



ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

Adriana-Clemencia Coca Ortegón

ADVERTIMENT. L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

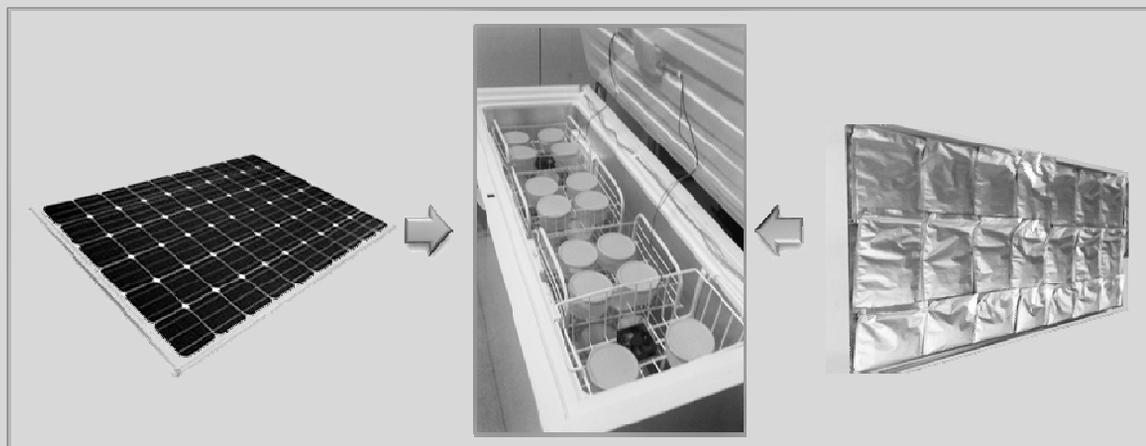
ADVERTENCIA. El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

WARNING. Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.



Estudio teórico-experimental de un refrigerador solar fotovoltaico con almacenamiento de frío mediante materiales de cambio de fase

ADRIANA-CLEMENCIA COCA ORTEGÓN



TESIS DOCTORAL
2019

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

Adriana- Clemencia Coca Ortegón

**ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL
DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO
CON ALMACENAMIENTO DE FRÍO
MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE**

TESIS DOCTORAL

**Dirigida por:
Prof. Dr. Alberto Coronas**

Departamento de Ingeniería Mecánica



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona, 2019

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón



UNIVERSITAT
ROVIRA i VIRGILI
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA
Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).
Av. Països Catalans 26. 43007 Tarragona (Spain)

El abajo firmante Dr. Alberto Coronas, Catedrático de Universidad del Área de Máquinas y Motores Térmicos del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona

HACECONSTAR:

Que el trabajo titulado: "ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE" presentado por la Sra. Adriana-Clemencia Coca Ortigón ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el CREVER - Grup de Recerca d'Enginyeria Tèrmica Aplicada del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili.

Que todos los resultados han sido obtenidos en las experiencias y trabajos realizados por dicha doctoranda.

Que la doctoranda cumple con los requisitos para poder optar a la Mención Internacional.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmo este documento.

A handwritten signature in blue ink, which appears to be 'Alonso', is written over a horizontal blue line.

Tarragona, 8 de Mayo 2019

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

*"A veces sentimos que lo que hacemos es tan
solo una gota en el mar, pero el mar sería menos
si le faltara una gota."*

Agnes Gonxha Bojaxhiu (1910-1997)

Que esta tesis sea una de esas gotas.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco al Dr. Alberto Coronas, quien fue mi director y tutor durante el desarrollo de esta tesis. Gracias por haberme dado la oportunidad de iniciar mi desarrollo en la investigación, por todo su apoyo y orientación, por acogerme en el grupo de investigación CREVER, y en especial, por contribuir a mi desarrollo integral como investigadora.

Asimismo, agradezco a la "Secretaría de Universidades e Investigación del Departamento de Empresa y Conocimiento de la Generalitat de Cataluña", la cual, a través de la Agencia de Gestión de Ayudas Universitarias y de Investigación (AGAUR), concedió la ayuda económica, cofinanciada con el Fondo Social Europeo (FSE), para mi contratación como Investigadora pre-doctoral, por parte de la Universitat Rovira i Virgili, durante el desarrollo de la Tesis.

Agradezco también a la Dra. Belén Zalba, profesora e investigadora de la Universidad de Zaragoza, por su orientación inicial, al comenzar el trabajo experimental de la Tesis. Su amplia experiencia y conocimiento del tema de almacenamiento energético térmico, además de ser invaluable, fueron para mí, una guía importante.

Gracias al Dr. Joachim Müller, por darme la oportunidad de realizar mi estancia pre-doctoral, en el grupo "Solar Milk Cooling", del "Institute Agricultural Engineering, Department of Agricultural Engineering in the Tropics and Subtropics", de la University of Hohenheim. Agradezco especialmente al Dr. Víctor Torres, quien coordina este grupo de investigación, y a la Ing. Ana Salvatierra, por su apoyo durante mi estancia, y por su opinión crítica y transversal.

Agradezco especialmente a los investigadores, con quienes tuve la oportunidad de trabajar en colaboración, para la elaboración de diferentes publicaciones durante mi formación pre-doctoral. En tal sentido debo mencionar nuevamente al Dr. Víctor Torres y al Dr. Joachim Müller de la Universitat de Hohenheim (Alemania), al Dr. Xavier Felipe, investigador del Instituto de Investigación en Tecnologías Agroalimentarias- IRTA (España), al Dr. Gabriel Merino, profesor de la Universidad de Concepción (Chile), al Dr. Juan Prieto, profesor asociado e investigador de Universitat Rovira i Virgili y a los investigadores pre-doctorales Antonio Atienza-Márquez y James Muyé, de la misma universidad.

Por su asesoría en el montaje experimental doy también un agradecimiento especial a Álvaro Castillo, pues su experiencia y apoyo fueron muy importantes para el desarrollo de la Tesis. Agradezco también al Ing. Isidre Renuncio, por facilitarme puntualmente algunos equipos para realizar mediciones.

Por su orientación en temas puntuales, deseo agradecer a los profesores, Dr. Joan Carles Bruno y Dr. Daniel Salavera. También agradezco a mis amigos y colegas, con los cuales tuve ocasión de discutir o consultar algunos temas específicos durante la elaboración de la tesis: Maycon Cesar Figueira, Yonhara García, Yaima Lazcano, Jenny Murillo, Germán Coca y Martha Escobar. Gracias también por saberme motivarme y animarme cuando más lo necesité.

Quiero agradecer también a mis compañeros del Grupo CREVER, del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Rovira i Virgili, con quienes he recorrido este camino de formación como investigadores: María Angélica, Andrés Felipe, Jaume, Miguel Ángel, Isabel, Paul e Hifni. A todos les deseo lo mejor en sus

carreras como investigadores. Gracias también a María José y a Samuel por el apoyo en todas las gestiones administrativas.

Gracias a mi familia, pues siempre es un aliciente, saber que puedo contar con ellos, gracias por apoyarme desde la lejanía. Gracias especialmente a mi madre, por sembrar en mí, la semilla de la curiosidad, el amor por aprender, e investigar. Como siempre, quiero agradecer también al sistema educativo público colombiano, por darme la formación base en ingeniería y formarme con tesón, fuerza, ética y perseverancia. Gracias a España y a Tarragona, por haberme acogido y darme la oportunidad de complementar mi formación en esta maravillosa ciudad, y finalmente doy gracias a "Dios", por acompañarme durante la elaboración de la tesis.

RESUMEN

Los refrigeradores solares son una solución útil para la conservación de alimentos y la gestión de la cadena de frío en aquellas regiones sin suministro de electricidad, o donde dicho suministro no tenga la suficiente fiabilidad. El costo de los módulos fotovoltaicos ha estado en descenso durante los últimos 30 años, por lo cual, los refrigeradores accionados mediante energía fotovoltaica, son actualmente una solución viable para en estas regiones.

Los sistemas fotovoltaicos, que accionan estos refrigeradores, normalmente utilizan como opción de almacenamiento energético, baterías eléctricas basadas en plomo-ácido, para cubrir el desfase entre la producción fotovoltaica y la demanda de potencia eléctrica, debido a la naturaleza intermitente del recurso solar y la demanda de potencia eléctrica. La ventaja principal de esta tecnología es el menor coste de inversión inicial; no obstante, su vida útil es corta, algunos modelos requieren mayor mantenimiento, y además, típicamente usan como electrolito, materiales tóxicos, potencialmente peligrosos para el medio ambiente. Una alternativa de solución para almacenar energía en los refrigeradores solares consiste en el almacenamiento térmico de frío mediante materiales de cambio de fase (PCM), hechos de sustancias inocuas, e integrados en los refrigeradores.

De esta manera, la presente tesis se centra en el estudio teórico-experimental, de un refrigerador solar fotovoltaico, con almacenamiento térmico latente, de frío, mediante materiales de cambio de fase, con el fin de aumentar la autonomía del refrigerador, mejorar su integración con el sistema fotovoltaico y reducir el tamaño de las baterías eléctricas.

El refrigerador solar seleccionado para el desarrollo de la tesis fue un refrigerador/congelador horizontal de 349 litros de capacidad, que usa un ciclo frigorífico simple de compresión mecánica de vapor, con refrigerante R134a, equipado con un compresor alternativo de pistón, hermético, con un volumen de desplazamiento de 2 cm³, y provisto de un motor de corriente continua, con una unidad electrónica de control, para la regulación de la velocidad de giro del motor. La integración del PCM se realizó, disponiendo un panel de PCM, en contacto con el evaporador de pared, cubriendo las paredes internas de la celda o cabina refrigerada.

Para estudiar los efectos del panel de PCM en el refrigerador, fue implementado un modelado teórico, el cual incluye el sistema fotovoltaico, el sistema de refrigeración, el panel de PCM y la celda refrigerada. El modelo del refrigerador con el panel de PCM integrado, fue validado mediante un ensayo experimental del refrigerador, realizado según la norma EN 62552, dentro de una cámara climática, bajo condiciones ambiente y de suministro eléctrico estables. El PCM utilizado durante el ensayo fue de tipo orgánico, basado en mezcla de parafinas, con una temperatura media de cambio de fase de 5°C, y utilizando un espesor 8mm para el panel del PCM. El producto a preservar fue simulado utilizando agua. Las desviaciones entre los resultados experimentales y los valores calculados con el modelo fueron del 5.7%, 1.9% y 7.4% para la temperatura media del producto, la potencia eléctrica consumida, y la temperatura del PCM en la zona media del refrigerador respectivamente.

La producción del sistema fotovoltaico fue simulada, utilizando el modelo de 5 parámetros, tradicionalmente utilizado en estos sistemas. Para el sistema de refrigeración se utiliza un modelo con un ciclo simple de compresión mecánica, que incorpora las curvas de comportamiento del compresor, proporcionadas por el fabricante de acuerdo a la norma EN-12900. Finalmente, para la celda refrigerada se realiza un balance de energía, teniendo en cuenta la transferencia de calor entre el panel del PCM y el aire interior del refrigerador, así como los componentes de la carga térmica según los estándares de ASHRAE.

En relación a la transferencia de calor en el PCM, se utiliza un modelo de transferencia de calor por conducción unidimensional; en el cual no se considera la transferencia de calor por convección. Este procedimiento ha sido aplicado en estudios previos en relación con el uso de PCMs en contacto con el evaporador, en refrigeradores domésticos, proporcionando resultados de precisión adecuada. Para resolver las ecuaciones diferenciales del modelo, se utiliza el método de diferencias finitas, realizando la discretización correspondiente según el método explícito.

El modelo, finalmente implementado en Matlab, permite variar diferentes parámetros, incluyendo el espesor del panel de PCM, el espesor del aislamiento del refrigerador, la tasa de renovación de aire y la velocidad del compresor. Se incluyen también diferentes PCMs: agua destilada, y 3 PCMs basados en mezclas de parafinas, con temperaturas medias de cambio de fase de 3, 5, y 9°C.

