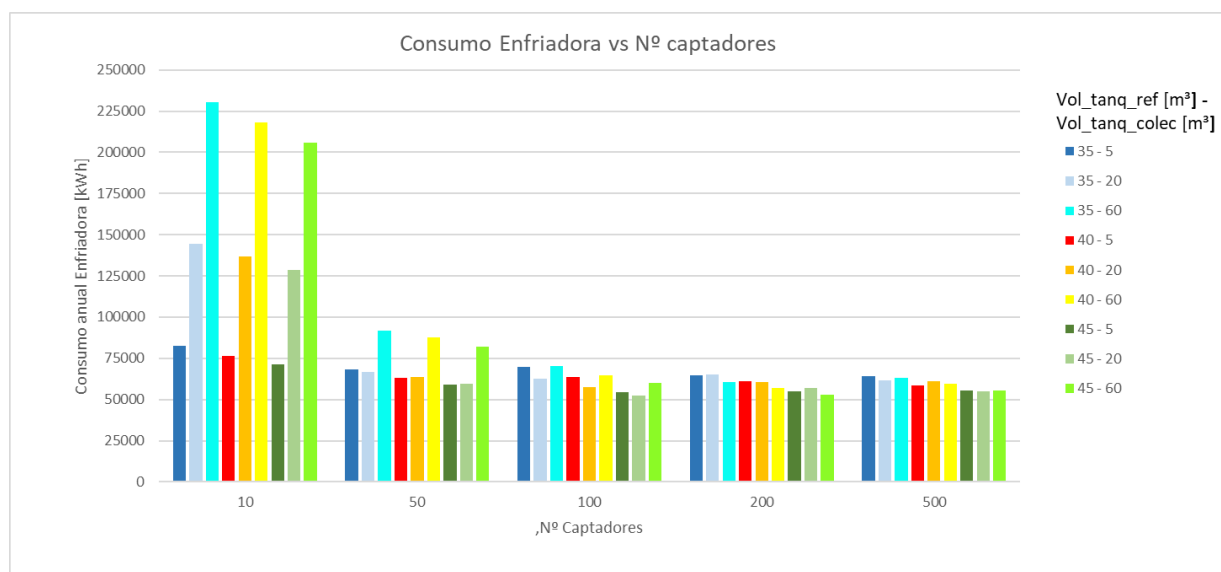


Figura 6-31. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al nº de captadores, para distintos volúmenes del tanque de refrigeración y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 400kW. Fuente: *Elaboración propia*.

Debido a que en las gráficas anteriores los valores representados se habían obtenido fijando el volumen del TARAT en 40m<sup>3</sup>, a continuación, se va a realizar un breve análisis variando dicho parámetro. En contraposición se ha fijado el volumen del TARBT en 35m<sup>3</sup>.

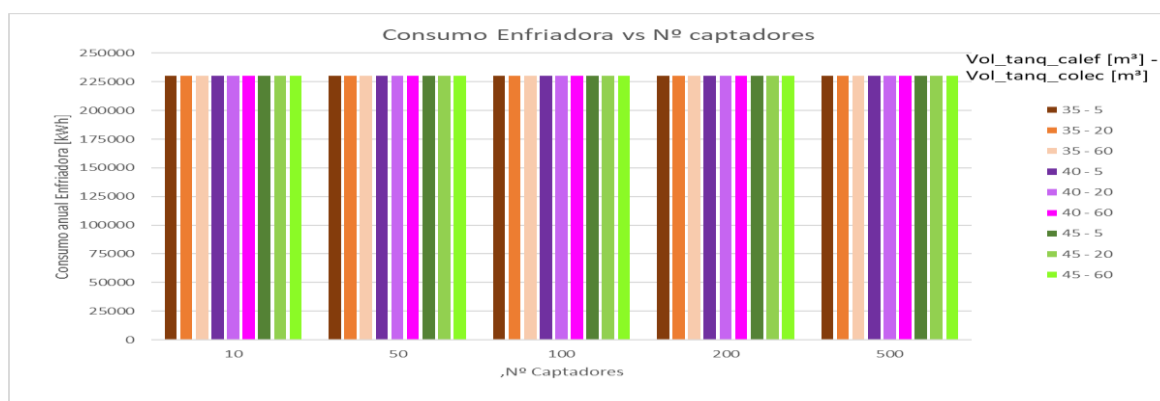


Figura 6-32. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al nº de captadores, para distintos volúmenes del TARAT y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 0kW. Fuente: *Elaboración propia*.

En los casos en los que la potencia de la MASE es 0kW, se puede apreciar en la figura 6-32 que el consumo de la enfriadora no se ve afectado por el volumen del TARAT.



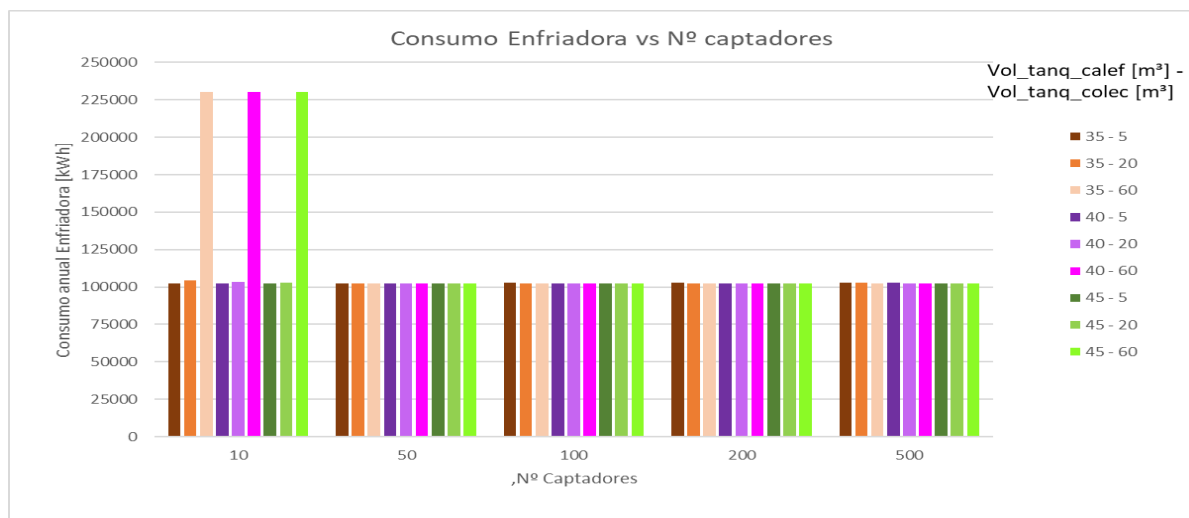


Figura 6-33. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del TARAT y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 100kW.

*Fuente: Elaboración propia.*

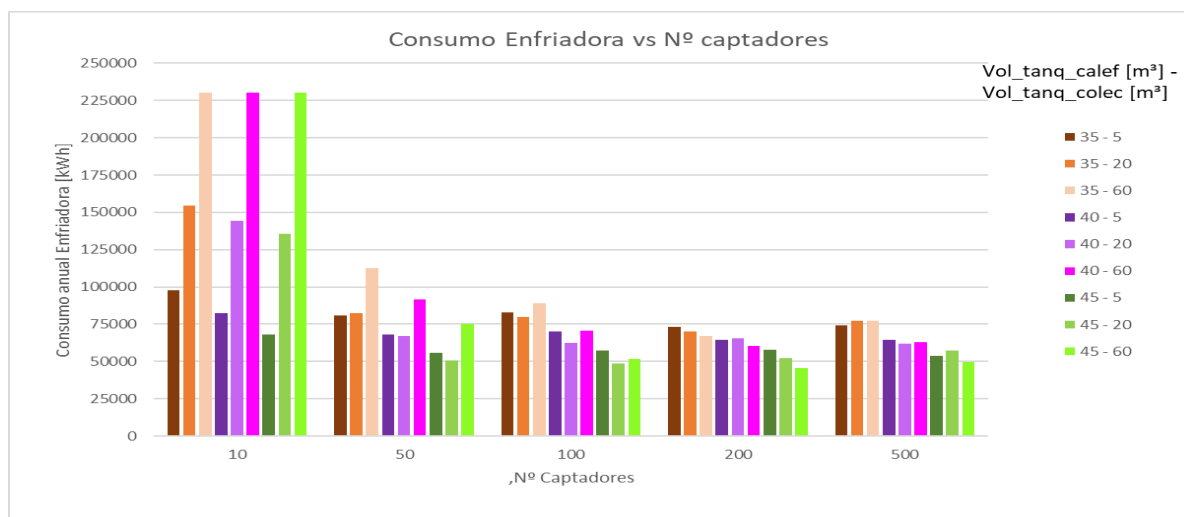


Figura 6-34. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente al n° de captadores, para distintos volúmenes del TARAT y del tanque de colectores, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 400kW.

*Fuente: Elaboración propia.*

Con el volumen del TARAT ocurre también un efecto de saturación similar al del TARBT. Hasta que la potencia de la MASE no es lo suficientemente alta, el consumo de la enfriadora no se ve influenciado por el volumen del TARAT. En la figura 6-34 se puede observar que el consumo de la enfriadora es algo menor cuanto mayor es el volumen del TARAT, ya que como se ha comentado anteriormente, a mayor volumen el tanque se obtiene un mayor aprovechamiento de la potencia térmica aportada por los colectores solares.

## 6.5.2 Máquina de absorción

A continuación, se va a analizar la variación de la potencia frigorífica aportada por la MASE en función de los grados de libertad de la instalación. En las siguientes gráficas se muestra, para cada potencia nominal de la MASE, el consumo de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE, para distintas áreas de captación, distintos volúmenes del TARAT y distintos volúmenes del tanque de colectores. El volumen del tanque de refrigeración se mantiene fijo en 40m<sup>3</sup>. Desde la Figura 6-35 hasta la 6-38, podemos observar tanto el consumo eléctrico de la enfriadora en tonos azules, como la aportación frigorífica de la MAS en tonos cálidos, para las condiciones especificadas en cada caso.

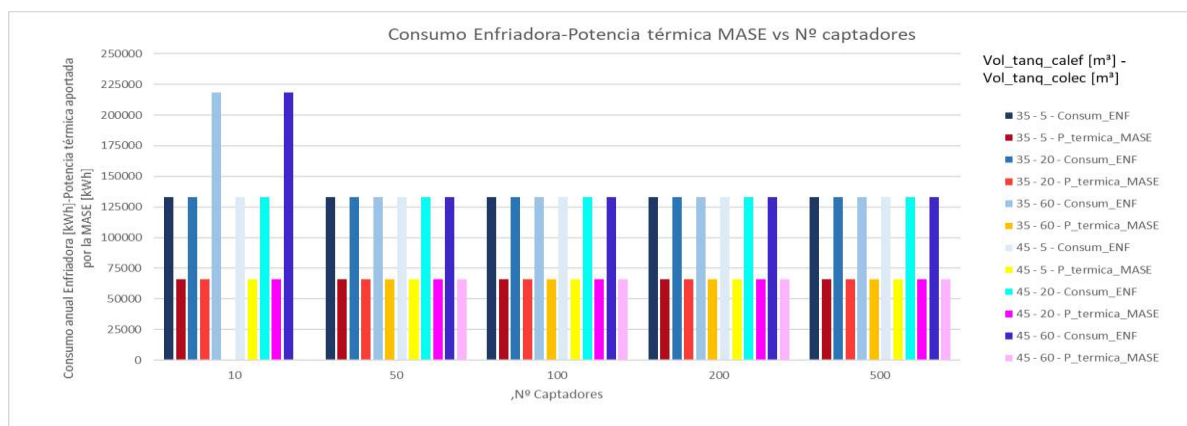
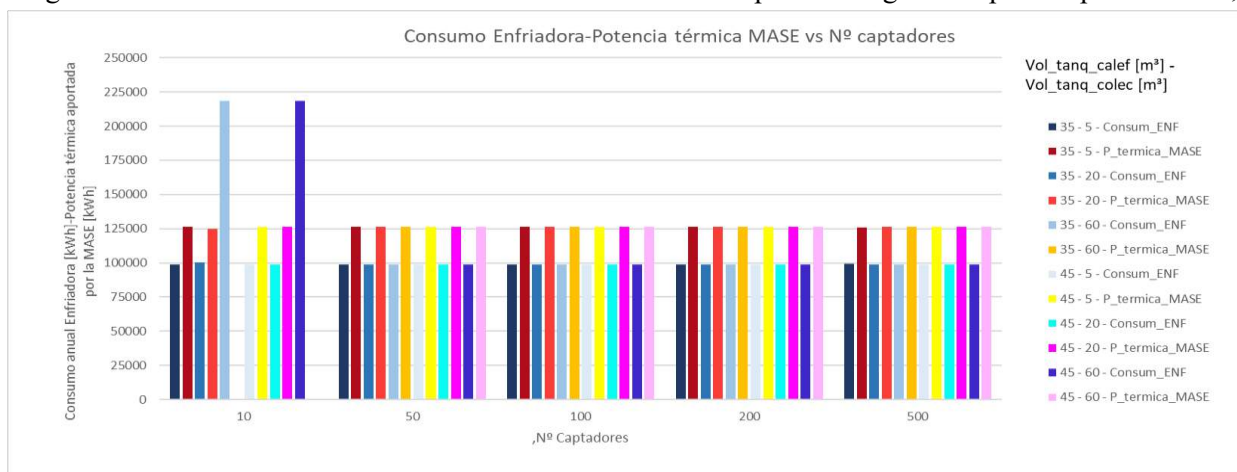


Figura 6-35. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE,



Como se puede observar en las figuras 6-35 y 6-36, para las potencias de la MASE iguales a 50 y 100 kW, la aportación térmica de la MASE a la refrigeración es independiente del número de captadores, del volumen del

Figura 6-36. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE, para distintos números de paneles, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 100kW. Fuente: *Elaboración propia.*

TARAT y del volumen del TAC, y, por consiguiente, el consumo de la enfriadora también lo es. A excepción de los casos con 10 peneles de tubos de vacío, casos en los cuales puede suceder que, si el tanque de colectores es demasiado grande, los colectores no lleguen a mantenerlo a una temperatura adecuada para el funcionamiento de la MASE, por lo que esta nunca opera (aportación térmica nula) y en consecuencia el consumo de la enfriadora se dispara. Si comparamos ambos gráficos se deduce que al doblar la potencia de la MASE de 50 a 100 kW, la aportación térmica de la MASE se duplica y el consumo eléctrico de la enfriadora se reduce en un 23% aproximadamente.

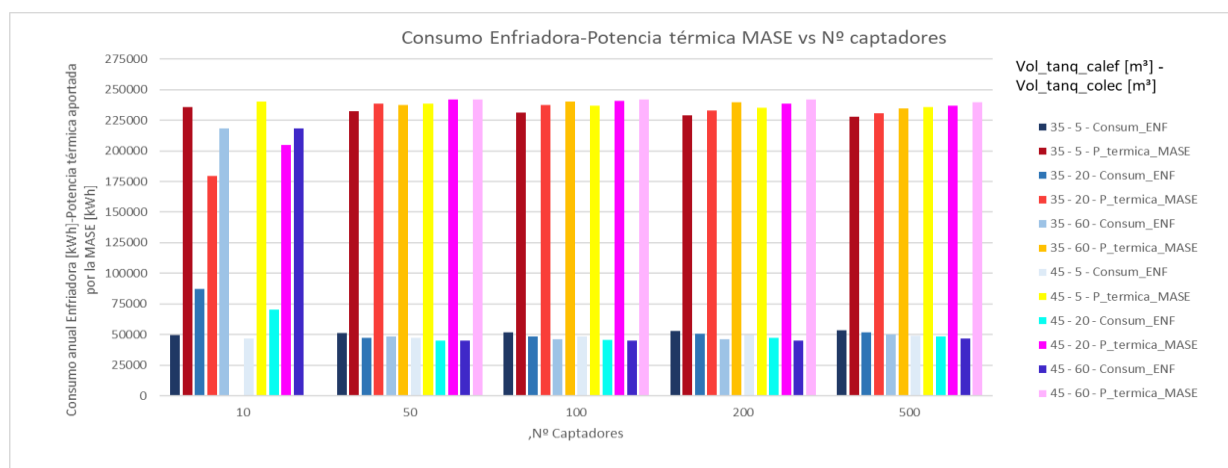


Figura 6-37. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE, para distintos números de paneles, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW.

*Fuente: Elaboración propia.*

Si volvemos a doblar la potencia frigorífica nominal de la MASE hasta 200 kW, se pueden apreciar en la figura 6-37 los cambios con respecto al caso anterior de potencia nominal igual a 100 kW, la aportación térmica de la MASE se vuelve a doblar y el consumo eléctrico de la enfriadora se reduce en un 50%. Se mantiene la singularidad del caso con 10 captadores y un volumen del tanque de colectores igual a 60m<sup>3</sup>, en el cual la MASE no opera y es la enfriadora la que tiene que suplir toda la demanda de refrigeración.

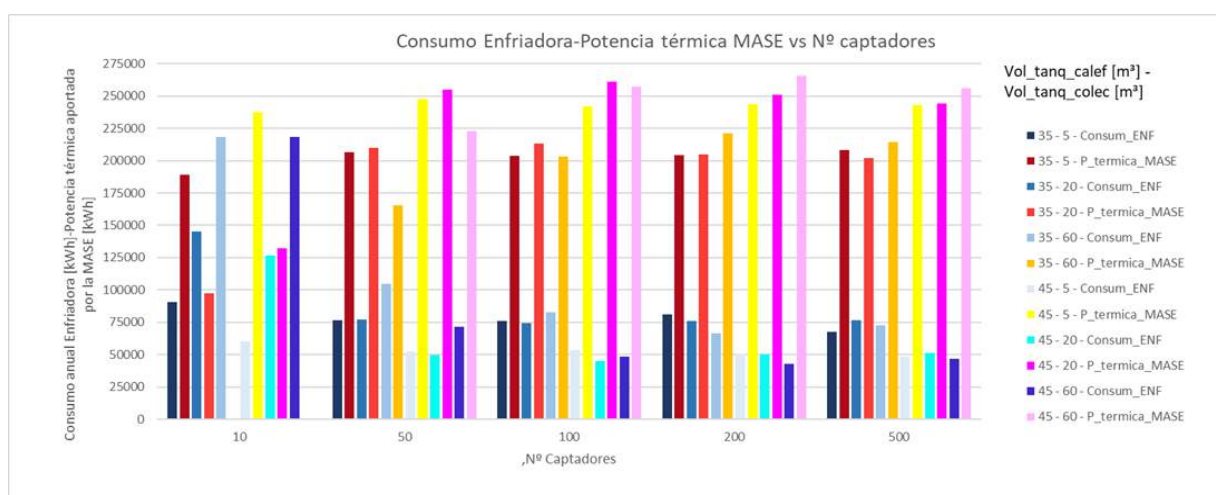


Figura 6-38. Consumo anual eléctrico de la enfriadora frente a la potencia frigorífica aportada por la MASE, para distintos números de paneles, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 400kW.

*Fuente: Elaboración propia.*

En la figura 6-38 se puede apreciar como, cuando la potencia frigorífica nominal llega a 400 kW, los requerimientos térmicos del generador son demasiado exigentes para algunos casos en los que el volumen del TARAT no es lo suficientemente grande, por lo que la potencia frigorífica aportado por la MASE baja con respecto al caso de 200kW, y en consecuencia el consumo de la enfriadora sube. Sin embargo, para volúmenes grandes del TARAT y del TAC, los valores del consumo de la enfriadora y de la potencia frigorífica aportada por la MASE son prácticamente iguales a los del caso de 200kW, llegando incluso a ser más viables.

En las Figuras 6-35, 6-36, 6-37 y 6-38 se observa un fenómeno de saturación en la aportación de la MASE (similar en el consumo de la enfriadora), es decir, a partir de 50 colectores el hecho de aumentar el área de captación no influye en la aportación frigorífica de la MASE. Para explicar este suceso a continuación se ha representado la temperatura del TARAT para las distintas áreas de captación.

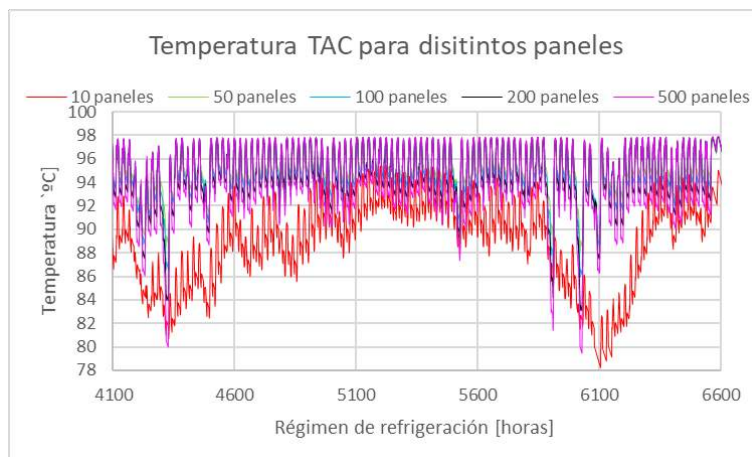


Figura 6-39. Temperatura del TARAT para las distintas configuraciones de captadores solares. Potencia nominal de la MASE de 100 kW, volúmenes del TARAT y TARBT de 35m<sup>3</sup>. Fuente: *Elaboración propia*.

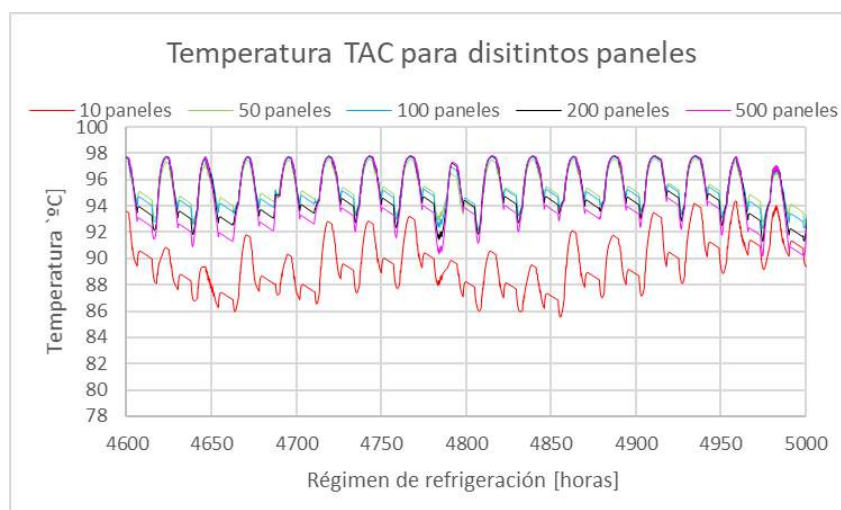


Figura 6-40. Temperatura del TARAT para las distintas configuraciones de captadores solares. Potencia nominal de la MASE de 100 kW, volúmenes del TARAT y TARBT de 35m<sup>3</sup>. Fuente: *Elaboración propia*.

Como se puede apreciar en las Figuras 6-39 y 6-40 a partir de 50 colectores la temperatura del TARAT sufre variaciones mínimas al aumentar el número de colectores. Incluso con 10 paneles el tanque se mantiene a una temperatura superior a 80°C. Debido a que este tanque es el que alimenta al generador de la MASE, es lógico que su aportación frigorífica no se vea afectada por el número de paneles, ya que el TARAT siempre se encuentra a una temperatura óptima. Además, en este proyecto no se ha contemplado en el funcionamiento de la MASE una curva de rendimiento en función de la temperatura de alimentación del generador, por lo que si la temperatura está entre 80 y 98°C el generador funciona en las mismas condiciones.

Como es lógico en todas las gráficas anteriores del apartado 6.5.2. podemos observar como, al aumentar la aportación frigorífica de la MASE, se reduce el consumo eléctrico de la enfriadora. Si representamos estos dos parámetros, la pendiente de la recta de regresión de la Figura 6-41 nos indica que, aproximadamente, por cada kWh aportado por la MASE el consumo de la enfriadora se reduce en 0.74 kWh. Cabe destacar que se están comparando kWh eléctricos de la enfriadora frente a kWh térmicos de la MASE.

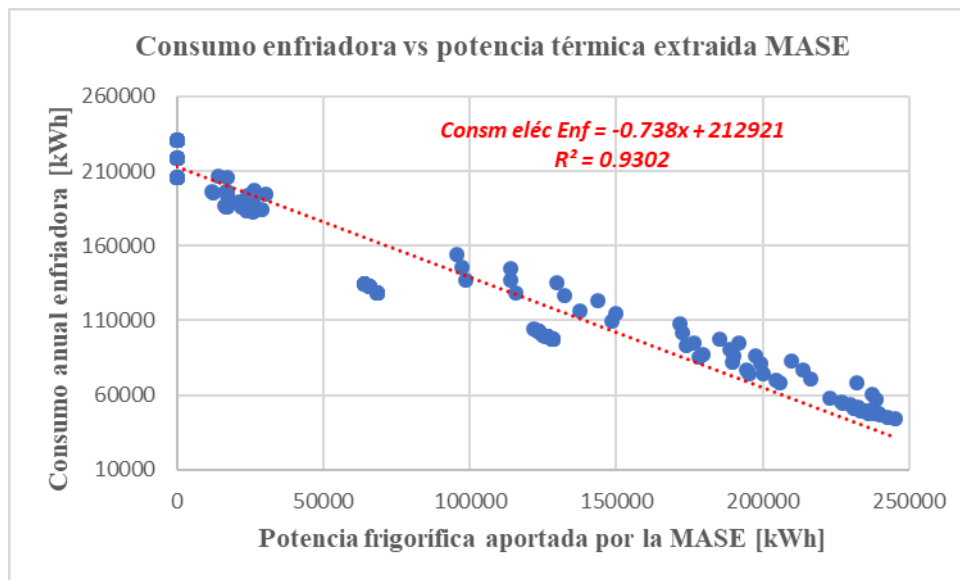


Figura 6-41. Consumo anual de la enfriadora frente a la potencia frigorífica anual aportada por la MASE.  
Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se va a estudiar la influencia de los volúmenes de los tanques de acumulación en la potencia frigorífica de la MASE. Se va a realizar el análisis fijando la potencia nominal de la MASE en 200kW y el número de paneles en 200.

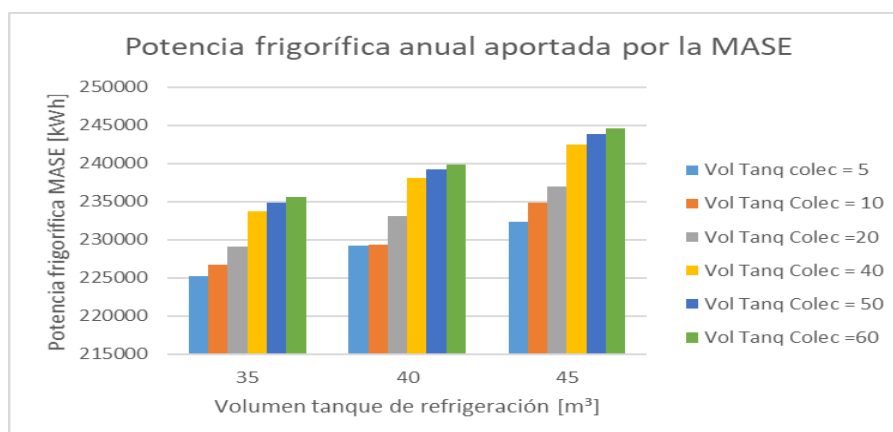


Figura 6-42. Aportación frigorífica de la MASE frente al volumen del tanque de acumulación de refrigeración, para distintos volúmenes del tanque de colectores, para 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Volumen tanque calefacción igual a 35m³. Fuente: Elaboración propia.