Utilizando el modelo desarrollado, se llevó a cabo en primer lugar, un estudio paramétrico del sistema bajo condiciones ambiente estables, con el fin de analizar los efectos del espesor del panel del PCM sobre el funcionamiento del refrigerador. Las simulaciones se realizaron considerando dos temperaturas de consigna interior (5 y 11°C), y para dos valores de temperatura ambiente (25°C y 30°C). Complementariamente se analizaron los efectos de otras variables relevantes del sistema, incluyendo, el espesor del aislamiento del refrigerador, la tasa de renovación de aire y la velocidad del motor del compresor.

Los resultados del análisis paramétrico permiten pre-seleccionar el espesor del panel de PCM, para usarlo en un emplazamiento determinado, considerando como referencia la temperatura ambiente media. No obstante, la simulación bajo condiciones ambiente dinámicas, confirmará si el espesor seleccionado, es adecuado para la aplicación analizada.

Finalmente se ha realizado una simulación dinámica del sistema, para tres emplazamientos tropicales, en Kenia, Cuba y Bangladesh, considerando una temperatura de preservación de producto de 11°C. Los resultados muestran que el refrigerador puede operar libre de batería, utilizando espesores para el panel de PCM de 8 mm, 12 mm y 12 mm respectivamente. No obstante, durante el año, hay días puntuales en los cuales la radiación solar es particularmente baja, por lo que existe el riesgo de que la temperatura de preservación del producto supere puntualmente la temperatura máxima deseada en estos días puntuales. Para solventar este riesgo, una solución consiste en incrementar el área de captación fotovoltaica. Otra solución consiste en utilizar pequeñas baterías eléctricas, como almacenamiento energético de respaldo, cuya carga puede realizarse con la energía de baja potencia producida por el sistema fotovoltaico. En ambos casos, el análisis económico indica que el uso del refrigerador solar con almacenamiento térmico mediante PCMs, resulta económicamente competitivo, para los emplazamientos en países como Kenia. En este caso el coste anual del sistema fotovoltaico y de almacenamiento de energía, del refrigerador con PCMs, resulta entre un 10.0% y 12.1% más bajo, que el coste de estos mismos sistemas, para el refrigerador sin PCMs.

ABSTRACT

Solar refrigerators are a useful solution for food preservation and manage the cold chain for regions where there is no electricity supply or with frequent power outages. Since the cost of photovoltaic modules has decreased over the past 30 years, refrigerators driven by photovoltaic energy are currently a viable alternative solution for such regions.

Photovoltaic systems usually store energy by using electrical lead-acid batteries in order to manage the mismatch between photovoltaic supply and power demand, and due to intermittent nature of the solar resource. The main advantage of this technology is its lower investment cost. However, they have a short lifespan, some types of batteries require more maintenance, and they usually have a toxic electrolyte, which is potentially hazardous to the environment. One alternative solution for solar-powered refrigerators is to store cold using phase change materials (PCM), made of innocuous substances that are integrated into the refrigerators.

The present thesis, then, focuses on the theoretical and experimental study of a photovoltaic solar refrigerator, with latent thermal cold storage, through the use of phase-change materials. The purpose of this thermal energy storage is to increase the refrigerator autonomy, improve its integration with the photovoltaic system, and reduce the size of the electrical batteries required.

The solar refrigerator selected for the present investigation and thesis was a 349-liter horizontal refrigerator/freezer that uses a single-stage mechanical vapor compression refrigeration cycle, with R134a refrigerant, equipped with a hermetic reciprocating piston compressor. The compressor has a displacement volume of 2 cm³, and a direct current motor with an electronic control unit for speed regulation. The PCM integration was performed with a PCM slab located in contact with the evaporator wall, covering all internal walls of the refrigeration cell.

In order to study the effects of the PCM slab on refrigerator performance, a theoretical model was developed, which include the photovoltaic system, the refrigeration system, the PCM slab, and the refrigerated cell. The refrigerator model, with the PCM slab, was validated by testing the refrigerator, inside of a climatic room, in accordance with EN 62552 norm, under stable ambient conditions and electrical energy supply. The PCM used during the test was based on a paraffin mixture, with an average phase-change temperature of 5°C, and a PCM slab thickness of 8 mm. The product to be preserved was simulated by using water. Deviations between the experimental and model simulation results were 5.7%, 1.9%, and 7.4%, for the average product temperature, the electrical power consumption, and the middle PCM temperature, respectively.

The photovoltaic system power production was simulated using the 5-parameter model, which is traditionally utilized in such type of systems. In the refrigeration system model, the compressor performance curves provided by the manufacturer according to EN-12900 norm were incorporated into the simple mechanical vapor compression cycle model. Finally, inside the refrigerated cell, an energy balance equation is used, which includes the heat transfer rate between the PCM slab and the air inside the refrigerated cell, and the thermal load components according to the ASHRAE standards.

Regarding PCM heat transfer, a one-dimensional conduction heat-transfer model was used, in which the heat transfer by convection was not considered. This procedure has been applied in previous studies related to the use of PCMs that are in contact with evaporators in domestic refrigerators and has provided adequate accuracy.

In order to solve the model's differential equations, the finite differences method was applied in which the corresponding discretization was carried out according to the explicit method.

The model, which was implemented in Matlab, permits variation in different parameters, which include PCM slab thickness, the insulation thickness of the refrigerator, the air exchange rate, and the compressor motor speed. It also includes different PCMs: distilled water, and three paraffin mixture-based PCMs, with average phase-change temperatures of 3, 5, and 9°C.

Using the implemented model, a parametric study of the system was carried out, under stable ambient conditions, in order to analyze the effects of PCM slab thickness on the refrigerator performance. The simulations were conducted for two interior setting temperatures (5 and 11°C), and for two ambient temperature values (25 and 30°C). Additionally, the effects of other relevant system variables were analyzed, including the insulation thickness of the refrigerator, the air exchange rate, and compressor motor speed.

The results of the parametric analysis allow preselecting the PCM slab thickness, for using the refrigerator in a specific location, considering as a reference to the ambient temperature of the selected location. However, the simulation under dynamic ambient conditions should confirm if the selected thickness is adequate for the analyzed application.

Finally, a dynamic system simulation was performed for three tropical locations: Kenya, Cuba, and Bangladesh, for a product preservation temperature of 11°C. The results show that the refrigerator can run without electrical batteries, with a PCM slab thickness of 8mm, 12mm, and 12mm respectively. However, throughout the year, there are specific days, on which solar radiation is particularly low, and so, on these days, there is a risk that the product temperature may occasionally surpass the maximum desired temperature. In order to overcome this risk, one solution is to increase the photovoltaic field area. Another solution is to use small electrical batteries, as backup energy storage, which can be charged with the low-power energy produced by the photovoltaic system. In either case, the economic analysis indicates that use of solar refrigerators, with thermal storage by using PCMs, is economically competitive for locations in countries like Kenya. In this case, the annual cost of the photovoltaic system and energy storage, for the refrigerator with PCMs, is between 10.0% and 12.1% lower, than the cost of these same systems for the refrigerator without PCMs.

CONTRIBUCIONES DEL AUTOR

PUBLICACIONES EN REVISTAS CIENTÍFICAS

- **A. Coca-Ortegón**, J. Prieto, V. Torres-Toledo, A. Coronas. Dynamic simulation of a solar powered refrigerator, with phase change materials as energy storage, for dairy applications in tropical countries. *International Journal of Refrigeration*. In Preparation
- **A. Coca-Ortegón**, J. Prieto, A. Coronas, Modelling and dynamic simulation of a hybrid liquid desiccant system regenerated with solar energy, *Applied Thermal Engineering*. 97 (2016) 109–117. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.10.149.

COMUNICACIONES EN CONGRESOS

- **A. Coca-Ortegón**, J. Prieto, A. Coronas, Sizing of thermal energy storage with change materials for a battery-free solar-powered refrigerator, in: ICR 2019 - 25th IIR International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Montreal, Canada, 2019: Aug 24-30. (Oral presentation). doi:10.18462/iir.icr.2019.1663. Accepted.
- **A. Coca-Ortegón**, V. Torres-Toledo, J. Müller, A. Coronas, Modelling and Simulation of a PV Driven Refrigerator with Phase-Change Materials in the Internal Walls, in: Proc. EuroSun 2018, ISES - International Solar Energy Society, Rapperswill, Switzerland, 2018, Sept 10-13: pp. 1–12. (Oral presentation). doi:10.18086/eurosun2018.04.23.
- **A. Coca-Ortegón**, V. Torres-Toledo, J. Müller, A. Coronas, Assessment of a Solar Powered Refrigerator Equipped with Thermal Storage for a Dairy Application, in: Proc. Sol. World Conf. SWC 2017 /Solar Heat. Cool. Build. Ind. SHC 2017, ISES - International Solar Energy Society, Abu Dhabi, UAE, 2017, Oct 29 - Nov 2 : pp. 1–12. (Oral presentation). doi:10.18086/swc.2017.28.02.
- **A. Coca-Ortegón**, V. Torres-Toledo, J. Müller, A. Coronas, Evaluación de las prestaciones de un refrigerador horizontal de corriente continua, con almacenamiento térmico, para el procesamiento de quesos a pequeña escala, in: 10º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica. 10 CNIT, Universitat de Lleida - GREA, Lleida, Spain, 2017, Jun 28-30: pp. 332–332. (Oral presentation).
- **A. Coca-Ortegón**, A. Atienza-Márquez, J. Gontupil, F. Salazar, G. Merino, A. Coronas, Energy and economic analysis of an On-grid PV/T system in a dairy farm in Chile, in: IX Conferencia Internacional de Energía Renovable, Ahorro de Energía y Educación Energética. CIER 2017, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables (CETER), La Habana, Cuba, 2017, May 31 - Jun 2. (Oral presentation). ISBN: 978-959-7113-52-2.
- J. Muye, **A. Coca-Ortegón**, J. Gontupil, F. Salazar, G. Merino, A. Coronas, A biogas driven trigeneration system with a combined absorption power and cooling cycle – A feasibility study for a dairy application, in: Int. Conf. Polygeneration 2017 - ICP 2017, Instituto de Energías Renovables UNAM, Cuernavaca, México, 2017, May 23-26. ISBN: 978-84-697-3376-9.

- **A. Coca-Ortegón**, J. Prieto, X. Felipe, A. Coronas, Evaluación de estrategias para minimizar las emisiones de CO₂ de un sistema solar de refrigeración y producción de calor en industria láctea de pequeño tamaño., in: VI Ibero-American Congress of Refrigeration Sciences and Technologies. CITEF 2016. SECYTEF - ADAI, Coimbra, Portugal, 2016, May 3-6. (Oral presentation). ISBN: 978-989-99080-4-8.
- **A. Coca-Ortegón**, X. Felipe, J. Prieto, A. Coronas, Energy analysis of a solar system for heating and refrigeration in a dairy industrial application., in: Revue des Energies Renouvelables. International Conférence en Clean Cooling Technologies in MENA Regions. ICT3 MENA 2015, Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES), Bou Ismail, Argelia, 2015, Oct 5-6. (Oral presentation). ISSN: 1112-2242.

MOVILIDAD / INTERNSHIP

Movilidad a Universität Hohenheim, Stuttgart (Alemania)

Tutor / Advisor:	Prof. Joaquim Müller
Cargo / Position:	Director del "Institute Agricultural Engineering, Department of Agricultural Engineering in the Tropics and Subtropics"
Periodo / Períod:	01/03/2018 - 31/05/2018
Grupo de Investigación / Research Group:	Equipo de Refrigeración Solar, perteneciente al "Tropics and Subtropics Group".
Beca/Grant:	2016 FI B00181, de la Agencia de Gestión de Ayudas Universitarias y de Investigación (AGAUR). Ayudas para actividades y estancias formativas FI 2017
Actividades/ Activities:	<ul style="list-style-type: none">- Participación en seminarios y en los proyectos internacionales desarrollados por el grupo de Refrigeración Solar en Kenia y Colombia.- Participación en el análisis de los resultados de los proyectos implementados, para definir los modelos de negocio y transferencia de tecnología apropiados para los proyectos de refrigeración solar.- Participación en el Módulo "4903-470 del Master in Bio-economics" para la formación conceptual en la evaluación y gestión de proyectos.

PARTICIPACIÓN EN PROYECTOS

- Participación en proyecto de colaboración solidario, para la incorporación de PCMs a un refrigerador, para un proceso de elaboración de quesos en Kenia.

Título de proyecto:	Desarrollo de una cámara de refrigeración con almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase (PCM) para maduración de quesos producidos a muy pequeña escala, alimentada por un fotovoltaico optimizado para zonas no conectadas de Kenia.
Periodo:	01/10/2016 - 30/09/2018

Entidades	Universidad Rovira i Virgili, con la colaboración de la URV Solidaria
Participantes:	Universidad de Hohenheim, con el soporte de GIZ Agencia de Cooperación Alemana.
Actividades/	Realización de simulaciones y ensayos para incorporar materiales de cambio de fase en un refrigerador para su uso en la maduración de quesos a pequeña escala en Kenia.

- Participación en proyecto de colaboración solidario, para el diseño de un sistema solar para la pasteurización y enfriamiento de la leche en una planta de pequeño tamaño en Túnez.

Título de proyecto:	Análisis técnico - económico de sistemas de refrigeración y tratamiento térmico con energía solar, aplicados a la producción de leche de granjas de pequeño tamaño y su posterior tratamiento en un centro de acopio cooperativo y pequeña planta de procesamiento tipo, ubicados en una zona rural de Túnez.
Periodo:	01/07/2015 - 30/06/2016
Entidades	Universidad Rovira i Virgili, con la colaboración de la URV Solidaria
Participantes:	Universidad de Hohenheim, con el soporte de ICARDA, International Centre for Agricultural Research in the Dry Areas.
Actividades/	Dimensionamiento y simulación de un sistema solar térmico y fotovoltaico para la pasteurización y refrigeración de la leche en una planta de pequeño tamaño, con una capacidad de procesamiento diaria de 5000 litros. (Herramienta de simulación: TRNSYS)

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

LISTA DE TABLAS

Tabla 1-1. Emisiones directas típicas de diferentes equipos de refrigeración usados en la cadena de frío	5
Tabla 1-2. Irradiación solar global media diaria en países con mayores deficiencias de suministro eléctrico....	8
Tabla 1-3. Clasificación de los refrigeradores solares	10
Tabla 1-4. Modelos comunes de equipos de refrigeración en refrigeración doméstica	12
Tabla 1-5. Equipos de refrigeración termoeléctricos fabricados por Dometic.....	15
Tabla 1-6. Eficiencia de células y módulos fotovoltaicos de diferentes tecnologías	25
Tabla 1-7. Tecnologías de Colectores Solares Térmicos.....	26
Tabla 2-1. Características deseables de los PCMs	46
Tabla 2-2. Categorías de etiquetado de los PCM según el número de ciclos que soporta	47
Tabla 2-3. Principales ventajas e inconvenientes de los PCMs orgánicos e inorgánicos.....	52
Tabla 2-4. PCMs disponibles comercialmente con temperaturas de cambio de fase entre -25 y 15°C	54
Tabla 2-5. Opciones de integración pasiva de PCMs en refrigeradores y congeladores en estudios previos..	64
Tabla 2-6. Opciones de integración de PCMs en refrigeradores y congeladores en estudios previos.....	65
Tabla 2-7. Incremento del COP del sistema con PCM respecto al sistema sin PCM	67
Tabla 3-1. Propiedades Termo-físicas principales de los PCMs incluidos en el Modelo.....	85
Tabla 3-2. Características principales de los componentes del sub-sistema de refrigeración.....	88
Tabla 3-3. Correlaciones utilizadas en el evaporador y el condensador.....	91
Tabla 3-4. Valores de parámetros considerados en los modelos de baterías eléctricas y regulador de carga	97
Tabla 3-5. Indicadores relacionados con el Tiempo de Ciclo del refrigerador	100
Tabla 3-6. Indicadores complementarios para evaluar la producción del sistema fotovoltaico y el desempeño del sistema.....	101
Tabla 4-1. Masa de PCM RT5HC encapsulado en bolsas de PE, utilizada en el ensayo experimental.....	109
Tabla 4-2. Masa de PCM de bajo coste, encapsulado en PE-LD utilizada en el ensayo experimental	110
Tabla 4-3. Resumen de sensores utilizados en el ensayo experimental	111
Tabla 4-4. Puntos medida de temperatura, en la pared externa del tubo frigorífico	112
Tabla 4-5. Temperaturas en PCMs al alcanzar la temperatura de consigna para el refrigerador con PCMs de bajo coste	114
Tabla 4-6. Temperaturas de inicio de la cristalización, cambio de fase y sub-enfriamiento para el refrigerador con PCMs de bajo coste.....	115
Tabla 4-7. Tiempo de ciclo y tiempo de elevación de la temperatura.....	117
Tabla 4-8. Coeficiente de operación del sistema (COP_{sys})	118
Tabla 4-9. Temperaturas de pared media en distintos puntos del circuito frigorífico.....	120
Tabla 4-10. Condiciones del ensayo experimental usadas en la validación del Modelo	121
Tabla.5-1. Condiciones y parámetros base de simulación	127
Tabla.5-2. Influencia de la velocidad del compresor en diferentes indicadores del sistema.....	136

Tabla 5-3. Resultados simulaciones para temperatura de consigna interior 11°C, para el RT9.....	137
Tabla 5-4. Resultados simulaciones para temperatura de consigna interior 5°C, para el RT5HC.....	143
Tabla 5-5. Desfase entre la producción fotovoltaica y la demanda de potencia eléctrica para diferentes espesores del PCM.....	144
Tabla 6-1. Condiciones de operación del refrigerador y parámetros base de simulación.....	152
Tabla 6-2. Características técnicas de los módulos fotovoltaicos considerados en el estudio.....	154
Tabla 6-3. Parámetros utilizados en el modelo del módulo fotovoltaico.....	155
Tabla 6-4. Producción media fotovoltaica anual para diferentes orientaciones e inclinaciones.....	155
Tabla 6-5. Meses seleccionados para realizar el análisis.....	157
Tabla 6-6. Resumen carga térmica para un día de mantenimiento en las localidades analizadas.....	158
Tabla 6-7. Capacidad de Almacenamiento térmico para diferentes espesores del PCM.....	158
Tabla 6-8. Ratio carga térmica / capacidad de almacenamiento térmico panel PCM.....	159
Tabla 6-9. Resumen demanda de energía eléctrica base demandada para los emplazamientos analizados.....	159
Tabla 6-10. Resumen producción fotovoltaica y pre-selección de módulo fotovoltaico.....	160
Tabla 6-11. Resumen indicadores de producción fotovoltaica y funcionamiento del sistema.....	165
Tabla 6-12. Datos básicos del Refrigerador con y sin PCMs consideradas en el análisis económico.....	167
Tabla 6-13. Comparación de costes sistema fotovoltaico del Refrigerador sin PCMs y el Refrigerador con PCMs y baterías eléctricas de menor tamaño.....	169

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1-1. Etapas en la gestión de la cadena de frío sector agroalimentario.....	3
Fig. 1-2. Evolución de la población mundial y del porcentaje de población con acceso a la electricidad.....	6
Fig. 1-3. Distribución de la población sin acceso a la electricidad por países.....	6
Fig. 1-4. Países con mayor número de cortes de electricidad por mes.....	7
Fig. 1-5. Mapa mundial de irradiación solar directa anual y media diaria.....	8
Fig.1-6. Tecnologías de producción de frío, con la radiación solar como fuente de energía primaria.....	9
Fig. 1-7. Esquema ciclo CMV accionado mediante sistema fotovoltaico.....	11
Fig. 1-8. Modelos de refrigeradores / congeladores solares CMV de uso más extendido.....	12
Fig. 1-9. Esquema elemento Peltier y módulo Peltier.....	14
Fig. 1-10. Esquema de funcionamiento de un módulo Peltier mediante sistema fotovoltaico.....	15
Fig. 1-11. Esquemas sistemas de refrigeración solar por absorción simple efecto, continuo e intermitente....	16
Fig. 1-12. Refrigerador intermitente basado en el ciclo de absorción.....	17
Fig. 1-13. Esquema refrigerador basado sistema absorción-difusión (DAR).....	18
Fig. 1-14. Esquema de ciclo de refrigeración por adsorción con dos unidades de adsorción/desorción.....	20
Fig. 1-15. Esquema de refrigerador solar por adsorción y detalle del colector solar.....	20
Fig. 1-16. Refrigeradores solares por adsorción analizados en diferentes estudios experimentales.....	21
Fig. 1-17. Evolución del precio de las células y módulos fotovoltaicos.....	22
Fig. 1-18. Principales tecnologías de células fotovoltaicas.....	23
Fig. 1-19. Células de tecnologías de silicio cristalino y de capa delgada.....	23
Fig.1-20. Célula multi-unión desarrollada por Toyota Technological Institute [57,58].....	24
Fig. 1-21. Colectores solares aplicables a refrigeradores solares activados mediante procesos térmicos.....	27
Fig. 1-22. Ejemplo de curvas de potencia de diferentes tecnologías de colectores solares.....	28
Fig. 1-23. Ejemplo de desfase entre la irradiación solar y la demanda energética agroindustrial.....	28
Fig. 1-24. Nivel de madurez tecnologías de almacenamiento eléctrico y térmico.....	29
Fig. 1-25. Principales tecnologías de almacenamiento energético disponibles para refrigeradores solares....	30
Fig. 1-26. Depósito de almacenamiento térmico latente (TES-L) de la empresa Cristophia / CIAT.....	34
Fig. 1-27. Uso pasivo de PCM en transporte refrigerado de las empresas Sofrigrum y Tempack [91,92].....	35
Fig. 1-28. Tipos de morfologías de las micro-cápsulas.....	36
Fig. 1-29. Apariencia de los PCMs Micro-encapsulados.....	36
Fig. 2-1. Cambios de fase sólido-líquido y líquido-sólido en una sustancia pura.....	42
Fig. 2-2. Proceso de solidificación con sub-enfriamiento.....	42
Fig. 2-3. Relación Entalpía-Temperatura en diferentes tipos de sustancias.....	43
Fig. 2-4. Clasificación de materiales de cambio de fase.....	44
Fig. 2-5. Entalpía de fusión vs Temperatura de fusión para diferentes PCMs.....	48
Fig. 2-6. Distribución de los PCMs inorgánicos teóricos por tipos.....	49