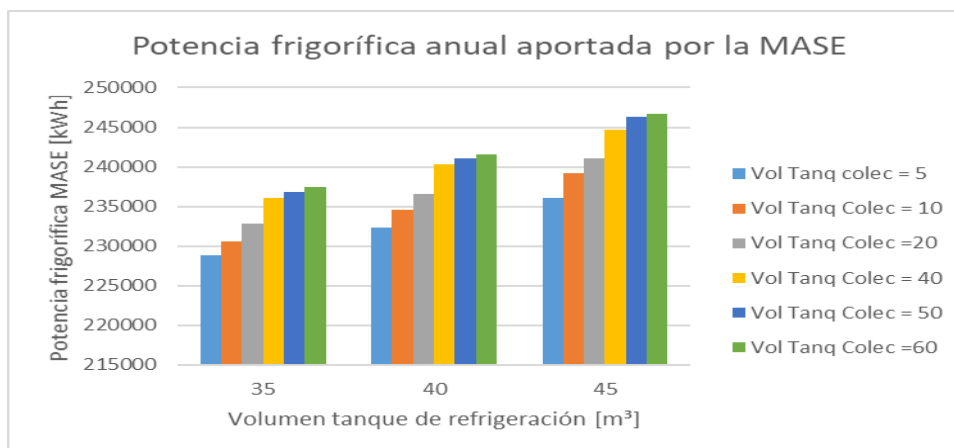


Figura 6-43. Aportación frigorífica de la MASE frente al volumen del tanque de acumulación de refrigeración, para distintos volúmenes del tanque de colectores, para 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Volumen tanque calefacción igual a 40m³. Fuente: *Elaboración propia*.

En las figuras 6-42, 6-43 y 6-44 se pueden apreciar dos tendencias claras: (i) para un mismo volumen del TAC, la aportación térmica de la MASE aumenta al aumentar el volumen del tanque de refrigeración, (ii) para un mismo volumen del TARBT la aportación térmica de la MASE aumenta al aumentar el volumen del TAC. Cabe preguntarse, ¿por qué la MASE actúa más para volúmenes mayores del TARAT? Puede ser un hecho positivo, si el origen está en que actúa en lugar de la enfriadora, o puede ser algo que penalice a la instalación si la razón es que, a mayor volumen del TARAT, mayores son las pérdidas de este. Contrastando los datos de la MASE con la Figura 6-45, se puede afirmar que al aumentar el volumen del TARAT, para un mismo volumen del TAC, disminuye el consumo de la enfriadora. Aun así, nótese que el aumento de la potencia aportada por la MASE es mas significativo que la bajada del consumo de la enfriadora, por ello en la Tabla 6-4 se muestran las pérdidas del TABRT en régimen de refrigeración. Nótese que a mayor volumen del TARBT también aumentan las pérdidas, por lo que el aumento de la potencia de la MASE se debe a la acción de ambos factores.

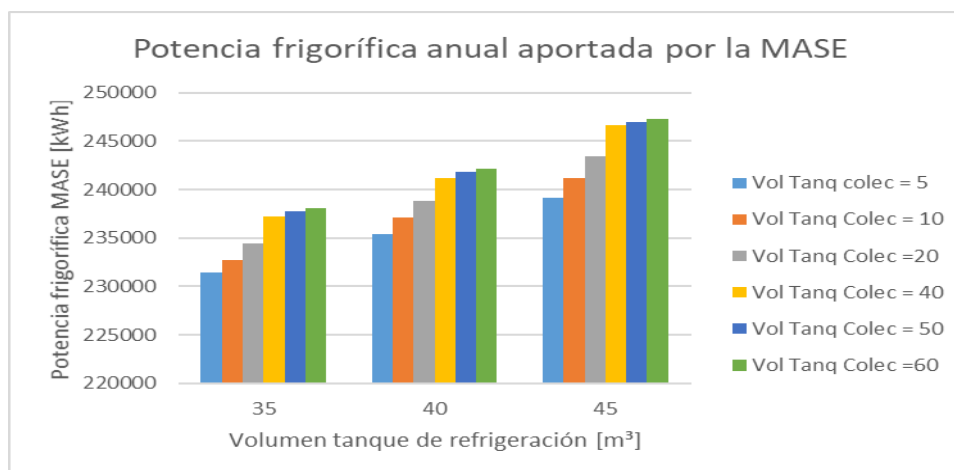


Figura 6-44. Aportación frigorífica de la MASE frente al volumen del tanque de acumulación de refrigeración, para distintos volúmenes del tanque de colectores, para 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Volumen tanque calefacción igual a 45m³. Fuente: *Elaboración propia*.

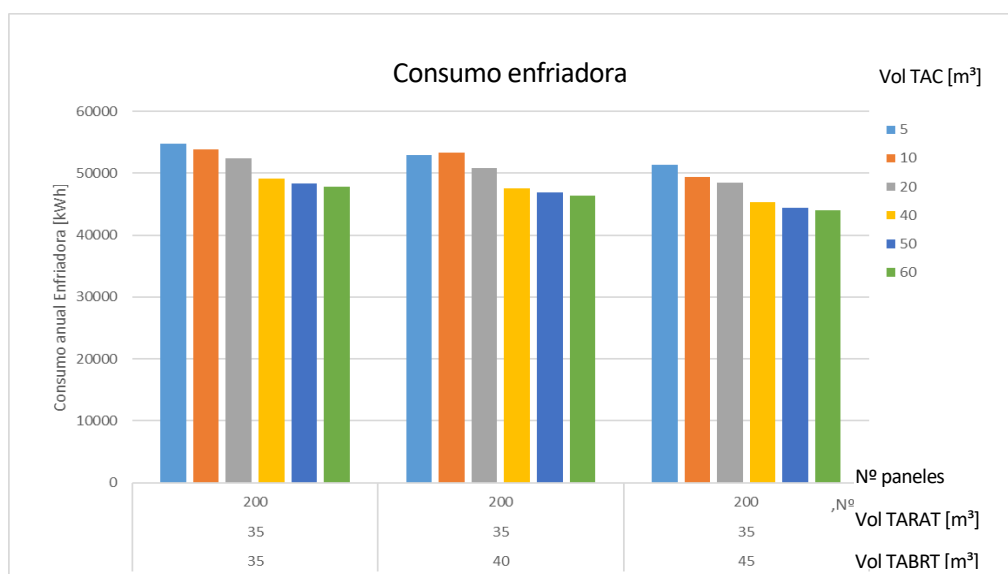


Figura 6-45. Consumo de la enfriadora frente al volumen del tanque de acumulación de refrigeración, para distintos volúmenes del tanque de colectores, para 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW. Volumen tanque calefacción igual a 35m³. Fuente: *Elaboración propia*.

Volumen TARBT [m³]	35	40	45
Pérdidas régimen refrigeración [kWh]	9299	10211	11073

Tabla 6-4. Pérdidas en régimen de refrigeración del TARBT para distintos volúmenes, con la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 200kW y 200 captadores. Volumen TARAT 35m³ y volumen TAC 10m³. Fuente: *Elaboración propia*.

De la Figura 6-45 se obtiene una conclusión similar con respecto al volumen del TARAT, cuanto mayor es este mayor es la aportación frigorífica de la MASE. Esto se debe a que el TARAT es la fuente de calor que alimenta al generador de la MASE, por lo tanto, los tanques grandes tendrán una mayor capacidad para almacenar calor y podrán cubrir con mayor regularidad las necesidades de la MASE

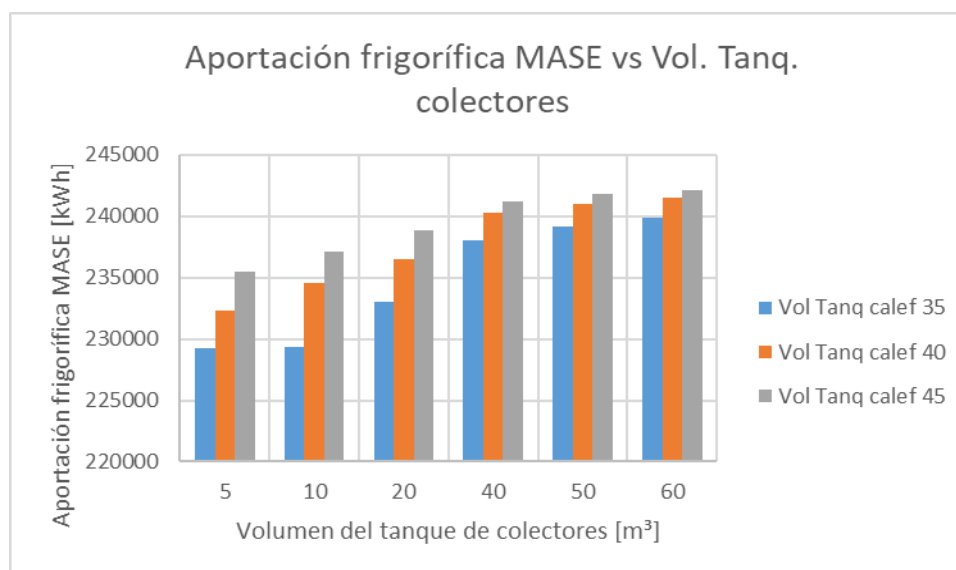


Figura 6-46. Aportación frigorífica de la MASE frente al volumen del tanque de acumulación de colectores, para distintos volúmenes del tanque principal, con 200 paneles y la MASE aportando una potencia frigorífica nominal de 400kW. Volumen tanque refrigeración igual a 40m<sup>3</sup>. Fuente: *Elaboración propia*.

#### 6.5.2.1 Consumo eléctrico: máquina de absorción.

Como se ha comentado anteriormente, una de las ventajas de la producción de frío con máquinas de absorción es el bajo consumo eléctrico. Sería interesante cuantificar cuanta energía eléctrica le cuesta a la MASE producir la misma cantidad de energía térmica frigorífica. El consumo eléctrico de la MASE reside en la bomba que le aporta el fluido caliente a su generador.

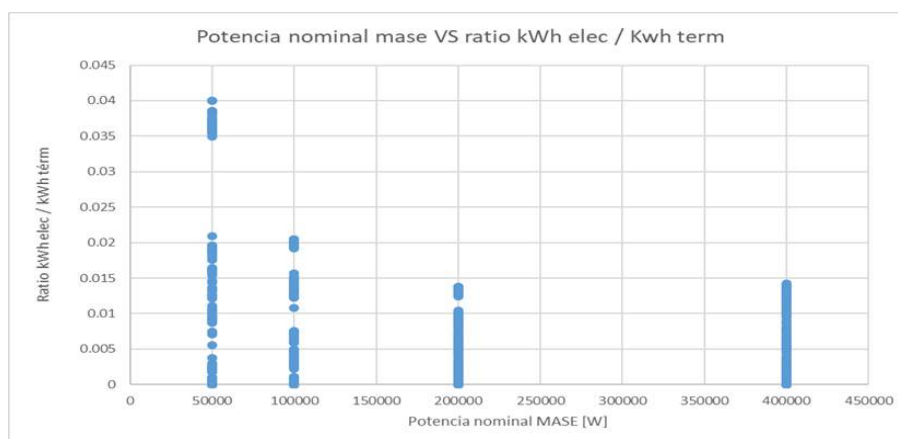


Figura 6-47. Ratios de producción de energía eléctrica-térmica de la MASE, para las distintas potencias nominales de la MASE. Fuente: *Elaboración propia*.

Como se puede observar en la Figura 6-47, la cantidad de energía eléctrica que utiliza la MASE para producir un kWh térmico es ínfima. En la mayoría de los casos este ratio oscila entre 0.01 y 0.04 kWh eléctricos/kWh térmicos. Teniendo en cuenta que el EER nominal de la enfriadora contemplada en este proyecto tiene un valor de 2, lo máximo a lo que aspira la enfriadora es a producir 2 kWh térmicos por cada kWh eléctrico consumido, en otras palabras, a tener un ratio de 0.5 kWh eléctrico/kWh térmico. Por el contrario, la MASE produce entre 25 y 100 kWh térmicos por cada kWh eléctrico que consume.





## 7 ANÁLISIS ECONÓMICO

### 7.1 Estimación del coste de ciclo de vida

Tomar decisiones adecuadas en función de una inversión en proyectos energéticos es una tarea compleja, ya sea un Sistema de Energía Renovable (SER) o una inversión en Eficiencia Energética (EE). Para un correcto análisis de un proyecto de ámbito energético, el método más aceptado es el análisis de la estimación del Coste de Ciclo de Vida (CCV). Este método ofrece una perspectiva única ya que integra todos los costes de un proyecto durante toda la vida útil del activo.

Componentes de la estimación del ciclo de coste de vida		
Tiempo	Estructura de costes	Indicador Financiero
Horizonte temporal	Inversión inicial	Valor actual neto
	Tasa de descuento	
	Mantenimiento	
	Operación y coste de la energía	
	Valor terminal	

Tabla 7-1. Distintos componentes contemplados en la estimación del ciclo de coste de vida. *Fuente: Análisis ECLAREON.*

Para el horizonte temporal se ha contemplado una vida útil de la instalación de 30 años. En términos de costes se contemplan dos tipos a lo largo de la vida de la instalación, (i) los costes que se producirán solo en el primer año, correspondientes al precio de adquisición e implantación de los nuevos equipos, representados en la ecuación por  $I_0$  y (ii) los costes que habrá todos los años como consecuencia del mantenimiento de la instalación y de los consumos de los distintos elementos, representados en la ecuación, expresada a continuación, por  $C_m$  y  $C_{op}$  respectivamente.

$$ECCV_{30 \text{ años}} = I_0 + (C_m + C_{op}) * \sum_{n=1}^{30} \frac{1}{(1+d)^n}$$

La notación “d” corresponde a la tasa equivalente, su cálculo se explica en el apartado de costes de operación y mantenimiento. En este proyecto toma el valor de 4.9% y es una medida para cuantificar la evolución del dinero respecto al tiempo.