Fig. 2-7. Distribución de los PCMs orgánicos teóricos por tipos	50
Fig. 2-8. Temperatura de fusión según el Nº de carbonos en las parafinas.....	51
Fig. 2-9. Entalpia de fusión de PCMs comerciales con temperatura de fusión de -25 a 15°C.....	53
Fig. 2-10. Encapsulados de materiales plásticos	57
Fig. 2-11. Encapsulados de materiales metálicos.....	58
Fig. 2-12. Otras opciones de macro-encapsulados.....	59
Fig. 2-13. Esquema frontera móvil problema de Stefan.....	61
Fig. 2-14. Movimiento en la fase líquida durante la fusión	63
Fig. 2-15. Opciones de Integración de PCMs en puntos intermedios del circuito frigorífico.....	66
Fig.2-16. Detalle de PCM dispuesto alrededor del tubo del circuito frigorífico	67
Fig. 2-17. Opciones de Integración de los PCMs en contacto con evaporador.....	68
Fig. 2-18. Opciones de Integración de los PCMs en contacto con evaporador, dentro de la celda refrigerada	70
Fig. 2-19. Integración de los PCMs en el interior de la celda refrigerada sin contacto con el evaporador	71
Fig. 2-20. Integración de los PCMs en contacto con el condensador	73
Fig. 3-1. Esquema refrigerador solar PV con almacenamiento mediante PCMs y con baterías eléctricas.....	79
Fig. 3-2. Esquema refrigerador solar PV con almacenamiento mediante PCMs, libre de baterías eléctricas... 80	
Fig. 3-3. Disposición de PCM en el refrigerador.....	81
Fig. 3-4. Esquema de elementos e intervalos finitos definidos para el PCM.....	82
Fig. 3-5 (a).Distribución entalpía parcial específica de los PCMs incluidos en el modelo: RT3HC- Rubitherm	86
Fig. 3-5 (b).Distribución entalpía parcial específica de los PCMs incluidos en el modelo: RT5HC- Rubitherm	86
Fig. 3-5 (c). Distribución entalpía parcial específica de los PCMs incluidos en el modelo: RT9- Rubitherm.....	87
Fig. 3-6. Esquema del circuito frigorífico simple de compresión mecánica de vapor de un refrigerador.....	87
Fig. 3-7. Componentes de la carga térmica del refrigerador	92
Fig. 3-8. Modelo del panel fotovoltaico.....	93
Fig. 3-9. Modelo sistema fotovoltaico implementado en TRNSYS	97
Fig. 3-10. Esquema sistema de control refrigerador solar.....	98
Fig. 3-11. Ciclos de funcionamiento típicos de un refrigerador.....	99
Fig. 4-1. Esquema general del montaje del ensayo experimental.....	105
Fig. 4-2. Principales equipos del ensayo experimental	106
Fig. 4-3. Refrigerador-congelador horizontal Beko HSA 40520	107
Fig. 4-4. Adaptación del refrigerador para el almacenamiento del producto a preservar	107
Fig. 4-5. Integración de PCM RT5HC encapsulado en contacto con el evaporador de pared.	108
Fig. 4-6. Detalle bolsas de polietileno para o encapsulamiento PCM RT5HC	108
Fig. 4-7. Integración de PCM encapsulado marca blanca, en contacto con el evaporador de pared.	110
Fig. 4-8 (a) y (b). Ubicación de los sensores de temperatura en el refrigerador.	111
Fig. 4-8 (c). Ubicación de los sensores de temperatura en el refrigerador.....	112
Fig. 4-9. Detalle elemento primario de termopares tipo T utilizados	112
Fig. 4-10. Adaptación de Controlador de temperatura interior	113

Fig. 4-11. Sensor de efecto Hall utilizado para la medición de la corriente continua.....	113
Fig. 4-12. Evolución de temperatura del PCM de bajo coste y el producto preservado	114
Fig. 4-13. Evolución de la temperatura de producto día inicial	116
Fig. 4-14. Evolución de la temperatura en el PCM	117
Fig. 4-15. Perfiles de demanda de potencia para día inicial y día de mantenimiento, con y sin PCMs	118
Fig. 4-16. Temperaturas del circuito frigorífico.....	119
Fig. 4-17. Temperatura media del aire interior del refrigerador, medida y simulada.....	121
Fig. 4-18. Corriente eléctrica consumida por el refrigerador medida y simulada	122
Fig. 4-19. Temperatura en el PCM medida y simulada.....	122
Fig. 5-1. Variables e Indicadores utilizados en el estudio paramétrico.	128
Fig. 5-2. Esquema procedimiento usado para post-procesamiento de datos para analizar indicadores de ciclo de mantenimiento medio.....	129
Fig. 5-3. Evolución de la temperatura de producto y del PCM para Temperatura de consigna interior 11° ...	130
Fig. 5-4. Efecto del espesor del panel de PCM en tiempo de ciclo del compresor, para una temperatura interior de 11°C.....	131
Fig. 5-5. Efecto del espesor del panel de PCM en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 11°C.....	132
Fig. 5-6. Efecto del espesor del aislamiento en el tiempo de ciclo del compresor, para una temperatura interior de 11°C.....	133
Fig. 5-7. Efecto del espesor del aislamiento en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 11°C.....	134
Fig. 5-8. Efecto del número de renovaciones de aire hora (NRH), para el PCM seleccionado, para una temperatura interior de 11°C.	135
Fig. 5-9. Evolución de la temperatura media de producto y de los PCMs, para una temperatura de consigna interior 5°C.....	139
Fig. 5-10. Efecto del espesor del panel de PCM en tiempo de ciclo compresor, para una temperatura interior de 5°C.	140
Fig. 5-11 (a). Efecto del espesor del panel de PCM en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 5°C, temperatura exterior 25°C.....	140
Fig. 5-11 (b). Efecto del espesor del panel de PCM en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 5°C, temperatura exterior 30°C.....	141
Fig. 5-12. Efecto del espesor del aislamiento en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 5°C.	141
Fig. 5-13. Efecto del número de renovaciones de aire hora (NRH), para el PCM seleccionado, para una temperatura interior de 5°C.	142
Fig. 5-14. Desfase entre la producción fotovoltaica y la demanda de potencia para diferentes espesores del panel de PCM.	145
Fig. 6-1. Esquema cadena de valor sector lácteo área rural Kenia	150
Fig. 6-2. Proceso simplificado elaboración de quesos.....	151

Fig. 6-3. Temperatura media mensual e irradiación solar global media diaria para las localidades analizadas	153
Fig. 6-4. Producción fotovoltaica media mensual para la localidades analizadas y módulos fotovoltaicos considerados en el análisis	156
Fig. 6-5. Verificación del funcionamiento de la estrategia de control	161
Fig. 6-6. Evolución de la producción fotovoltaica, potencia consumida y temperatura interior, en Nyanza (Kenia), para la semana del mes de mínima producción fotovoltaica (Noviembre)	162
Fig. 6-7. Evolución de la producción fotovoltaica, potencia consumida y temperatura interior, en Guantánamo (Cuba), para la semana del mes de máxima temperatura media (Julio).....	163
Fig. 6-8. Evolución de la producción fotovoltaica, potencia consumida y temperatura interior, en Jessore (Bangladesh), para la semana del mes de mínima producción fotovoltaica (Septiembre).....	164
Fig. 6-9. Temperatura fuera del rango deseado en un día de producción fotovoltaica mínima en Guantánamo (Cuba) utilizando en módulo 150Wp STC.....	165
Fig. 6-10. Coste baterías eléctricas según tipo y tamaño	167

NOMENCLATURA

Variables

a	Parámetro modulo fotovoltaico [-]
A	Área [m ²]
Bi	Número de Biot [-]
C	Coefficientes curvas compresor [-]
C_p	Calor específico a presión constante [kJ /kg K]
COP	Coefficiente de operación [-]
d	Diámetro m]
E	Energía eléctrica [kJ]
Fo	Número de Fourier [-]
FS	Estado fraccional de carga baterías [-]
g	Aceleración de la gravedad [m /s ²]
Gr	Número de Grashof [-]
h	Entalpía específica [kJ /kg]
H	Entalpía [kJ]
I	Corriente eléctrica [A]
$long$	Longitud [m]
L	Calor de fusión [kJ/kg]
m	Masa [kg]
\dot{m}	Caudal másico [kg/s]
N	Velocidad de giro del motor [min ⁻¹]
NRH	Número de renovaciones hora [h ⁻¹]
Nu	Número de Nusselt [-]
P	Presión [Pa]
Pr	Número de Prandt [-]
q	Tasa de calor transferido [W]
\dot{q}	Flujo de calor [W/m ²]
Q	Energía térmica, Ganancias calor [kJ]
r	Radio [m]
R :	Resistencia [Ohm]
Ra :	Número de Rayleigh [-]
Re :	Número de Reynolds [-]
t	Tiempo [s]
T	Temperatura [°C], [K]
x	Dimension espacial [m]
X :	Calidad del vapor [-]
V :	Voltaje [V]
Vel :	Velocidad [m/s]
Vol :	Volumen [m ³]
W	Potencia eléctrica [W]
U	Coefficiente global de trasmisión de calor [W /m ² K]

Símbolo griegos

α	Coef. transferencia de calor por convección [W /m ² K]
γ	Coefficiente de pérdidas térmicas [-]
ε	Emisividad [-]
η	Rendimiento componentes sistema de refrigeración
η	Eficiencia componentes sistema fotovoltaico
θ	Coefficiente de variación por temperatura [-]
k	Conductividad térmica [W /mK]
μ	Viscosidad dinámica [Ns /m ²]
ν	Viscosidad cinemática [m ² /s]
ρ	Densidad [kg /m ³]
σ	Constante de Stephan Boltzmann [W /m ² K ⁴]

Subíndices

∞	Película (film)
<i>al</i>	aluminio
<i>amb</i>	Condiciones ambiente
<i>air</i>	Aire
<i>bat</i>	Batería
<i>c</i>	Condensador
<i>C</i>	Celda fotovoltaica
<i>com</i>	Compresor
<i>con</i>	Condensador
<i>conv</i>	Convectivo
<i>cycle</i>	Ciclo
<i>ch</i>	Carga
<i>d</i>	Referido al tubo de diámetro d
<i>D</i>	Diodo
<i>day</i>	Día
<i>dch</i>	Descarga
<i>e, ev</i>	Evaporador
<i>ex</i>	Exterior
<i>i</i>	Interior
<i>in</i>	Entrada (input)
<i>Inf</i>	Infiltraciones
<i>Int</i>	Equipos internos
<i>is</i>	Isoentrópico
<i>F</i>	Fotovoltaico
<i>Fan</i>	Ventilador
<i>l</i>	Líquido
<i>Losses</i>	Pérdidas a través de los cerramientos
<i>m</i>	Nodo en la dimensión espacial
<i>mid</i>	Medio (Middle)

<i>min</i>	Mínimo
<i>max</i>	Máximo
<i>MP</i>	Máxima potencia
<i>oc</i>	Circuito abierto (open circuit)
<i>out</i>	Salida (output)
<i>P</i>	Paralelo
<i>pcm</i>	Material de cambio de fase
<i>pr</i>	Producto
<i>r</i>	Refrigerante
<i>rad</i>	Radiativo
<i>Ref</i>	Refrigerador
<i>REF</i>	Condiciones de referencia
<i>reg</i>	Regulador
<i>s</i>	Sólido
<i>S</i>	Serie
<i>sat</i>	saturación
<i>sc</i>	Corto circuito (short circuit)
<i>scl</i>	Sub-enfriado (sub-cooled)
<i>SD</i>	Saturación inversa del diodo
<i>sh</i>	Sobre-canletado (super-heated)
<i>sp</i>	Monofásico (single phase)
<i>ST</i>	Acero (Steel)
<i>Sup</i>	tipo de superficie
<i>SYS</i>	Sistema
<i>tcap</i>	Tubo capilar
<i>tp</i>	Bifásico (two phase)
<i>V</i>	Vapor
<i>vol</i>	Volumétrico
<i>w</i>	Pared (wall)

Superíndices

<i>p</i>	Nodo en la dimensión temporal
----------	-------------------------------

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

LISTA DE ACRÓNIMOS Y ABREVIATURAS

LISTA DE ACRÓNIMOS DE ORGANISMOS E INSTITUCIONES

<i>AHRI:</i>	Air-Conditioning, Heating & Refrigeration Institute
<i>ASHRAE:</i>	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
<i>BMU:</i>	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit – (German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety)
<i>DLR:</i>	Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt – (German Aerospace Center)
<i>EPFL:</i>	École Polytechnique Fédérale de Lausanne
<i>ETSAP:</i>	Energy Technology System Analysis Programme
<i>GIQAC</i>	RAL Deutsches Institut für Gütesicherung und Kennzeichnung E.V. - (German Institute for Quality Assurance and Certification, Reg. Assoc)
<i>GIZ:</i>	Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit –(German Society for International Cooperation)
<i>F-ISE:</i>	Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems
<i>FAO:</i>	Food and Agriculture Organization of the United Nations
<i>INNOSTORAGE</i>	Use of innovative thermal energy storage for marked energy savings and significant lowering CO ₂ emissions
<i>IRENA:</i>	International Renewable Energy Agency
<i>IIR:</i>	International Institute of Refrigeration
<i>IEA:</i>	International Energy Agency
<i>ISCAS:</i>	Institute of Semiconductors–Chinese Academy of Sciences
<i>NREL:</i>	National Renewable Energy Laboratory of US
<i>REN21:</i>	Renewable Energy Policy Network for 21 st Century
<i>STAGE-STC :</i>	Scientific and Technological Alliance for Guaranteeing the European Excellence in Concentrating Solar Thermal Energy
<i>UCLA :</i>	University of California, Los Angeles
<i>WB:</i>	World Bank

LISTA DE ABREVIATURAS

AG:	Ácidos Grasos
BIPVS:	Building-integrated photovoltaics systems
C:	Cetonas
CA:	Corriente alterna
CAES	Compressed Air Energy Storage – (Almacenamiento de aire comprimido)
CC:	Corriente continua
CFC:	Clorofluocarbonos
CMV :	Compresión Mecánica de Vapor
COP :	Coefficiente de Operación
DAR :	Diffusión Absorption Refrigeration (Refrigeración por Absorción - Difusión)
Ec.	Ecuación
EES	Electricity Energy Storage – (Almacenamiento energético eléctrico)
EST	Energy Storage Technologies – (Tecnologías de almacenamiento energético)
EWS	Eutectic Water Solution (Solucion Eutéctica Acuosa)
Fig.	Figura
G :	Glicoles
gl	Global
HC	Hidrocarbonos
HCFC:	Hidroclorofluocarbonos
HFC:	Hidrofluocarbonos
HDPE :	Polietileno de Alta Densidad
HTF	Heat Transfer Fluid (Fluido Calo-Portador)
IMC :	Inorganic Multi-Component PCMs (PCMs Inorgánicos Multi-componente)
LDPE :	Polietileno de Baja Densidad
Mac :	Macroencapsulado
Mc :	Microencapsulado
MPP :	Maxim Power Point (Punto de Máxima Potencia) de los módulos fotovoltaicos
MSH :	Mezcla de Sales Hidratadas
NF :	Nanofluidos
NOCT ::	Normal Operating Cell Temperature (Temperatura Normal de Operación de las Células Fotovoltaicas)
OMC :	Organic Multi-Component PCM (PCM Orgánico Multi-componente)
OC :	Open circuit (Circuito abierto)
ORC :	Organic Rankine Cycle (Ciclo Rankine Orgánico)
P :	Parafinas
PCMs :	Phase Change Materials – (Materiales de cambio de fase)
PCM :	Materiales de cambio de fase a granel
PCM-C	Materiales de cambio de fase compuestos
PCM-O	Materiales de cambio de fase incluidos en objetos
PCM-S	Materiales de cambio de fase en sistemas de almacenamiento térmico
PET :	Tereftalato de Polietileno
PP :	Polipropileno

<i>PSH</i>	Pumped Storage Hydropower – (Almacenamiento por bombeo hidráulico)
<i>SC:</i>	Short circuit (Corto circuito)
<i>SH:</i>	(Hydrated Salts) Sales Hidratadas
<i>SLI:</i>	Starting-Lighting-Ignition
<i>SMES</i>	Superconducting Magnetic Energy Storage – (Almacenamiento energético por superconducción magnética)
<i>STC</i>	Standard Test Conditions - (Condiciones Estándar de Ensayo). Aplicable a módulos fotovoltaicos
<i>TES</i>	Thermal Energy Storage – (Almacenamiento energético térmico)
<i>TES-L</i>	Latent Energy Storage – (Almacenamiento energético térmico latente)
<i>TES-S</i>	Sensible Energy Storage – (Almacenamiento energético térmico sensible)
<i>TEWI</i>	Total Equivalent Warming Impact
<i>TRL:</i>	Technology Readiness Levels - (Niveles de Madurez Tecnológica)
<i>UTES</i>	Underground Thermal Energy Storage – (Almacenamiento energético subterráneo)
<i>VF</i>	Velocidad fija
<i>VV</i>	Velocidad variable
<i>un</i>	Unidad

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS.....	I
RESUMEN.....	III
ABSTRACT.....	V
CONTRIBUCIONES DEL AUTOR.....	VII
LISTA DE TABLAS.....	XI
LISTA DE FIGURAS.....	XIII
NOMENCLATURA.....	XVII
LISTA DE ACRÓNIMOS Y ABREVIATURAS.....	XXI
ÍNDICE.....	XXV
1 CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.....	1
1.1 IMPORTANCIA DE LA CADENA DE FRÍO Y SU IMPACTO AMBIENTAL.....	3
1.2 ZONAS A NIVEL GLOBAL CON DEFICIENCIAS DEL SUMINISTRO ELÉCTRICO Y DISPONIBILIDAD DEL RECURSO SOLAR.....	5
1.3 REFRIGERADORES SOLARES.....	9
1.3.1 REFRIGERADORES SOLARES ACCIONADOS MEDIANTE SISTEMAS FOTOVOLTAICOS.....	11
1.3.2 REFRIGERADORES SOLARES ACCIONADOS MEDIANTE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS.....	16
1.4 TECNOLOGÍAS DE CAPTADORES COMERCIALES APPLICABLES A REFRIGERADORES SOLARES.....	21
1.4.1 TECNOLOGÍAS DE MÓDULOS FOTOVOLTAICOS.....	21
1.4.2 TECNOLOGÍAS DE COLECTORES SOLARES TÉRMICOS.....	25
1.5 NECESIDAD DE ALMACENAMIENTO ENERGÉTICO Y TECNOLOGÍAS APPLICABLES A REFRIGERADORES SOLARES.....	28
1.6 OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DE LA TESIS.....	37
2 CAPÍTULO 2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE PARA APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN Y OPCIONES DE INTEGRACIÓN EN REFRIGERADORES.....	39
2.1 INTRODUCCIÓN.....	41
2.2 ALMACENAMIENTO TÉRMICO LATENTE Y CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES DE CAMBIO DE FASE.....	41
2.3 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE PARA APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN.....	47
2.3.1 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE TEÓRICOS.....	48
2.3.2 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE COMERCIALES.....	52
2.3.3 MACRO-ENCAPSULADOS PARA MATERIALES DE CAMBIO DE FASE.....	57
2.4 PRINCIPALES MÉTODOS DE MODELIZACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL PCM.....	59
2.5 ESTUDIOS PREVIOS DE INTEGRACIÓN DE PCM EN REFRIGERADORES.....	64
2.5.1 INTEGRACIÓN DE PCMs EN PUNTOS INTERMEDIOS DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO.....	66
2.5.2 INTEGRACIÓN DE PCMs EN CONTACTO CON EL EVAPORADOR.....	67
2.5.3 INTEGRACIÓN DE PCMs DENTRO DE LA CELDA REFRIGERADA SIN CONTACTO CON COMPONENTES DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO.....	71
2.5.4 INTEGRACIÓN DE PCMs EN CONTACTO CON EL CONDENSADOR.....	73

2.6	CONCLUSIONES.....	74
3	CAPÍTULO 3 MODELO DEL REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON INTEGRACIÓN DEL PCM	77
3.1	DEFINICIÓN DEL SISTEMA Y DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MODELO	79
3.2	ALMACENAMIENTO TÉRMICO Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL PCM.....	81
3.2.1	<i>DESCRIPCIÓN GENERAL</i>	81
3.2.2	<i>MODELO MATEMÁTICO</i>	82
3.2.3	<i>PROPIEDADES TERMO FÍSICAS DE LOS PCM</i>	85
3.3	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	87
3.3.1	<i>DESCRIPCIÓN SISTEMA</i>	87
3.3.2	<i>MODELO MATEMÁTICO</i>	88
3.4	CELDA REFRIGERADA.....	91
3.5	SISTEMA FOTOVOLTAICO	93
3.5.1	<i>MÓDULOS FOTOVOLTAICOS</i>	93
3.5.2	<i>OTROS COMPONENTES DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO</i>	96
3.6	SISTEMA DE CONTROL Y ESTRATEGIA DE OPERACIÓN	97
3.7	INDICADORES	99
3.8	CONCLUSIONES.....	101
4	CAPÍTULO 4 ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL REFRIGERADOR CON EL PCM INTEGRADO	103
4.1	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL ENSAYO EXPERIMENTAL	105
4.2	ADAPTACIONES REALIZADAS AL REFRIGERADOR	107
4.2.1	<i>ADAPTACIÓN PARA EL ALMACENAMIENTO DE PRODUCTO</i>	107
4.2.2	<i>ADAPTACIÓN PARA LA INTEGRACIÓN DE LOS MATERIALES DE CAMBIO DE FASE</i>	108
4.3	INSTRUMENTACIÓN Y MEDIDA.....	110
4.4	RESULTADOS EXPERIMENTALES PARA EL PCM DE BAJO COSTE, TEMPERATURA INTERIOR 5°C.....	113
4.5	RESULTADOS EXPERIMENTALES PARA EL PCM RT5HC, TEMPERATURA INTERIOR 11°C.....	115
4.5.1	<i>EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PRODUCTO ALMACENADO Y ESTRATIFICACIÓN</i>	116
4.5.2	<i>DURACIÓN DEL CICLO DEL COMPRESOR Y TIEMPO DE ELEVACIÓN DE LA TEMPERATURA</i>	116
4.5.3	<i>EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PCM Y VERIFICACIÓN DEL PROCESO DE CARGA /DESCARGA</i>	117
4.5.4	<i>POTENCIA ELÉCTRICA DEMANDADA Y CONSUMO ELÉCTRICO DIARIO</i>	117
4.5.5	<i>NÚMERO DE OPERACIONES ON-OFF DEL COMPRESOR</i>	118
4.5.6	<i>COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL SISTEMA</i>	118
4.6	TEMPERATURAS EN EL CIRCUITO FRIGORÍFICO.....	119
4.7	VALIDACIÓN DEL MODELO	121
4.8	CONCLUSIONES.....	123
5	CAPÍTULO 5 INFLUENCIA DEL PCM Y OTRAS VARIABLES RELEVANTES EN EL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERADOR SOLAR.....	125
5.1	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL ESTUDIO.....	127