## 7.1.1 Inversión inicial

La inversión inicial agrupa a todos los costes que tendrán lugar únicamente en el primer año de la vida útil de la instalación. En este caso de estudio se corresponden con los gastos de adquisición e implementación de los nuevos equipos.

### 7.1.1.1 Inversión inicial: colectores de tubo de vacío

Para el tipo de colector de tubo de vacío escogido en este proyecto, se tiene una inversión inicial de 1290€ por panel instalado.

### 7.1.1.2 Inversión inicial: tanques de acumulación

Para el cálculo de los costes de los tanques de acumulación, tanto el de colectores como el de refrigeración y calefacción, se ha utilizado una ley de costes exponencial que relaciona el precio del tanque en función de su capacidad volumétrica.

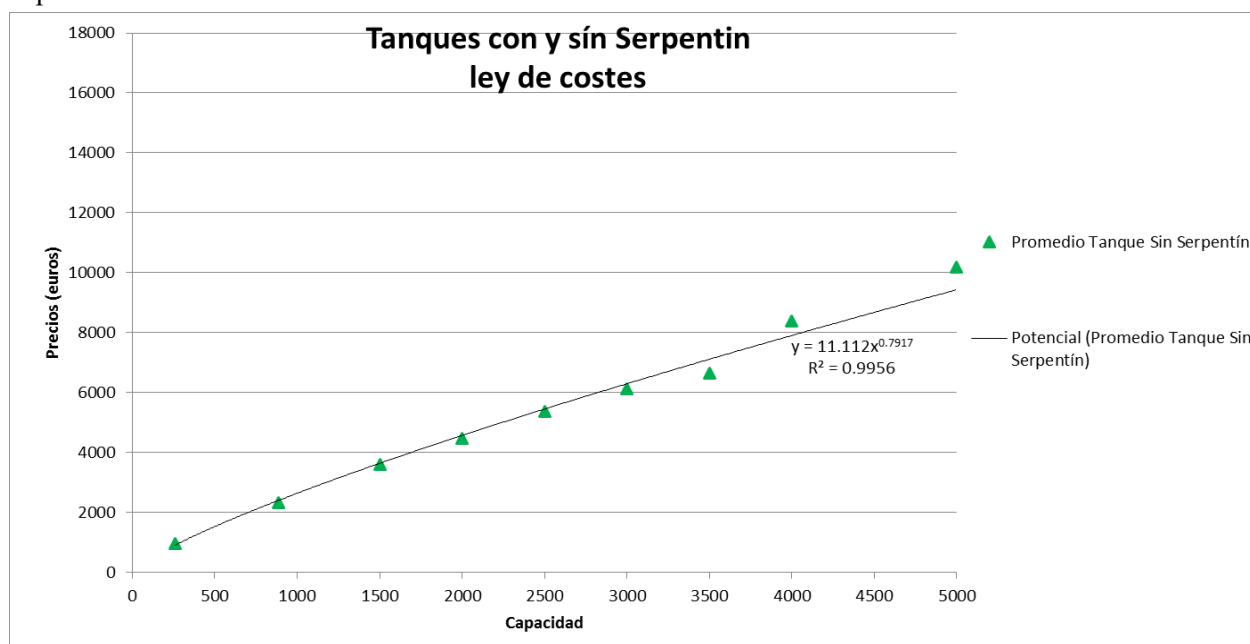


Figura 7-1. Ley de costes de los tanques de acumulación. Fuente: Dpto Termotecnia, US.

La ecuación de costes, cuyo coeficiente de determinación  $R^2$  es del 99,56, quedaría:

$$Coste_{tanque} [\text{€}] = 11.112 * Vol_{tanque}^{0.7917} [L]$$

### 7.1.1.3 Inversión inicial: máquina de absorción de simple efecto.

En el caso del coste de la MASE, se ha implementado el coste inicial con una ley de costes que relaciona el precio de la máquina en función de su capacidad frigorífica nominal. Con un coeficiente de determinación  $R$  aceptable, del 97,61 %, la ecuación queda:

$$Coste_{MASE} [\text{€}] = -0.112 * P_N^2 + 230.94 * P_N + 34751$$

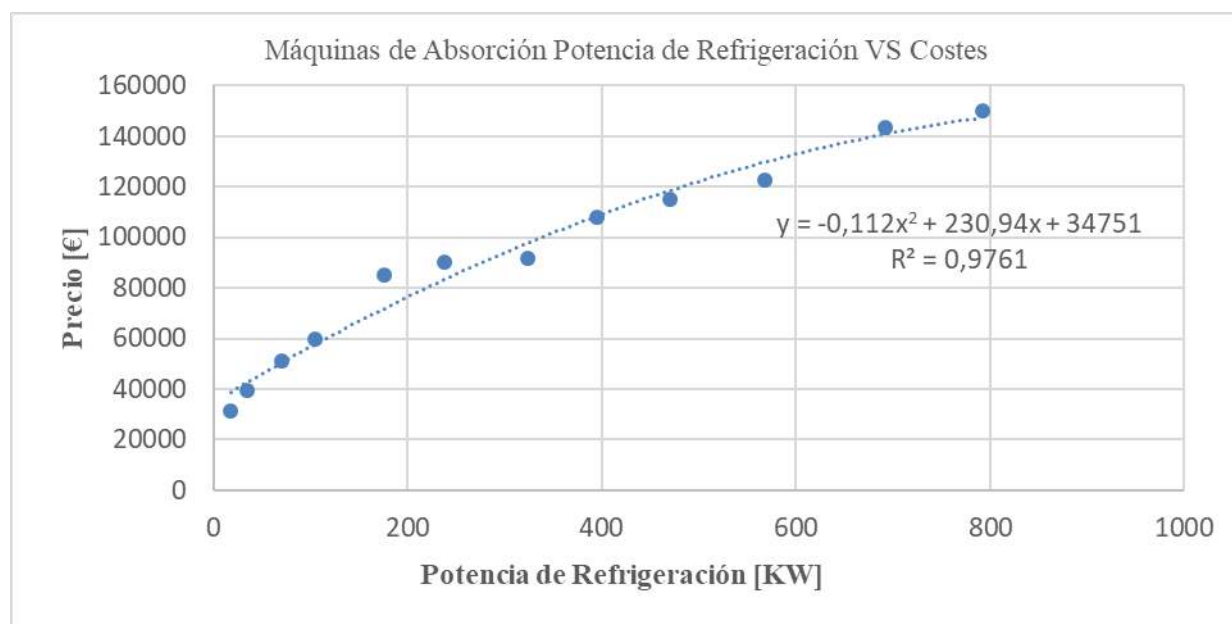


Figura 7-2. Ley de costes de máquina de absorción de simple efecto. Fuente: Dpto. Termotecnia, US.

### 7.1.2 Costes anuales de operación y mantenimiento.

Los costes anuales de operación y mantenimiento se van a suponer constantes para todos los años de la vida útil de la instalación, ya que las simulaciones se realizaron en función de parámetros (demandas, temperatura ambiente, radiación) de un año tipo representativo. Por lo tanto, los consumos de los equipos se suponen los mismos para cada año, y, por lo tanto, también los costes de estos.

Lo que si hará variar los costes anuales son los siguientes factores económicos ajenos al funcionamiento de la instalación; (i) la tasa de descuento del capital, con la cuál introducimos en el análisis la depreciación del dinero a lo largo del tiempo, y (ii) la tasa del incremento del coste de la energía a lo largo del tiempo, con la que introducimos en el análisis el hecho de que el precio de la energía tiende a subir cada año.

El efecto conjunto de ambas tasas se ha representado en la ecuación X con el parámetro  $d$ .

$$d = \frac{t - e}{1 + e}$$

Siendo  $t$  la tasa de descuento del capital con un valor del 7% y  $e$  la tasa del incremento del coste de la energía con un valor del 2%. Con estos valores la tasa equivalente resulta ser del 4.9%.

#### 7.1.2.1 Costes anuales de mantenimiento.

Se ha optado por un modelo muy utilizado en proyectos energéticos para el cómputo del mantenimiento de los equipos, que consiste en cuantificar el mantenimiento anual de un equipo cualquiera, como el 1% de la inversión inicial que costó dicho equipo.

#### 7.1.2.2 Costes anuales de operación

En la instalación contemplada existen dos tipos de costes anuales en base a la energía que se consume. La caldera convencional tiene como fuente de energía primaria el gas natural, y el resto de los equipos se alimentan de la red eléctrica. En este último grupo entrarían las bombas hidráulicas y la enfriadora.

$$Coste_{operación} = Coste_{caldera} + Coste_{enfriadora+bombas}$$

Para calcular el coste anual del consumo de cada equipo, basta con multiplicar el consumo por el factor de

conversión correspondiente. Para el gas natural se ha utilizado un factor  $G_N=0.068$  €/kWh y para la energía eléctrica un factor  $E_E=0.209$  €/kWh. Estos valores del precio de la energía son aproximadamente los que están vigentes en la actualidad. La ecuación de costes anuales para cada equipo quedaría:

$$Coste_{op\ caldera}[\text{€}] = Consumo_{GN} [kWh] * G_N$$

$$Coste_{op\ enfriadora} [\text{€}] = Consumo_{eléc} [kWh] * E_E$$

$$Coste_{op\ bombas}[\text{€}] = Consumo_{eléc} [kWh] * E_E$$

Cabe destacar que en el análisis de la CCV se han tomado algunas decisiones que se tienen que tener en cuenta.

- Los equipos, como las bombas hidráulicas, que ya existían en la instalación inicial, no acarrear un coste de inversión inicial. En consecuencia, tampoco se han introducido en el análisis sus costes de mantenimiento. El mismo razonamiento se aplica a la caldera convencional. Como el objetivo de este análisis es comparar la viabilidad de la implementación de un sistema de refrigeración solar sobre una instalación inicial ya existente, al no contabilizar dichos costes en ambos casos, no rebaja la fiabilidad de los resultados obtenidos.
- No se ha tenido en cuenta los valores terminales de los elementos de la instalación, al final de su vida útil.

## 7.2 Estudio de viabilidad

A continuación, se van a representar los costes de ciclo de vida de las 1350 combinaciones contempladas de la instalación con refrigeración solar, junto al coste de ciclo de vida de la instalación del caso base. Se estudiará la influencia en el CCV de cada uno de los 5 parámetros que se han ido variando.

Para la elección de la instalación óptima, no solo se tendrá en cuenta el criterio económico, el cual consiste básicamente en suponer como viables aquellas instalaciones con un CCV menor que el CCV del caso base, sino que además se tendrá en cuenta el marco regulatorio próximo, definido por el CTE-HE0 (2019). Este documento exige unos máximos de consumo, tanto de energía primaria total como de energía primaria no renovable.

**Tabla 3.1.b - HE0**  
**Valor límite  $C_{ep,nren,lim}$  [kw·h/m<sup>2</sup>·año] para uso distinto del residencial privado**

Nivel de carga interna CFI [W/m <sup>2</sup> ]	Zona climática de invierno					
	$\alpha$	A	B	C	D	E
Baja, CFI < 6	100	85	80	65	50	40
Media, $6 \leq CFI < 9$	135	120	110	100	85	75
Alta y muy alta, $9 \leq CFI$	160	145	135	125	110	100
En territorio extrapeninsular se multiplicarán los valores de la tabla por 1,40						

Tabla 7-2. Valor límite del consumo de energía primaria no renovable, para edificios de uso distinto del residencial privado, en función de la intensidad de la carga interna y la zona climática. *Fuente: CTE*

**Tabla 3.2.b - HE0**  
**Valor límite  $C_{ep,tot,lim}$  [kw·h/m<sup>2</sup>·año] para uso distinto del residencial privado**

Nivel de carga interna CFI [W/m <sup>2</sup> ]	Zona climática de invierno					
	$\alpha$	A	B	C	D	E
Baja, CFI $\leq 6$	200	190	185	175	165	155
Media, $6 < CFI < 9$	230	220	215	205	195	185
Alta y muy alta, CFI $\geq 9$	265	250	245	235	225	215
En territorio extrapeninsular se multiplicarán los valores de la tabla por 1,25						

Tabla 7-3. Valor límite del consumo de energía primaria total, para edificios de uso distinto del residencial privado, en función de la intensidad de la carga interna y la zona climática. *Fuente: CTE*

Teniendo en cuenta la severidad climática (C2), la intensidad de la carga del edificio objeto (media) y la naturaleza de su uso (no residencial privado), el límite de consumo de energía primaria total es  $C_{ep,tot,lim}=205$  kWh/m<sup>2</sup>año y el límite de consumo de energía primaria no renovable es  $C_{ep,nren,lim}=100$  kWh/m<sup>2</sup>año.

Los dos límites citados en el anterior texto tienen en cuenta tanto la contribución de la demanda de iluminación como la demanda de ACS. En este proyecto no se han contemplado ninguna de estas dos contribuciones, por lo que conviene reajustar los límites para poder realizar una comparación coherente, para ellos se han realizado las

siguientes hipótesis: para la demanda de iluminación se ha tomado un valor tipo de 25 kWh/m<sup>2</sup>año y para la demanda de ACS 1.16 kWh/m<sup>2</sup>año con un rendimiento constante de 0.92. Operando con los correspondientes factores de paso de energía final-energía primaria, para la electricidad en cuanto a la demanda de iluminación y para el gas natural en cuanto a la demanda de ACS, obtenemos las contribuciones correspondientes en términos de consumo para cada una de ellas. De esta manera se obtienen los siguientes límites, los cuáles si pueden usarse para determinar si los casos contemplados en este proyecto cumplen o no la normativa.

	Incluyendo D_illum y D_ACS [kWh/m <sup>2</sup> año]	Excluyendo D_illum y D_ACS [kWh/m <sup>2</sup> año]
<b>C_lím_Energ_Prim_Total</b>	205	144
<b>C_lím_Energ_Prim_No_Ren</b>	100	49

Tabla 7-4. Límites de consumo de energía primaria total y de energía primaria no renovable. *Fuente: Elaboración propia.*

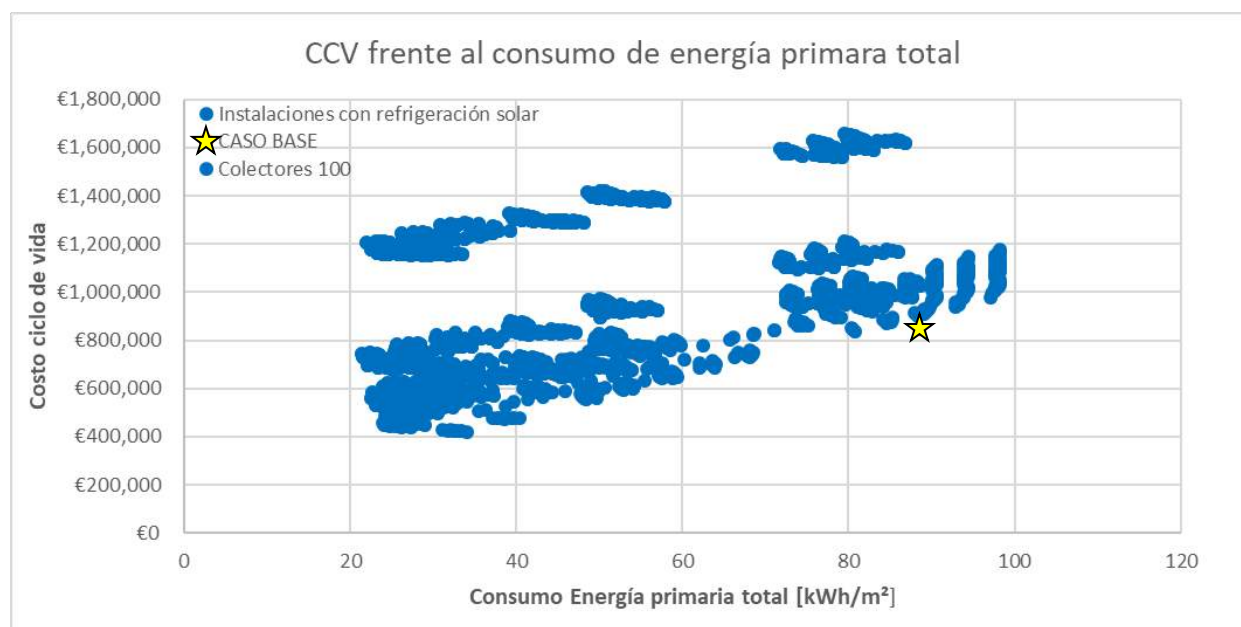


Figura 7-3. Representación del CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo total de energía primaria. *Fuente: Elaboración propia.*

En la Figura 7-3 se puede observar que todos los casos respetan el límite de consumo de energía total primaria establecido por el código técnico de la edificación española, con las modificaciones aplicadas correspondientes. También puede percibirse que existe una gran cantidad de casos que resultan rentables económicamente debido a que acarrear menores gastos que el caso base. Note que, menos un pequeño grupo de casos, todos presentan un ahorro de energía primaria respecto al caso inicial. A continuación, se van a representar los CCV en función del consumo de energía primaria no renovable, estudiando la influencia de cada uno de los elementos que se han variado en las simulaciones.

### 7.2.1 Influencia de la máquina de absorción

Se puede observar que existen muchos casos, entre ellos el correspondiente la instalación inicial, que no respetan el límite del consumo de energía primaria no renovable. En contrapartida notese que hay otro gran número de casos que cumplen con esta condición, los cuales se analizarán y comentarán en los siguientes apartados.

Entre los casos con un CCV menor que el del caso base, se puede observar en la Figura 7-4 que se encuentran todas las potencias contempladas (50, 100, 200 y 400 kW). Se puede observar que todos los casos en los que no se ha implementado la MASE (potencia nominal de 0 kW) presentan un CCV por encima del caso base. En general se observa la tendencia a tener un CCV menor y un menor consumo de energía primaria a medida que aumenta la potencia nominal de la MASE.

Como se observa en la Figura 7-5, al hacer zoom sobre los casos que tienen un CCV óptimo, se puede observar que los mejores económicamente tienen un CCV en torno a medio millón de euros más barato que el CCV del caso base. Nótese que los mayores ahorros, tanto energéticos como económicos, se dan para los casos cuya MASE tiene una potencia nominal alta, entre 200 y 400 kW, es más, la inmensa mayoría de estos resultan ser “mejores” que la instalación inicial. El grupo de instalaciones con una potencia de la MASE igual a 50 o 100 kW presentan opciones de viabilidad, pero no tan concluyentes. Además, un grupo considerable de estos casos resultan ser más costosos que el caso inicial. Obviamente, todos ellos presentan un ahorro energético respecto al caso base.

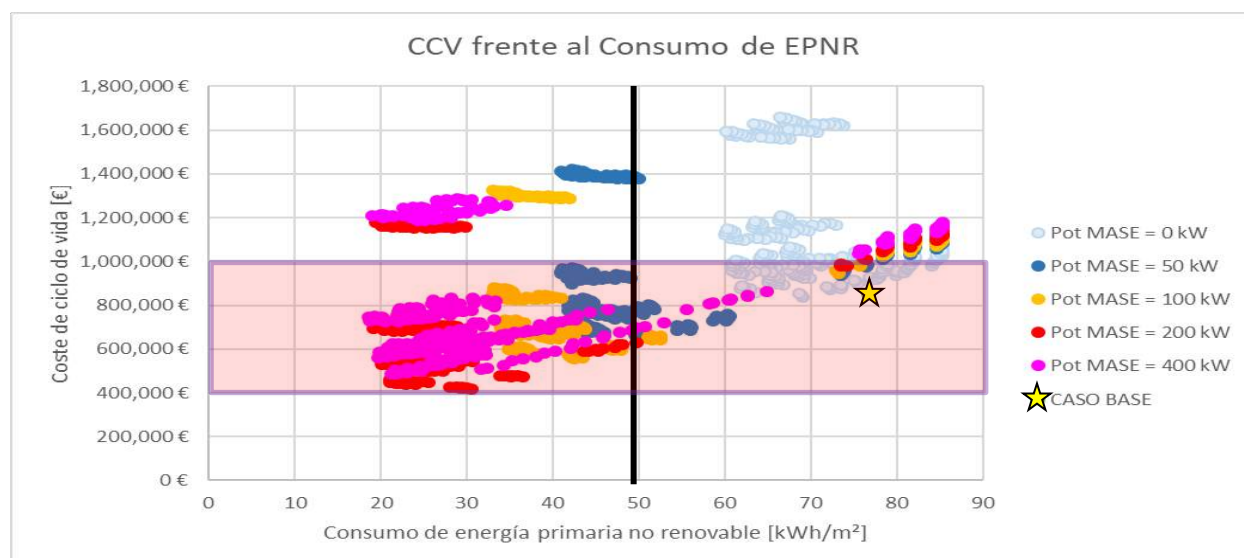


Figura 7-4. Representación del CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para las distintas potencias de la MASE, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable. *Fuente: Elaboración propia.*

En la siguiente figura se va a relizar un zoom sobre la zona sombreada en la Figura 7-4, para una visualización más clara de los casos.



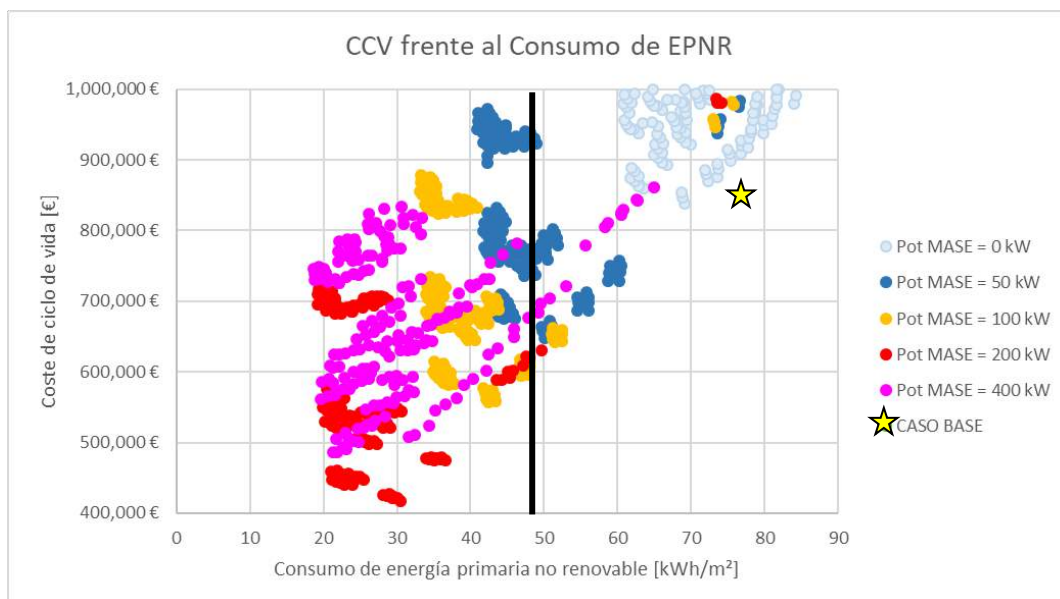


Figura 7-5. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-4. Fuente: Elaboración propia.

## 7.2.2 Influencia del número de captadores térmicos

Como se puede observar en la Figura 7-6, al estudiar la influencia de los captadores se puede confirmar que las instalaciones que instalan 500 paneles están lejos de ser rentables económicamente, incluso algunos casos con 200, 100, 50 y 10 paneles tampoco lo son (aquellos en los que la potencia de la MASE es 0kW). El óptimo económico parece alcanzarse para los casos con 10 o 50 paneles de tubo de vacío, pero por otro lado se consigue un mayor ahorro de energía con los casos que incluyen 50, 100 y 200 paneles. Nótese que de 200 a 500 paneles no se aprecia ni siquiera un incremento del ahorro energético, como se comentó anteriormente, este hecho se debe al efecto de saturación, llega un punto en el que añadir más área de captación no aporta beneficios a la instalación.

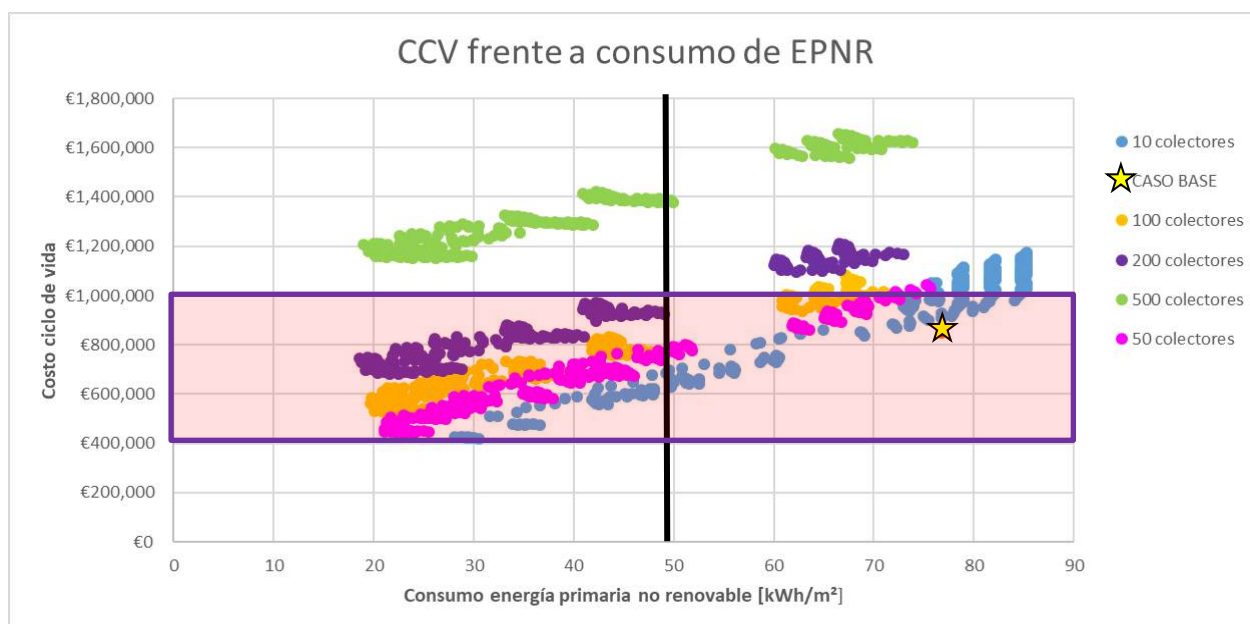


Figura 7-6. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos números de captadores térmicos, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable Fuente: Elaboración propia.

En la siguiente figura se va a relizar un zoom sobre la zona sombreada en la Figura 7-6, para una visualización

más clara de los casos.