5.2	ANÁLISIS PARA UNA TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO DE PRODUCTO 11°C.....	129
5.2.1	EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PRODUCTO ALMACENADO Y DE LOS PCMS.....	129
5.2.2	EFFECTO DEL ESPESOR DEL PANEL DE PCM.....	130
5.2.3	EFFECTO DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO.....	132
5.2.4	EFFECTO DEL NÚMERO DE RENOVACIONES DE AIRE POR HORA.....	134
5.2.5	EFFECTO DE LA VELOCIDAD DEL COMPRESOR.....	135
5.3	ANÁLISIS PARA UNA TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO DE PRODUCTO 5°C.....	138
5.3.1	EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PRODUCTO ALMACENADO Y DE LOS PCMS.....	138
5.3.2	EFFECTO DEL ESPESOR DEL PANEL DE PCM.....	139
5.3.3	EFFECTOS DE OTRAS VARIABLES.....	141
5.4	EFFECTO DEL ESPESOR DEL PCM EN EL DESFASE ENTRE LA PRODUCCIÓN FOTOVOLTAICA Y EL PERFIL DE POTENCIA DEMANDA.....	144
5.5	CONCLUSIONES.....	145
6	CAPÍTULO 6 SIMULACIÓN DINÁMICA DEL REFRIGERADOR SOLAR PARA APLICACIONES DEL SECTOR LÁCTEO EN PAÍSES TROPICALES.....	147
6.1	INTRODUCCIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA APLICACIÓN ANALIZADA.....	149
6.1.1	LA CADENA DE VALOR DEL SECTOR.....	149
6.1.2	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.....	150
6.2	CONDICIONES CLIMÁTICAS, PRODUCCIÓN FOTOVOLTAICA Y SELECCIÓN DE MESES A ANALIZAR.....	152
6.2.1	EMPLAZAMIENTOS SELECCIONADOS Y CONDICIONES CLIMÁTICAS.....	152
6.2.2	ESTUDIO DE LA PRODUCCIÓN FOTOVOLTAICA.....	154
6.2.3	SELECCIÓN DE MESES A ANALIZAR.....	157
6.3	CÁLCULO DE LA DEMANDA Y PRE-DIMENSIONAMIENTO.....	157
6.3.1	CÁLCULO DE LA DEMANDA TÉRMICA Y PRE-DIMENSIONAMIENTO DEL PANEL DE PCM.....	157
6.3.2	CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA DEMANDADA.....	159
6.3.3	PRE-DIMENSIONAMIENTO DEL CAMPO DE CAPTACIÓN FOTOVOLTAICO.....	159
6.4	SIMULACIÓN DINÁMICA DEL SISTEMA.....	161
6.4.1	VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA ESTRATEGIA DE CONTROL.....	161
6.4.2	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DINÁMICA PARA LOS TRES EMPLAZAMIENTOS ANALIZADOS.....	162
6.4.3	FUNCIONAMIENTO DURANTE UN DÍA ATÍPICO DE MUY BAJA RADIACIÓN SOLAR.....	165
6.5	ESTUDIO DE COSTES.....	166
6.6	CONCLUSIONES.....	170
	CAPÍTULO 7 CONCLUSIONES.....	171
7	REFERENCIAS.....	177
8	ANEXOS.....	191
	ANEXO 1.1 FABRICANTES DE REFRIGERADORES SOLARES DE CMV Y COMPRESORES CC.....	193
	ANEXO 1.2 PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DE LAS TECNOLOGÍAS DE ACUMULADORES ELECTROQUÍMICOS O BATERÍAS ELÉCTRICAS.....	195
	ANEXO 2.1 PCMS INORGÁNICOS TEÓRICOS CON TEMPERATURAS DE CAMBIO DE FASE ENTRE -25 Y 15°C.....	197

ANEXO 2.2 PCMs ORGÁNICOS TEÓRICOS CON TEMPERATURAS DE CAMBIO DE FASE ENTRE -25 Y 15°C.....	199
ANEXO 3.1 TABLAS DE ENTALPIA DE LOS PCMs UTILIZADOS EN EL MODELO	201
ANEXO 3.2 CÁLCULO TEÓRICO COEFICIENTE GLOBAL DEL TRANSFERENCIA DEL REFRIGERADOR.....	205
ANEXO 3.3 CURVAS POLINÓMICAS Y TABLAS DE COMPORTAMIENTO DEL COMPRESOR	209
ANEXO 3.4 SIMULACIÓN DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO DEL REFRIGERADOR, CON LAS CURVAS DEL COMPRESOR EN EL SOFTWARE IMST-ART..	213
ANEXO 3.5 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA IMPLEMENTADO EN MATLAB	217
ANEXO 5.1 RESUMEN RESULTADOS SIMULACIONES PARA EL REFRIGERADOR SIN PCMs.....	223
ANEXO 5.2 RESULTADOS SIMULACIONES DEL REFRIGERADOR CON PCMs, TEMPERATURA DE CONSIGNA DE 11°C.....	225
ANEXO 5.3 RESULTADOS SIMULACIONES DEL REFRIGERADOR CON PCMs, TEMPERATURA DE CONSIGNA DE 5°C.....	229
ANEXO 6.1 DATOS CLIMÁTICOS MEDIOS MENSUALES	233
ANEXO 6.2 PRODUCCIÓN FOTOVOLTAICA MEDIA MENSUAL	237
ANEXO 6.3 COMPARACIÓN DE COSTES SISTEMA FOTOVOLTAICO DEL REFRIGERADOR SIN PCMs Y EL REFRIGERADOR CON PCMs SIN BATERÍAS ELÉCTRICAS, AUMENTANDO EL CAMPO DE CAPTACIÓN FOTOVOLTAICO	239

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

1.1 IMPORTANCIA DE LA CADENA DE FRÍO Y SU IMPACTO AMBIENTAL

Una apropiada gestión de la cadena de frío es fundamental para garantizar la preservación de alimentos y potenciar su efectiva comercialización, así como para la preservación de productos de los sectores de la sanidad y farmacéutico. La cadena de frío comprende las diferentes etapas en que un producto ha de mantenerse refrigerado para preservar su calidad (Fig. 1.1), desde la etapa inicial de producción, pasando por las etapas de procesamiento, transporte y distribución hasta llegar finalmente al consumidor final [1]. Cada etapa comprende a su vez diferentes sub-etapas, por ejemplo la etapa de producción incluye la extracción del producto, su posterior refrigeración en los puntos de producción; así como el paso del producto hasta el vehículo de transporte refrigerado. Asimismo, la etapa de distribución y venta minorista, incluye el traspaso desde el transporte refrigerado hasta el punto de venta, el almacenamiento, la exposición del producto y finalmente la retirada del mismo por parte del cliente.

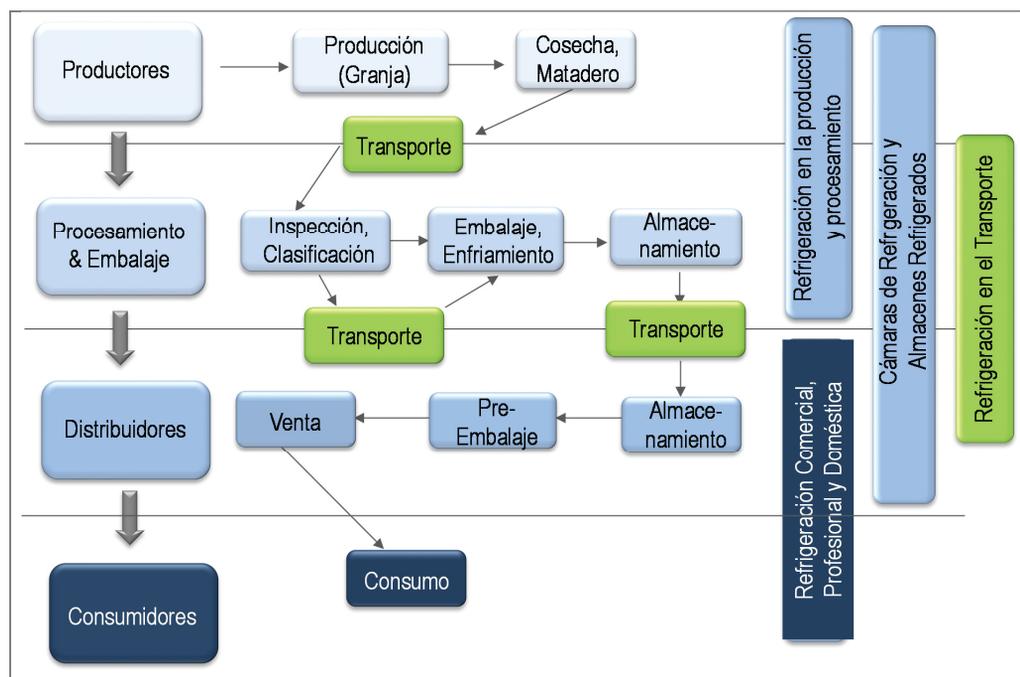


Fig. 1-1. Etapas en la gestión de la cadena de frío sector agroalimentario.

Adaptado de [1,2]

En aquellas zonas donde predomina el comercio local, muy usuales en países en desarrollo, el producto pasa directamente de los puntos de producción a los puntos de procesamiento y venta, donde se mantiene refrigerado hasta que es adquirido por el cliente final. Por otra parte, también es usual que el volumen de producción de alimentos en estas zonas sea menor, por lo cual, las soluciones de sistemas de refrigeración deben considerar el manejo de volúmenes de productos a pequeña escala. En cualquier caso, la gestión efectiva de la cadena de frío debe comenzar en las etapas tempranas de producción, en el momento de recolectar los productos o de ordeñar la leche, por ejemplo. Según el tipo de producto y la forma como va a ser comercializado, este debe ser pre-enfriado, enfriado, congelado o ultra-congelado [1], para posteriormente ser almacenarlo en refrigeradores, cámaras de refrigeración o grandes centros logísticos de productos refrigerados.

La vida útil de los alimentos se prolonga gracias a la combinación de diferentes técnicas de preservación de alimentos. Para la leche y los zumos, por ejemplo, se utilizan tratamientos térmicos como la pasteurización y

ultrapasteurización, en los cuales el producto debe enfriarse muy rápidamente tras ser sometido a temperaturas entre 65 y 140°C, según el tipo de tratamiento térmico realizado. Estos tratamientos térmicos, eliminan los microorganismos patógenos del producto, mientras el almacenamiento refrigerado limita su crecimiento, logrando con ello prolongar sustancialmente la vida útil de los productos. En el caso de la leche refrigerada a 4°C, la vida útil pasa de 2 días a 7 y 90 días cuando se han aplicado los tratamientos de pasteurización y ultrapasteurización respectivamente.

Si bien existen otras técnicas de preservación de alimentos a bajas temperaturas, como las de cristalización, crio-separación, crio-concentración o liofilización, la refrigeración es la técnica más extendida a nivel global. Según los datos del Instituto Internacional de Refrigeración (IIR), actualmente 400 millones de toneladas de alimentos en el mundo se preservan mediante refrigeración; estimándose que hay en operación cerca de 1500 millones de refrigeradores domésticos y 90 millones de equipos de refrigeración comercial, esto sin contar con los equipos utilizados para el transporte refrigerado de alimentos [1].

Pese a la importancia de la cadena de frío, para garantizar que el consumidor final consuma productos de calidad apropiada, lo cierto es que según el IIR la cadena aún no está bien establecida en los países en desarrollo [3], en donde menos del 5% de los productos frescos se transportan en condiciones apropiadas de refrigeración, cifra que contrasta con el 90% de países desarrollados como el Reino Unido. Se estima también, que la pérdida total de alimentos por falta de una apropiada cadena de frío es del 23 y 9% en los países en desarrollo y desarrollados respectivamente. Además, según previsiones de la FAO, la demanda de alimentos entre el año 2012 y 2050 experimentará un crecimiento total del 70%. Este incremento implicará también un aumento de la demanda energética del sector de refrigeración en los próximos años, que será mucho mayor en los países en desarrollo [3,4].

El impacto medioambiental es un aspecto importante a tener en cuenta en el crecimiento futuro de la refrigeración, pues actualmente estos sistemas, junto con los de aire acondicionado y bombas de calor, son responsables del 17% del consumo de la electricidad y del 7.8% de las emisiones de gases efecto invernadero a nivel global, lo que supone unas emisiones anuales de 4.4 Gt equivalentes de CO₂. Las emisiones pueden ser directas e indirectas, distribuyéndose el 37% y el 63% respectivamente del total [3,4]. Las emisiones directas se deben principalmente a la fuga de refrigerantes que producen efecto invernadero, tales como los CFCs, HCFCs y HFCs, utilizados habitualmente en los sistemas de refrigeración; en tanto, que las emisiones indirectas están producidas en las plantas de generación eléctrica y debidas al consumo eléctrico de los equipos de refrigeración en operación¹; en tal caso, las emisiones indirectas dependen del mix energético del sistema de suministro de energía, siendo los gases de efecto invernadero más comunes el dióxido de carbono (CO₂), el metano (CH₄) y el óxido nitroso (NO₂). En cuanto a **emisiones directas**, las etapas de la cadena de frío, donde se producen la mayor cantidad de emisiones, son las de transporte para su distribución y consumo. Concretamente para el caso de los refrigeradores de uso doméstico y de pequeño tamaño, estas emisiones son bajas, debido a que las fugas de refrigerantes son casi inexistentes en los refrigeradores fabricados en las líneas industriales de producción. En cambio, en equipos de refrigeración comercial, las emisiones directas son mayores, puesto que las fugas son más frecuentes y suponen entre el 3 y 30% del total del refrigerante según la instalación. Por ello en este tipo de equipos se ha promovido el uso de refrigerantes naturales como los hidrocarburos (HC) y otros como las hidrofluorolefinas (HFO) con bajo potencial de calentamiento global (GWP).