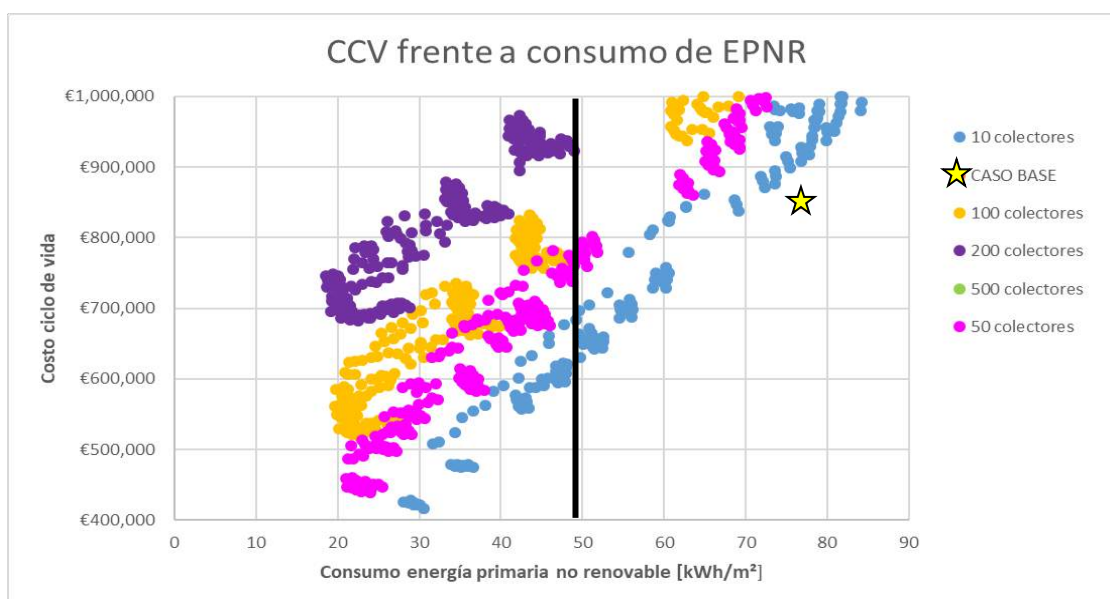


Figura 7-7. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-6. Fuente: Elaboración propia.

### 7.2.3 Influencia del volumen del tanque de acumulación de la red de alta temperatura

La influencia del volumen del tanque de la red de alta parece no ser tan determinante como la potencia de la MASE o el número de captadores térmicos. En líneas generales se puede apreciar que, sensiblemente, los menores consumos se consiguen con volúmenes de tanques mayores, sin que esto suponga un menor ahorro económico,

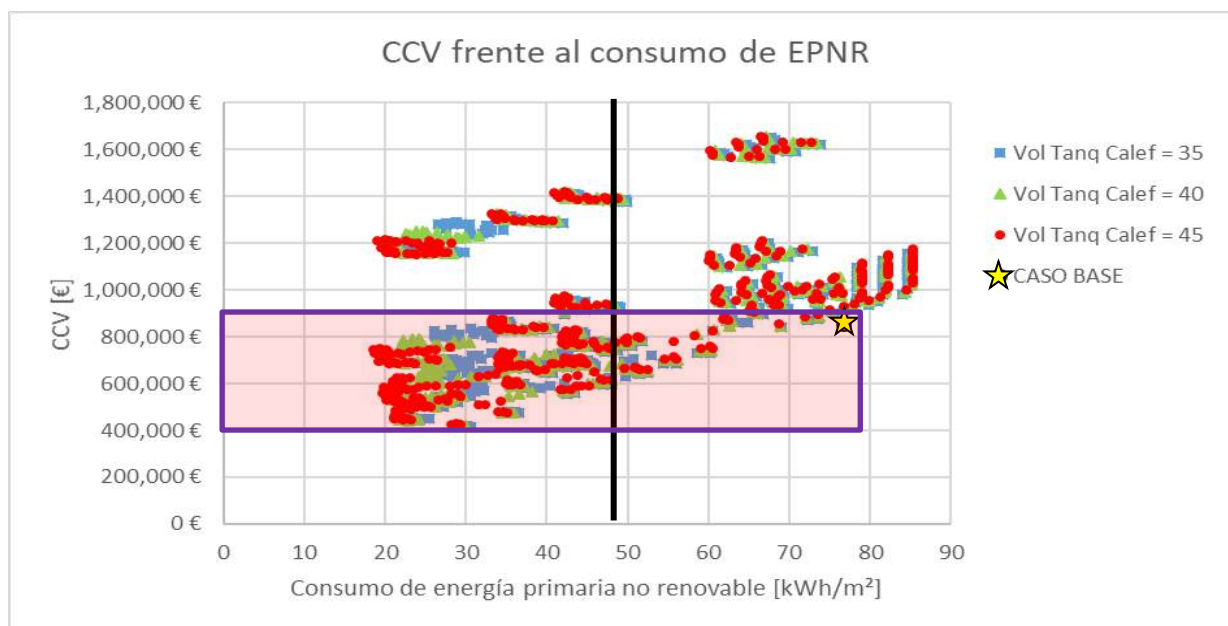


Figura 7-8. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos volúmenes del tanque principal de la red de alta, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable Fuente: Elaboración propia.

En la siguiente figura se va a relizar un zoom sobre la zona sombreada en la Figura 7-8, para una visualización más clara de los casos.

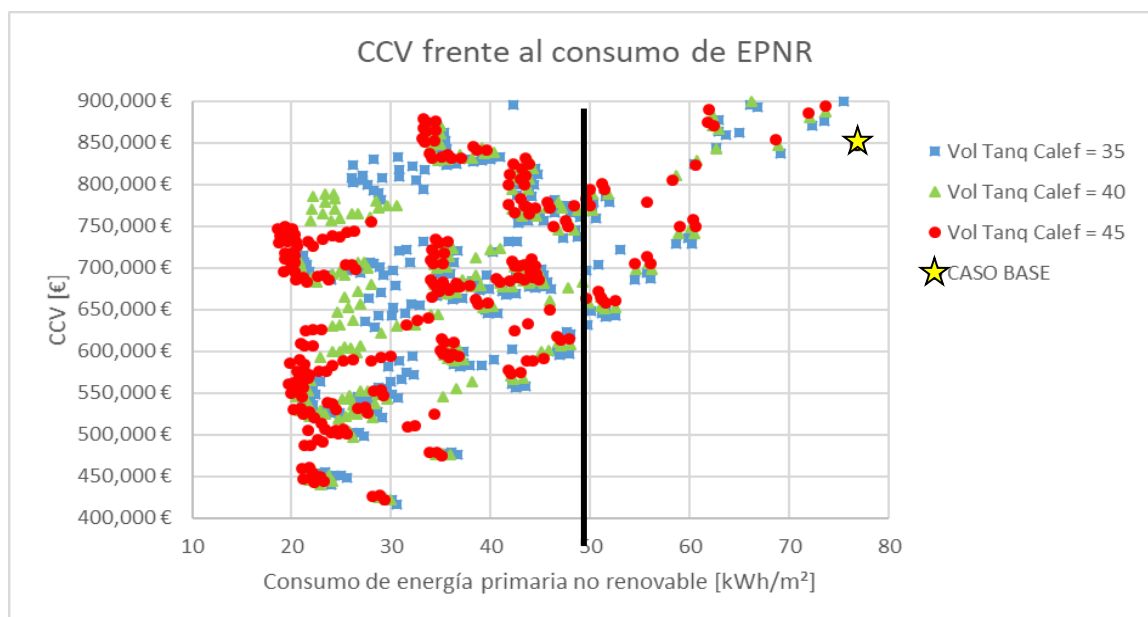


Figura 7-9. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-8. Fuente: Elaboración propia.

#### 7.2.4 Influencia del volumen del tanque de acumulación de la red de baja temperatura

Al observar la Figura 7-10 se puede apreciar que la influencia del volumen del tanque de refrigeración es similar a la del tanque principal de la red de alta, pero algo más pronunciada. Si de nuevo, se hace zoom en la zona donde se encuentran los casos óptimos, si se observa una tendencia algo más clara. A mayor volumen del tanque de refrigeración, se obtienen instalaciones con menor consumo y con menor CCV.

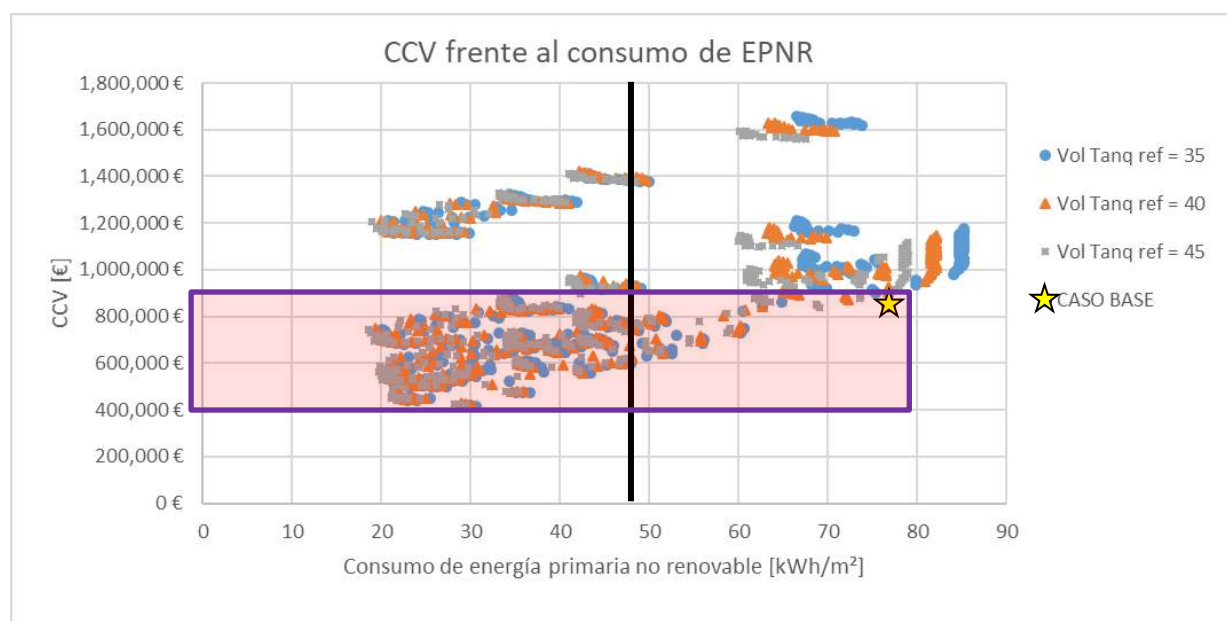


Figura 7-10. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos volúmenes del tanque de refrigeración, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable Fuente: Elaboración propia.

En la siguiente figura se va a relizar un zoom sobre la zona sombreada en la Figura 7-10, para una visualización más clara de los casos.

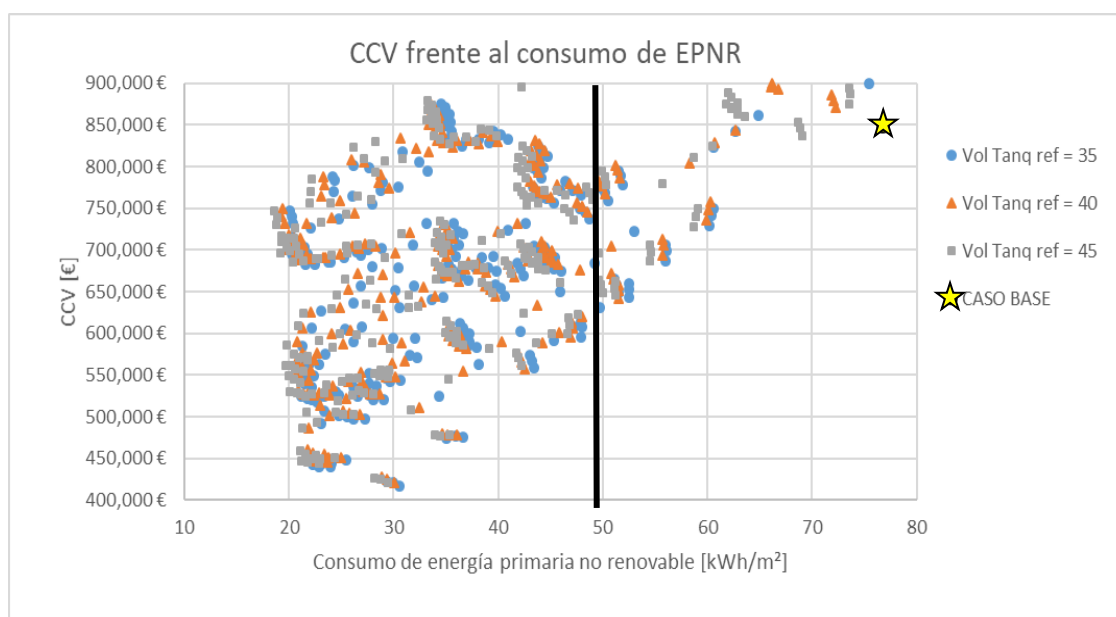


Figura 7-11. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-10. Fuente: Elaboración propia.

### 7.2.5 Influencia del volumen del tanque de colectores

Si se observa la Figura 7-13 se puede apreciar que en líneas generales todos los volúmenes del TAC probados presentan opciones para ser potencialmente viables. Aun así, los mejores casos en términos estrictamente económicos se dan para volúmenes de TAC relativamente pequeños. Aun así, en la Figura 7-13 se puede apreciar que a partir de un CCV de entre 500k€ y 550k€ comienzan a aparecer todos los volúmenes, hasta 60m<sup>3</sup>, pero debido a la ínfima diferencia que aportan en cuanto a ahorro de energía, dejan de ser soluciones interesantes.

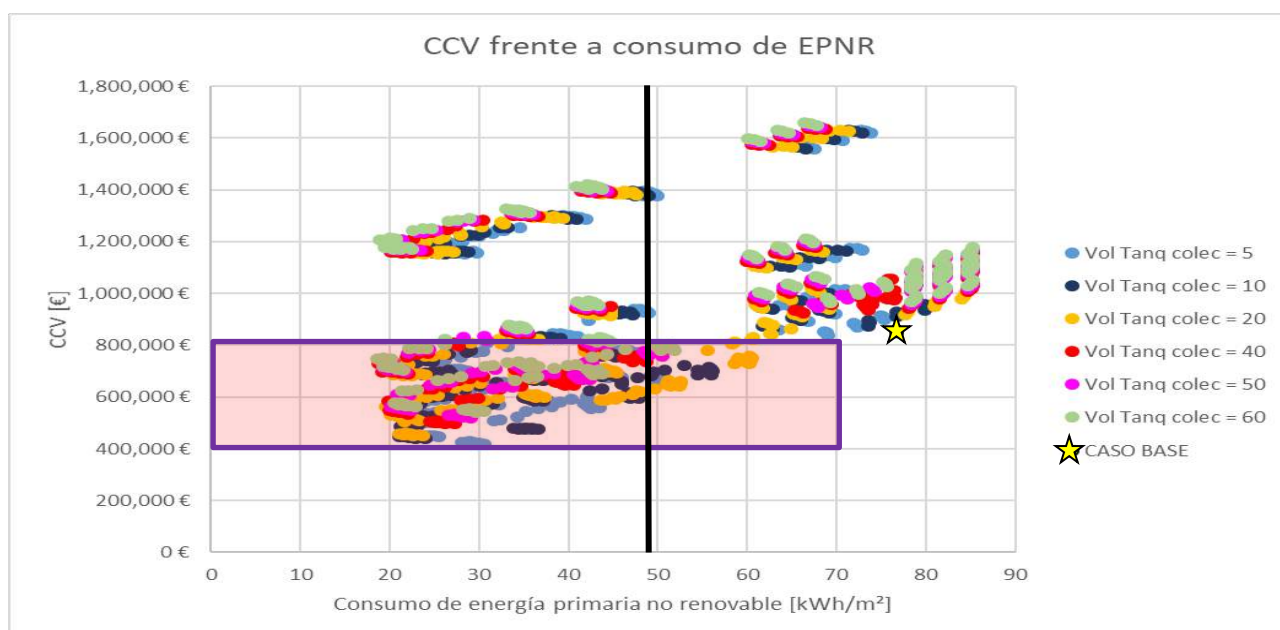


Figura 7-12. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos volúmenes del tanque de colectores, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable.

La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable *Fuente: Elaboración propia.*

En la siguiente figura se va a realizar un zoom sobre la zona sombreada en la Figura 7-12, para una visualización más clara de los casos.

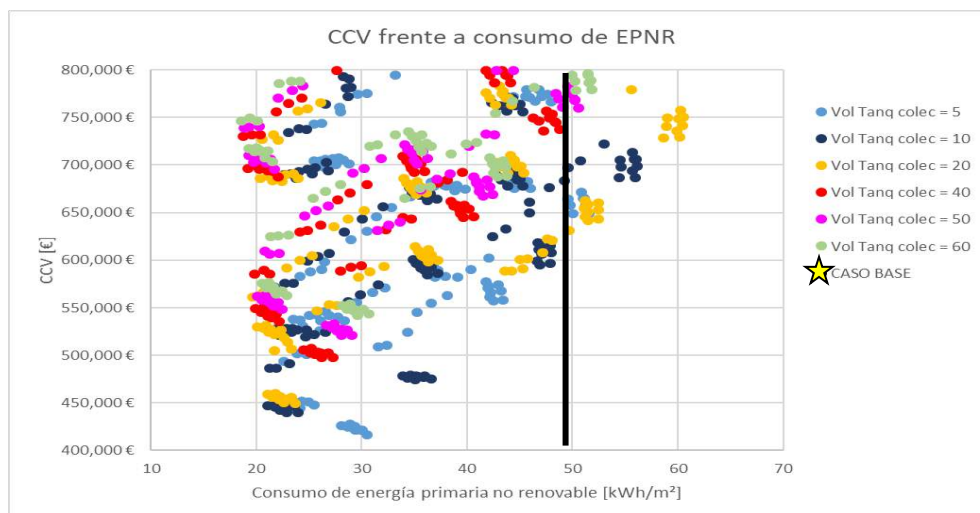


Figura 7-13. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-12. *Fuente: Elaboración propia.*

### 7.3 Cumplimiento de la normativa

En este apartado se va a contabilizar y analizar todos aquellos casos que cumplan con la normativa expuesta anteriormente. Como criterio adicional se ha tomado que el CCV del caso de análisis en cuestión sea menor que el CCV del caso base. De las 1350 combinaciones probadas, 681 casos tienen un CCV menor que el CCV del caso base, de estos un total de 613 casos cumplen además los límites de consumo, tanto el de energía primaria total como el de energía primaria no renovable.

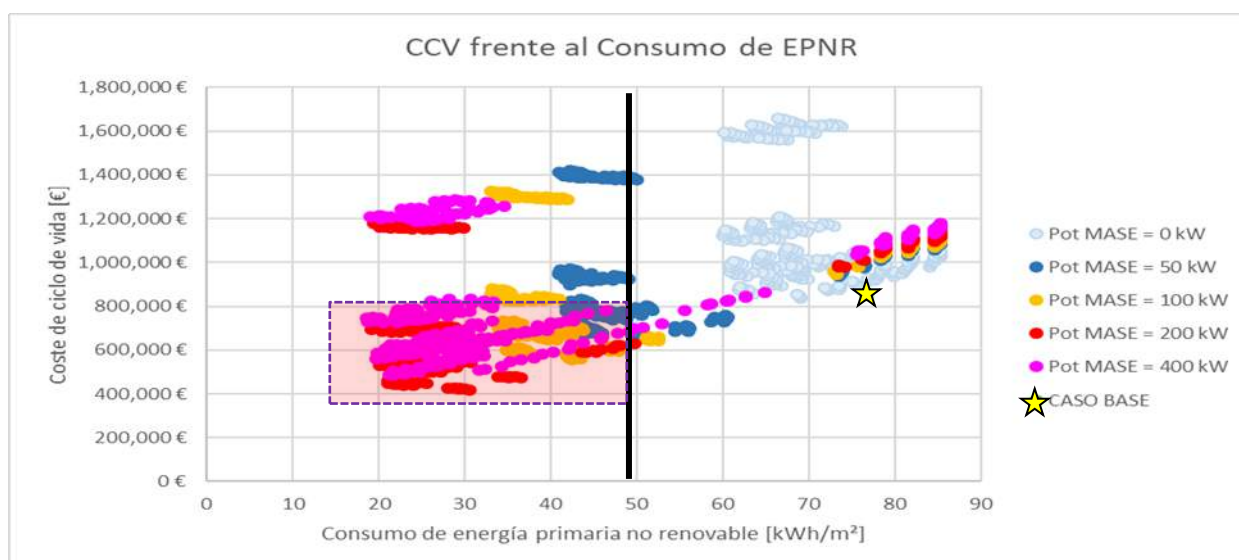


Figura 7-14. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable. La zona sombreada engloba los 613 casos que cumplen tanto el límite de consumo como la condición de tener un CCV menor que el del caso base. *Fuente: Elaboración propia.*

Nº colec	Tanto por ciento del total [%]	Vol. Tanq. Cal. [m³]	Tanto por ciento del total [%]	Vol. Tanq. Ref [m³]	Tanto por ciento del total [%]	Vol. Tanq. Colec. [m³]	Tanto por ciento del total [%]	Pot. MASE [kW]	Tanto por ciento del total [%]
10	16	35	33.5	35	33.2	5	20.1	50	19.8
50	31.7	40	33.5	40	33.3	10	19.8	100	24.5
100	31.7	45	33	45	33.5	20	19.7	200	27.8
200	20.6					40	14	400	27.9
500	0					50	13		
						60	13.4		
TOTAL	100		100		100		100		100

Tabla 7-5. Tanto por ciento sobre el total de 613 casos óptimos, para cada valor de los parámetros escogidos como variables de estudio. *Fuente: Elaboración propia.*

Si se observan los resultados obtenidos en la Tabla 7-5, se puede afirmar que, para la instalación dada, el número de colectores alcanza un óptimo en torno a 50 y 100, ya que de los 613 casos óptimos el 63% presenta dicha cantidad de paneles. Los tres volúmenes probados del TARAT obtienen aproximadamente un porcentaje equitativo. Lo mismo ocurre para el caso del volumen del TARBT. Aparecen todas las potencias de la MASE probadas, observándose un peso algo mayor para los casos simulados con una potencia nominal de 100, 200 y 400kW. En cuanto al volumen del tanque de colectores, se puede apreciar que hay un mayor número de casos con tanques pequeños.

## 7.4 Casos óptimos

A continuación, se va a realizar un estudio restringiendo aún más la condición para poder decir que un caso es óptimo, dado que de los 613 casos comentados en la Tabla 7-5, muchos de ellos tienen un CCV muy parecido al CCV del caso base. Se ha añadido como criterio adicional, que se consideren como casos realmente óptimos los que tengan un CCV un 10% superior respecto al caso con el CCV mínimo. El CCV mínimo corresponde al valor de 416,820€, de esta manera se obtienen 34 casos que entran en la horquilla del +10%, representados en las tablas 7-6, 7-7 y 7-8. Se puede apreciar que para estos 34 casos se obtiene un rango de consumo anual de energía primaria no renovable comprendido entre 30 y 21 kWh/m². Existe una tendencia clara, a medida que el consumo de energía es menor el CCV del caso en cuestión aumenta, por lo que sería interesante recapacitar y tomar decisiones no solo basándonos en el criterio estrictamente económico. En ocasiones ceder la balanza a favor de un menor consumo puede conllevar la asignación de subvenciones, lo que compensaría y seguramente con creces, ese sacrificio económico a priori.

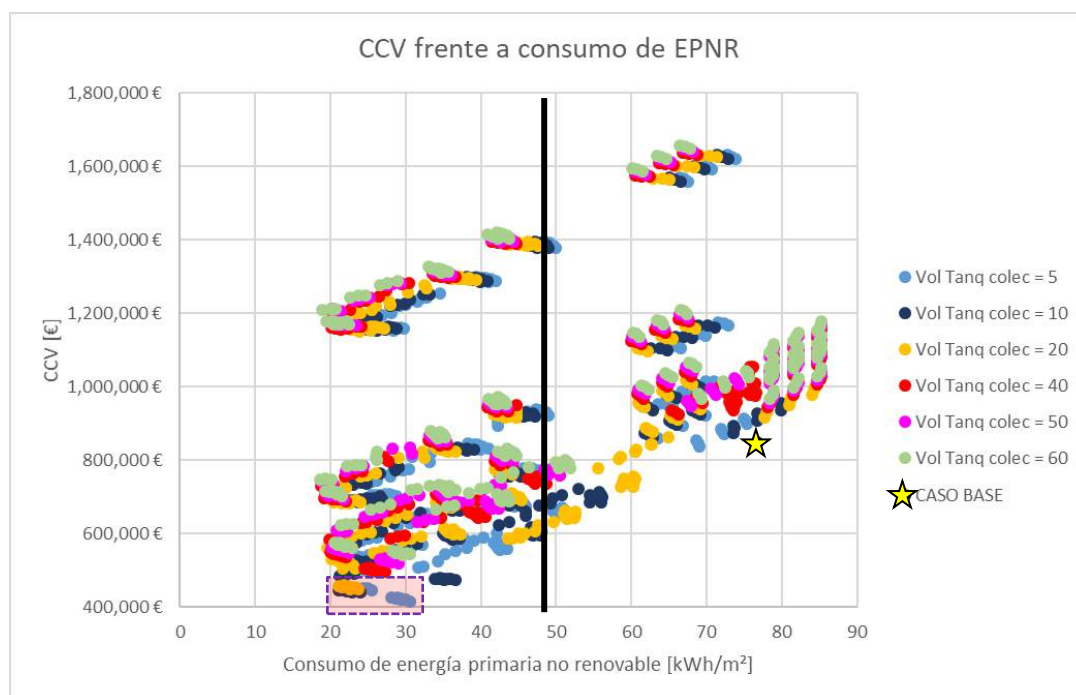


Figura 7-15. CCV de las 1350 combinaciones de instalaciones con refrigeración solar para distintos volúmenes del tanque de colectores, y del CCV de la instalación inicial, frente al consumo energía primaria no renovable. La línea negra marca el límite de consumo de energía primaria no renovable *Fuente: Elaboración propia.*

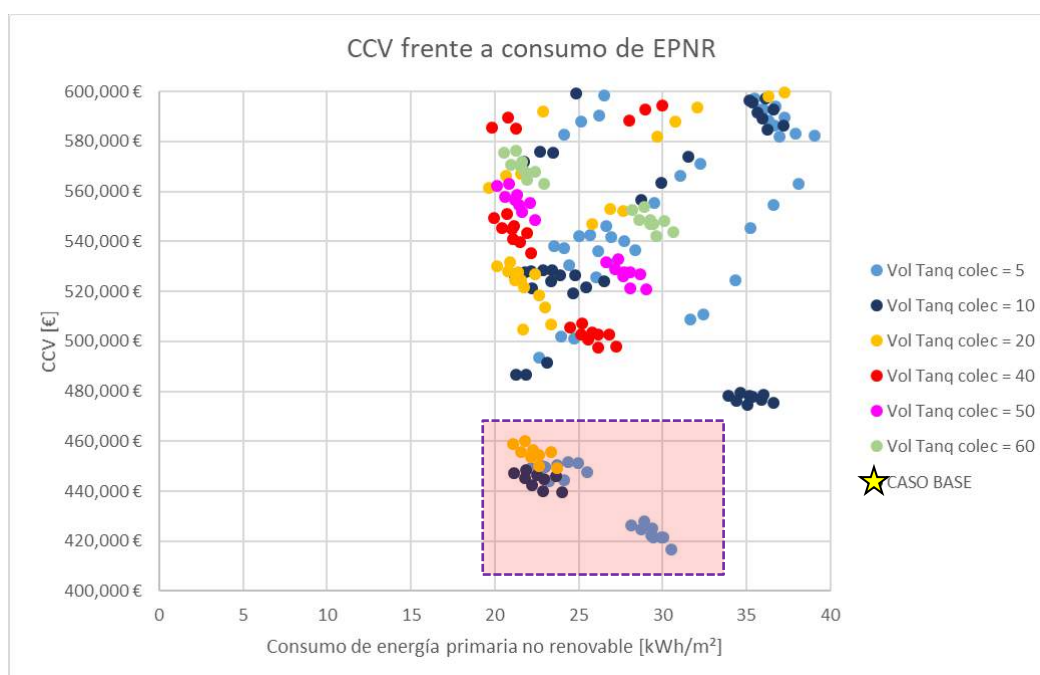


Figura 7-16. Zoom de la zona sombreada en rojo de la figura 7-14, correspondiente a los 34 casos óptimos. *Fuente: Elaboración propia.*