¹ Las emisiones indirectas incluyen también las generadas durante las etapas de fabricación, transporte y gestión de residuos una vez finaliza la vida útil de los mismos.

En instalaciones de mayor tamaño, es usual el uso de sistemas centralizados con refrigerantes primarios como el amoníaco (R717) y refrigerantes secundarios como salmueras y glicoles. Además, un gran número de desarrollos y estudios recientes están orientados a implementar el uso de dióxido de carbono (R744), tanto en equipos individuales como en instalaciones centralizadas. [2,5,6]. La Tabla 1.1., presenta los factores de emisiones directas, para los distintos tipos de equipos usados en la cadena de frío.

Tabla 1-1. Emisiones directas típicas de diferentes equipos de refrigeración usados en la cadena de frío

Tipo de equipo o aplicación	Carga típica de refrigerante [kg]	Factor de emisión durante la instalación [% de carga inicial]	Factor de emisión durante la operación [% de carga inicial/años]	Refrigerante disponible [% de carga inicial]	Refrigerante recuperado [% de refrigerante disponible]
Refrigeración doméstica	0.05 - 0.5	1.0%	0.3%	80%	99%
Refrigeración comercial de pequeño tamaño, con compresores individuales.	0.2 - 0.6	1.5%	2.0%	80%	95%
Refrigeración comercial de medio y gran tamaño	50- 2000	2.0%	11.0%	100%	95%
Transporte refrigerado	3 - 8	1.0%	8.0%	50%	94.0%
Refrigeración industrial (Procesamiento de alimentos y almacenes refrigerados).	10 - 10000	1.0%	8.0%	100%	95.0%

Fuente: [2,5,7]

En cuanto a las **emisiones indirectas**, los esfuerzos del sector de la refrigeración y la administración están orientados de una parte a mejorar la eficiencia energética del sistema de refrigeración durante su operación, y de otra parte a promover el uso de fuentes de energía renovable tales como la energía solar (térmica y fotovoltaica), la biomasa, o de calor residual entre otros, así como la promoción de los sistemas de poligeneración, en los cuales se producen diferentes servicios (calor, frío y electricidad) y se diversifican también las fuentes de energía primaria.

Actualmente, los sistemas de refrigeración más extendidos a nivel global se basan en el ciclo de compresión mecánica de vapor (CMV). Por su fiabilidad y menor coste de inversión, los ciclos de simple etapa, con compresores de pistón herméticos, son los más utilizados en sistemas de pequeño tamaño, tales como refrigeradores domésticos y comerciales. El uso de equipos de refrigeración de mayor eficiencia suele implicar mayores costes de inversión y tiempos de amortización más prolongados, por lo cual suelen implementarse en sistemas de refrigeración de gran tamaño [1].

Los equipos de compresión mecánica de vapor requieren electricidad para accionamiento; no obstante, el acceso al suministro eléctrico no está siempre disponible en las zonas menos desarrolladas, donde precisamente hay mayor necesidad de desarrollar la cadena de frío. De esta manera en el siguiente apartado se revisan las zonas a nivel global con mayores problemas de suministro eléctrico.

1.2 ZONAS A NIVEL GLOBAL CON DEFICIENCIAS DEL SUMINISTRO ELÉCTRICO Y DISPONIBILIDAD DEL RECURSO SOLAR

1.2.1 ACCESO A LA ELECTRICIDAD A NIVEL GLOBAL Y PROBLEMAS DE CONTINUIDAD DEL SUMINISTRO ELÉCTRICO

Aunque según el Banco Mundial, durante los últimos 26 años ha habido una notable mejora en el acceso a la electricidad a nivel global, actualmente el 12.6 % de la población mundial no tienen todavía acceso al suministro eléctrico [8], lo que equivale a más de 939 millones de personas, que habitan principalmente en países en

desarrollo, en los cuales precisamente, existe mayor necesidad de desarrollar la cadena de frío. La Fig.1.2 muestra la evolución de la población mundial, así como del porcentaje de población con acceso a la electricidad, donde se constata que, en 1990, la población con acceso a la electricidad era del 71.4% y para finales del 2016 esta cifra se situaba en el 87.4 %, lo que implica una tasa media de crecimiento anual del 0.61%. Todo ello con un crecimiento del 40.8% de la población mundial para el mismo periodo.

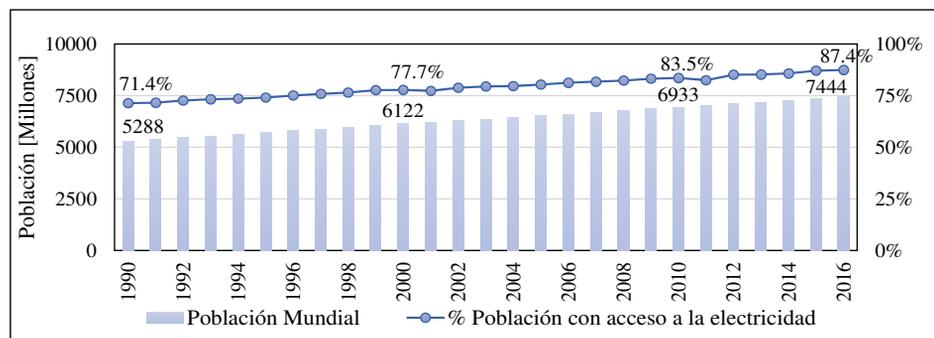


Fig. 1-2. Evolución de la población mundial y del porcentaje de población con acceso a la electricidad
Elaboración basada en datos del Banco Mundial [8]

Aunque la tasa de acceso a la electricidad ha experimentado un crecimiento positivo, existen marcadas diferencias entre regiones, pues mientras en los países con mayores ingresos, casi el 100% de la población tiene acceso a la electricidad, en los países con menores ingresos, esta cifra es de sólo 38.8%, que están en el África subsahariana, Asia meridional, Asia Oriental y el Pacífico, El Caribe, y en numerosas pequeñas islas con distintas ubicaciones a nivel mundial [8]. De los 939.6 millones de personas sin acceso a la electricidad en el mundo, cerca del 85% pertenecen a los 25 países de África y Asia presentados en la Fig.1.3. El país con mayor cantidad de población sin acceso a la electricidad es la India, donde la cifra para el año 2016 era de 205 millones de personas; a pesar de que el indicador de acceso global a la electricidad en este país es elevado (84.5%). Otros países asiáticos como Bangladesh, Birmania y República Democrática de Corea, tienen también una gran cantidad de población sin acceso a la electricidad, que suma 77 millones de personas. En cuanto a África, sólo en los países incluidos en el citado grupo de 25, hay 507 millones de personas sin acceso a la electricidad. De otra parte, en América del Sur y el Caribe los problemas de acceso a la electricidad existen principalmente en Haití, donde hay 6.7 millones de personas sin este tipo de energía y el porcentaje de acceso es de sólo el 38%.

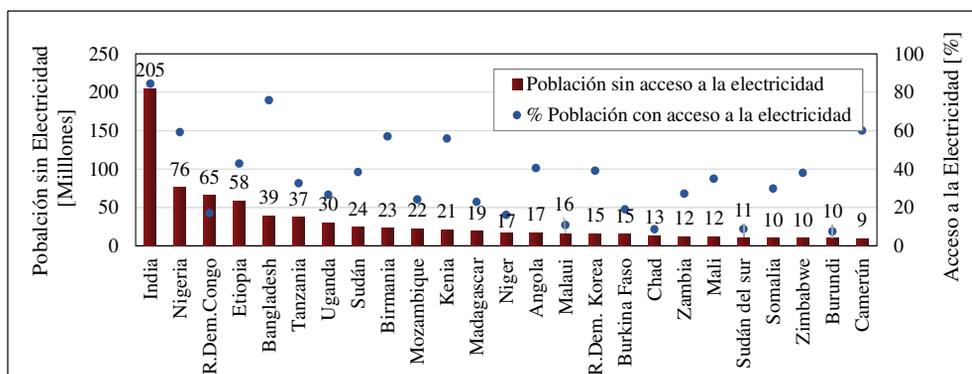


Fig. 1-3. Distribución de la población sin acceso a la electricidad por países
Elaboración basada en datos del Banco Mundial [8]

Aun existiendo disponibilidad del suministro eléctrico, **la baja fiabilidad y calidad del servicio** es otro de los factores que limitan el desarrollo de la cadena de frío en muchos países, por ejemplo, en las poblaciones de menor tamaño de Centro América y el Caribe, en las zonas costeras y rurales menos desarrolladas de Sur-América, así como del Sudeste Asiático y sur de África.

El indicador básico para evaluar la fiabilidad del suministro eléctrico es el número de cortes o interrupciones que tiene este servicio para un mes típico de operación, así como la duración de estos cortes o interrupciones. Otros indicadores son el tiempo medio de atención de las averías o fallas y la calidad de la onda eléctrica. Los datos estadísticos en este ámbito son escasos, pues no se recogen en detalle por parte de los estamentos gubernamentales de cada país. En este sentido, el Banco Mundial ha publicado el número de cortes de energía para un mes típico de operación para las empresas, recogiendo información consolidada para distintos países entre el año 2000 y 2017. La Fig.1-4 muestra los países con mayor número de cortes de energía, donde se constata que son algunos países asiáticos y africanos, los que presentan las cifras más altas.

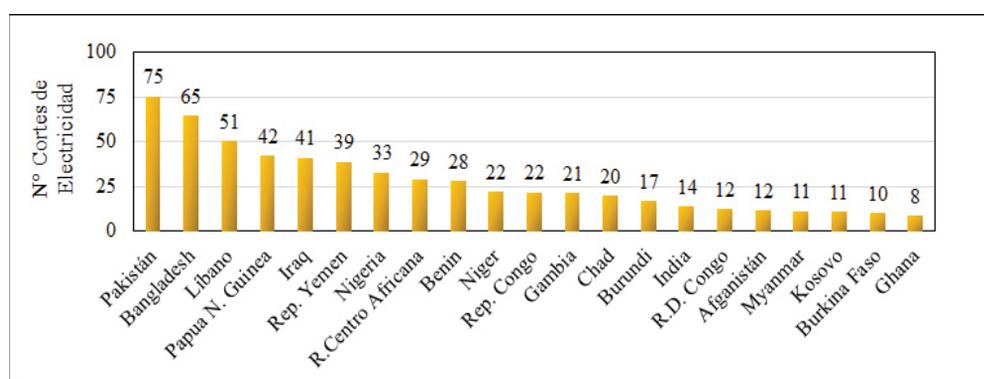


Fig. 1-4. Países con mayor número de cortes de electricidad por mes
Elaboración basada en datos del Banco Mundial [8]

En países como Bangladesh e India, en los cuales no hay conflictos armados recientes, el número de cortes de electricidad por mes son de 64.50 y 13.80 respectivamente, pese a que el porcentaje de población con acceso a la electricidad es alto, con cifras de 84.53 y 75.92% respectivamente. Ello implica que un indicador alto de población con acceso a la electricidad no garantiza la fiabilidad del suministro eléctrico, y por tanto, constituye también un limitante para desarrollar la cadena de frío, utilizando sólo el suministro eléctrico de la red y equipos de compresión mecánica de vapor accionados eléctricamente. Por tanto, para garantizar la continuidad del suministro eléctrico, en estas zonas, es necesario utilizar equipos generadores de respaldo, abastecidos usualmente con combustibles fósiles como carbón o diésel. Existen también otros países, tales como Cuba, con problemas serios en la continuidad del suministro eléctrico, que, sin embargo, no publican estadísticas al respecto. Se entiende, por tanto, que en estos países la producción y comercialización efectiva de alimentos están limitadas por el bajo desarrollo de la cadena de frío, por la falta de un suministro eléctrico o por la poca fiabilidad del suministro existente, del cual dependen los sistemas de refrigeración convencionales basados en el ciclo de compresión mecánica de vapor.