Nº colec	Tanto por ciento del total [%]	Vol. Tanq. Cal. [m³]	Tanto por ciento del total [%]	Vol. Tanq. Ref [m³]	Tanto por ciento del total [%]	Vol. Tanq. Colec. [m³]	Tanto por ciento del total [%]	Pot. MASE [kW]	Tanto por ciento del total [%]
10	26.4	35	35.3	35	35.3	5	52.9	50	0
50	73.6	40	35.3	40	32.3	10	26.4	100	0
100	0	45	29.4	45	32.4	20	20.7	200	100
200	0					40	0	400	0
500	0					50	0		
						60	0		
TOTAL	100		100		100		100		100

Tabla 7-6. Tanto por ciento sobre el total de los 34 casos óptimos, para cada valor de los parámetros escogidos como variables de estudio. *Fuente: Elaboración propia.*

Se puede apreciar en las tablas 7-6 y 7-7 y 7-8 que el 100% de los casos incluyen una MASE con una potencia nominal de 200 kW. El hecho de que no hayan alcanzado situaciones óptimas instalaciones con una MASE de mayor potencia, se debe al factor de carga parcial. De los 34 casos, los más económicos son los correspondientes a instalaciones con 10 paneles solares de tubo de vacío, mientras que las instalaciones con 50 captadores presentan mejores consumos de energía primaria no renovable. El hecho de que no aparezcan configuraciones con mayor número de paneles es debido al efecto de saturación del TAC y del TARAT, explicado en el apartado 6.5.2. de este documento, en definitiva, a partir de 50 paneles aumentar el área de captación no supone un ahorro mayor de energía, ya que la MASE opera el mismo número de veces y en las mismas condiciones, por lo que no se reduce el consumo de la enfriadora. El ahorro que se consigue en régimen de calefacción al aumentar el número de paneles no es tan significativo. Los 3 volúmenes tanto del TARAT como del TARBT siguen estando presentes de manera equitativa en los 34 casos. En cuanto al volumen del TAC, se puede apreciar que los tanques pequeños presentan mejores condiciones, con un peso aún mayor (50%) para el menor volumen probado en las simulaciones (5m³).



Casos óptimos	Nº paneles	Pot MASE [MW]	Vol. Tanq. Ref	Vol. Tanq. Colec	Vol. Tanq. Calef	Ahorro CCV <sub>30 años</sub> respecto al caso base [k€]	Ahorro respecto al caso base [%]	Consumo anual EPNR [kWh/m <sup>2</sup> ]	Ahorro consumo EPNR respecto al caso base [%]
1	50	200	45	10	45	400.8	47.2	21.1	73.1
2	50	200	45	20	40	392.5	46.2	21.5	72.6
3	50	200	45	10	40	403	47.5	21.79	72.3
4	50	200	40	10	45	399.8	47.1	21.8	72.2
5	50	200	45	5	45	398.8	47.0	22.1	71.9
6	50	200	35	20	45	394.3	46.5	22.1	71.8
7	50	200	35	10	45	405.6	47.8	22.3	71.7
8	50	200	40	20	40	391.6	46.1	22.2	71.7
9	50	200	40	10	40	401.7	47.3	22.5	71.4
10	50	200	45	20	35	393.7	46.4	22.6	71.2
11	50	200	35	20	40	398.2	46.9	22.6	71.2
12	50	200	40	5	45	397.9	46.9	22.4	70.9
13	50	200	35	10	40	408.1	48.1	22.8	70.9
14	50	200	45	10	35	403.3	47.5	22.9	70.9
15	50	200	45	5	40	398.5	46.9	23	70.7
16	50	200	35	5	45	404.1	47.6	23.2	70.5
17	50	200	40	20	35	392.4	46.2	23.3	70.3
18	50	200	40	10	35	402	47.4	23.6	69.9
19	50	200	35	20	35	399	47	23.7	69.9
20	50	200	40	5	40	397	46.8	23.7	69.8
21	50	200	35	10	35	408	48.1	23.9	69.5
22	50	200	35	5	40	403.6	47.5	24.1	69.3
23	50	200	45	5	35	396.5	46.7	24.3	69
24	50	200	40	5	35	396.8	46.7	24.9	68.3

Tabla 7-7. Parámetros característicos de los 34 casos óptimos. Fuente: Elaboración propia.

Casos óptimos	Nº panel es	Pot MASE [MW]	Vol. Tanq. Ref	Vol. Tanq. Colec	Vol. Tanq. Calef	Ahorro respecto al caso base [k€]	Ahorro respecto al caso base [%]	Consumo anual EPNR [kWh/m <sup>2</sup> ]	Ahorro consumo EPNR respecto al caso base [%]
25	50	200	35	5	35	400.5	47.2	25.5	67.6
26	10	200	45	5	45	421.9	49.7	28.1	64.2
27	10	200	45	5	40	423.5	49.9	28.7	63.5
28	10	200	40	5	45	420.1	49.5	28.9	63.3
29	10	200	35	5	45	425.6	50.1	29.3	62.7
30	10	200	40	5	40	423.0	49.8	29.3	62.6
31	10	200	45	5	35	426.6	50.3	29.4	62.6
32	10	200	35	5	40	426.8	50.3	29.9	61.9
33	10	200	40	5	35	426.7	50.3	30.1	61.8
34	10	200	35	5	35	431.3	50.8	30.5	61.2

Tabla 7-8. Parámetros característicos de los 34 casos óptimos. Fuente: *Elaboración propia.*

Se puede observar en las tablas 7-7 y 7-8 el considerable ahorro que tienen los 34 casos óptimos, llegando en los mejores casos al 50%. En otras palabras, la implementación de cualquiera de estas 34 soluciones, al cabo de 30 años, implicaría la reducción de presupuesto total a la mitad, en comparación con la instalación del caso base. En términos absolutos se refiere a la nada despreciable cantidad de 400.000€.

El ahorro de energía primaria no renovable que se puede llevar a conseguir con respecto a la instalación inicial alcanza el 73% en el mejor de los casos. El criterio energético marca más la diferencia entre las 34 opciones oscilando un 12% entre la mejor y la peor de estas. En términos absolutos el ahorro energético que supone el peor de las opciones es de 37.5 kWh/m<sup>2</sup>, llegando a reducirse el consumo de energía primaria no renovable hasta tres cuartos en la opción más óptima energéticamente.

# 8 CONCLUSIONES

## 8.1 Evaluación final

En este proyecto se ha desarrollado un estudio, tanto del diseño del conjunto de la instalación como del dimensionado de los equipos, con el fin de optimizar una instalación de climatización de un edificio de oficinas, con unas características determinadas y para un clima concreto, para satisfacer una demanda conjunta de calefacción y refrigeración.

Debido al respaldo que se le ha dado a los nuevos equipos instalados que componen la instalación con refrigeración solar, con los equipos convencionales previamente existentes, se han obtenido resultados más que aceptables en cuanto al número de horas de demanda cubiertas. Tras corroborar el correcto funcionamiento de la instalación se han analizado los resultados siguiendo principalmente un criterio económico muy fiable, sin dejar de lado consideraciones energéticas y respetando las limitaciones legales.

Se ha podido comprobar que la variación del volumen de los tanques de acumulación principal de ambas redes, (teniendo claro que esta variación es la correspondiente a  $10\text{m}^3$ , que es la diferencia entre los valores mínimos y máximos probados en las simulaciones) no son un parámetro clave que provoque grandes cambios en los resultados. Por lo tanto, si el espacio fuese un factor limitante, se podría elegir un tanque de  $35\text{m}^3$  en lugar de uno de  $45\text{m}^3$ , sin que ello afectase al rendimiento ni objetivos de la instalación. Por el contrario, el volumen del TAC sí es un factor determinante en el proyecto, se ha llegado a la conclusión a raíz de los resultados obtenidos, que los volúmenes relativamente pequeños responden mejor a las necesidades de la instalación, teniendo siempre en cuenta las características particulares de la instalación que se ha modelado en este proyecto.

Cabe destacar la evidencia de que la MASE opera con mayor eficacia cuando tiene potencias nominales altas. La fascinante cualidad de este dispositivo de, a grandes rasgos, ofrecer potencia frigorífica a cambio de extraer calor de un fluido, la convierte en un elemento clave que hace posible que se lleve a cabo esta solución energética. Debido a la avanzada tecnología de los tubos de vacío, ya comentada en el presente documento, se ha podido comprobar que no es necesario un gran número de colectores para poder obtener instalaciones viables. Sin embargo cabe mencionar que el precio algo elevado de esta tecnología haya influido en este comportamiento, lo cuál solo se podrá saber en los años venideros, cuando esta tecnología siga desarrollándose y en consecuencia disminuyan sus costes.

La instalación óptima que presenta la mejor solución económica incluye 10 paneles de colectores de tubos de vacío, una MASE con 200 kW de potencia frigorífica nominal, un TAC de  $5\text{m}^3$ , y  $35\text{m}^3$  de capacidad tanto para el TARAT como para el TARBT. Esta opción supone, durante los 30 años de vida útil de la instalación, un ahorro económico del 50.8% respecto al caso base, y un ahorro del 61.2% en términos de consumo de energía primaria no renovable. Aunque el caso más óptimo tenga 10 paneles, cabe destacar que casos con 50 paneles han resultado ser perfectamente viables, con CCV muy próximos al caso más óptimo y con mayores ahorros de energía.

## 8.2 Trabajos futuros

El presente proyecto ha considerado un edificio representativo, con una geometría y unos parámetros térmicos determinados, para un clima concreto. Como el diseño de la instalación se ha logrado modelar satisfactoriamente, y gracias a la posibilidad que ofrece TRNSYS para probar distintas configuraciones, sería interesante probar la instalación variando el clima, la envuelta térmica y/o la geometría del edificio.

En edificios donde el peso de la demanda de ACS sobre el consumo energético total fuese mayor, (el cual no es el caso del edificio contemplado en este proyecto) sería interesante incluir como objetivo a cumplir por la instalación, el cubrir la demanda de Agua Caliente Sanitaria. Debido a que el rango de temperaturas para esta red es relativamente baja (en torno a los  $60^\circ\text{C}$ ), sería muy probable que el aprovechamiento de los colectores fuese mayor, tanto en invierno como en verano, haciendo de esta inversión un hecho más eficiente.

### **8.3 Valoración personal**

El presente proyecto me ha hecho replantearme muchas dudas y cuestiones que surgieron a lo largo del estudio del grado en Ingeniería de la Energía, ayudándome a solucionarlas o a corroborarlas. También me ha hecho ver la inmensa cantidad de cuestiones que influyen en un proyecto de estas dimensiones, los problemas que pueden ir surgiendo por cualquier mínimo detalle, y la paciencia y esfuerzo que hay que dedicarle a un reto para que se pueda realizar.

## REFERENCIAS

Absorsistem 2018. *Historia del ciclo de absorción* [En línea] Available at: <https://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/principio-y-antecedentes-historicos-del-ciclo-de-refrigeracion-por-absorcion>

Absorsistem 2018. *Tecnología de Absorción* [En línea] Available at: <https://www.absorsistem.com/tecnologia>

Agencia Internacional de la Energía, 2018. *World Energy outlook 2018* [En línea] Available at: <https://www.iea.org/weo2018/>

BP, 2017. *Statistical Review of World Energy 2017* [En línea] Available at: <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy/oil.html>

Calor y Frío 2018. *¿Qué es una torre de refrigeración o enfriamiento? Funcionamiento y seguridad.* [En línea] Available at: <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/que-es-torre-de-refrigeracion-enfriamiento-funcionamiento-seguridad.html>

Calor y Frío 2018. *Acumuladores de Agua* [En línea] Available at: <https://www.caloryfrio.com/204-acumulador-de-agua-descripcion-funcionamiento.html>

Climo-Data 2018. *Clima Barcelona* [En línea] Available at: <https://es.climate-data.org/europe/espana/cataluna/barcelona-1564/>

Código Técnico de la Edificación 2019. *Documentos- Ahorro de Energía* [En línea] Available at: <https://www.codigotecnico.org/index.php/menu-ahorro-energia.html>

Icogen, 2018. *La Refrigeración en Ciclo de Absorción 2018* [En línea] Available at: <http://icogen-sa.com/inicio/areas-de-actividad.html?id=85>

David MacKay, TED, 2012. *Una vision realista de las energías renovables* [En línea] Available at: [https://www.ted.com/talks/david\\_mackay\\_a\\_reality\\_check\\_on\\_renewables?language=es](https://www.ted.com/talks/david_mackay_a_reality_check_on_renewables?language=es)

SOPELIA, 2017. *Colector de tubos de vacío 2017* [En línea] Available at: <http://www.energiasolar.lat/colector-solar-de-tubo-de-vacio/>

SunFields Europe, 2018. *Conceptos Fundamentales Sobre la Energía Solar 2018* [En línea] Available at: <https://www.sfe-solar.com/noticias/articulos/energia-fotovoltaica-radiacion-geometria-recorrido-optico-irradiancia-y-hsp/>

Universidad Benito Juárez, 2017. *¿En qué consiste el Alcance de un Proyecto?* [En línea] Available at: <https://www.ubjonline.mx/en-que-consiste-el-alcance-del-proyecto/>