1.2.2 DISPONIBILIDAD DEL RECURSO SOLAR EN LAS ZONAS CON DEFICIENCIA EN EL SUMINISTRO ELÉCTRICO

Una opción para el desarrollo de la cadena de frío, en estas zonas menos desarrolladas, donde hay deficiencias del suministro eléctrico, es el uso de fuentes energéticas renovables, tales como la energía solar en sus dos líneas más comunes (fotovoltaica y solar térmica); pues muchas de ellas, están emplazadas en los trópicos y

sub-trópicos, donde precisamente existe una alta disponibilidad del recurso solar. Así se constata al revisar los datos de irradiación solar global horizontal en el Atlas Solar Mundial (Fig. 1.5).

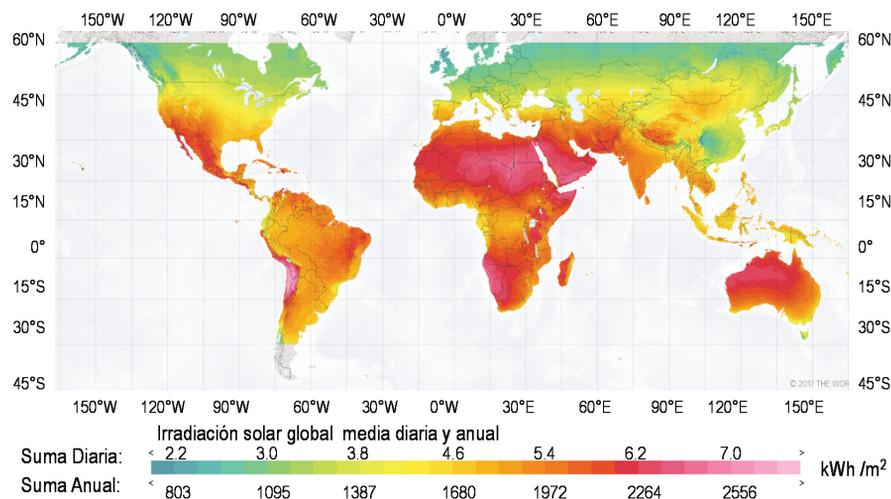


Fig. 1-5. Mapa mundial de irradiación solar directa anual y media diaria
Fuente: [9]

Si se analizan en particular, los datos de irradiación solar media diaria en los países con menor acceso al suministro eléctrico, o con mayor frecuencia de cortes de energía, identificados en el apartado anterior, se encuentra que, en la gran mayoría de estos, cuentan con una irradiación solar global media diaria por encima de 5.5 kWh/m². Los datos se presentan en detalle en la Tabla 1.2, discriminado los valores para las zonas con mayor y menor valor de irradiación solar media anual.

Tabla 1-2. Irradiación solar global media diaria en países con mayores deficiencias de suministro eléctrico

País	Irradiación Solar Global ⁽³⁾ [kWh / m ² .dia]		País	Irradiación Solar Global ⁽³⁾ [kWh / m ² .dia]	
	(1)	(2)		(1)	(2)
Rep. Yemen	6.8	5.2	Gambia	5.8	5.5
Chad	6.7	5.8	Cuba	5.8	4.9
Somalia	6.7	5.3	Benin	5.8	4.7
Niger	6.6	5.8	Iraq	5.8	4.7
Sudán	6.6	5.6	Guyana	5.8	4.4
Tanzania	6.6	4.2	Rep. Democrática del Congo	5.8	4.0
Kenia	6.4	4.0	Mozambique	5.6	4.9
Mali	6.3	5.6	Libano	5.6	4.7
Etiopía	6.2	4.7	Ghana	5.6	4.2
Uganda	6.2	4.0	Papua Nueva. Guinea	5.6	2.9
Zambia	6.0	5.5	India	5.5	4.7
Rep. Centro Africana	6.0	5.1	Sierra Leone	5.5	4.7
Zimbaue	6.0	4.8	Burundi	5.3	4.4
Sudán del sur	6.0	4.7	Nepal	5.3	3.3
Madagascar	6.0	4.1	Angola	5.2	4.4
Afganistán	5.9	4.9	Rep. Congo	5.2	4.1
Malauí	5.9	4.7	Birmania	4.9	3.8
Camerún	5.9	4.2	Bangladesh	4.7	4.2
Nigeria	5.9	4.1	Kosovo	4.0	3.2
Pakistán	5.9	4.1	Rep. Democrática de Corea	3.8	3.7

⁽¹⁾ Zonas con menor irradiación solar, ⁽²⁾ Zonas con mayor irradiación solar, ⁽³⁾ Irradiación global horizontal media

Fuente: Elaboración basada en datos del Banco Mundial y Global Solar Atlas [9,10]

En suma, se encuentra que el desarrollo futuro de la cadena de frío en las zonas menos desarrolladas y sin suministro eléctrico, requiere soluciones adaptadas a sus condiciones específicas. Las soluciones deben considerar las limitaciones de suministro eléctrico, las cuales dificultan el uso de los sistemas de compresión de vapor convencionales, y asimismo es necesario tener en cuenta los volúmenes de producción a pequeña escala, comunes en este tipo de regiones. En tal caso, los equipos de refrigeración doméstica y profesional tendrán gran aplicabilidad, accionados mediante fuentes renovables como la energía solar, cuya disponibilidad es alta en estas zonas. Además, el uso de la energía solar garantiza además el desarrollo de la cadena de frío, bajo el marco de sostenibilidad y de bajas emisiones requerido en la actualidad.

1.3 REFRIGERADORES SOLARES

La producción de frío con energía solar puede llevarse a cabo utilizando tecnologías de refrigeración eléctrica con paneles fotovoltaicos, y térmica, con colectores solares térmicos. [10,11]. La Fig.1-6, ilustra de forma general, las diferentes tecnologías de producción de frío solar, así como los tipos de aplicaciones en que pueden emplearse. De acuerdo con la temperatura de producción y humedad requerida en el proceso de producción del frío, existen diferentes aplicaciones tales como el aire acondicionado, la refrigeración, la congelación, la criogenia y también la deshumidificación y el secado. Las aplicaciones de aire acondicionado están más orientadas al sector de la edificación, mientras que, en la cadena de frío, las aplicaciones más utilizadas se realizan en el ámbito de la refrigeración, la congelación y en menor medida en la criogenia.

Según indica ASHRAE, la temperatura típica para aplicaciones para la preservación de productos frescos es de 0 a 4°C en refrigeración doméstica y de 1 a 5°C en refrigeración comercial. Cuando se trata de preservar alimentos congelados, estos rangos de temperatura van de -18 a -13°C y de -23 a -12°C respectivamente. En cámaras de refrigeración, la temperatura y la humedad relativa se ajustan según el tipo específico de producto, por ejemplo, algunas frutas y verduras utilizan temperaturas de preservación de hasta 15°C, y valores de humedad relativa del 95 % [12]; . En la criogenia, por otra parte, es necesario que el sistema producción de frío, mantenga la temperatura del espacio, fluido o producto tratado por debajo de -148.15°C.

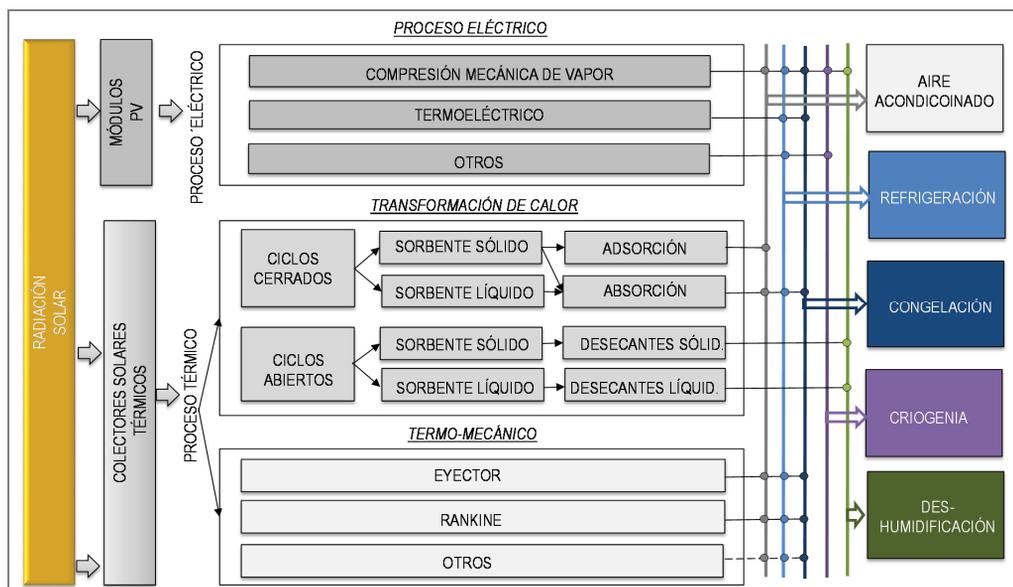


Fig.1-6. Tecnologías de producción de frío, con la radiación solar como fuente de energía primaria

Fuente: Adaptado de [10,11]

Dentro las **tecnologías de producción de frío con energía eléctrica**, la más ampliamente extendida, en refrigeradores solares, es la tecnología de compresión mecánica de vapor, basada en el ciclo de Rankine, y menor medida la tecnología basada en sistemas termoeléctricos. Otras tecnologías que utilizan la energía eléctrica como los refrigeradores Stirling, los termoacústicos o los magnéticos, sin embargo, los estudios experimentales aplicados a estos refrigeradores son muy limitados.

Por otra parte, dentro de las tecnologías basadas en el proceso térmico, están aquellas en las que se realiza un proceso de transformación de calor, y aquellas en las que se lleva a cabo un proceso termo-mecánico. **El proceso de transformación de calor** puede llevarse a cabo en ciclos cerrados, como los sistemas de absorción o adsorción, utilizados en aplicaciones de refrigeración y de aire acondicionado; o en ciclos abiertos, en cuyo caso las aplicaciones están orientadas a la des-humidificación y secado mediante desecantes líquidos y sólidos [10,11]. Específicamente para refrigeradores solares, existen diferentes estudios teóricos y experimentales en los que se utilizan los ciclos de absorción y adsorción.

Las tecnologías de producción de frío, que realizan **procesos termo-mecánicos** [13], reciben el calor producido por la radiación solar, lo transforman en trabajo mecánico, y mediante éste se acciona el compresor de una máquina de compresión mecánica de vapor. Dentro de estas tecnologías, están el ciclo Rankine y en el ciclo Ejector; las cuales, hasta ahora, se han utilizado en menor medida, en refrigeradores de pequeño tamaño.

Si se tiene en cuenta las tecnologías de producción de frío mediante energía solar, y su aplicación previa a nivel comercial, en proyectos de demostración, o en prototipos de trabajos experimentales, los refrigeradores solares pueden clasificarse según se resumen en la Tabla 1.3. De esta manera, en los apartados subsiguientes, se revisan brevemente los principios básicos de funcionamiento de estos refrigeradores solares, se muestran los modelos disponibles en el mercado, y se revisan algunos de los prototipos desarrollados en estudios experimentales desarrollados aplicando los ciclos de absorción y adsorción.

Tabla 1-3. Clasificación de los refrigeradores solares

Sistema solar de activación	Tipo de refrigerador solar	Nivel de madurez tecnológica (TRL)
Refrigeradores solares accionados mediante sistemas fotovoltaicos	Refrigeradores basados en el ciclo de compresión mecánica de vapor	TRL 8 - 9
	Refrigeradores basados en el efecto termoeléctrico	TRL 8 - 9
Refrigeradores solares accionados mediante sistemas solares térmico	Refrigeradores solares basados en el ciclo de absorción -difusión	TRL 5 - 7
	Refrigeradores solares basados en el ciclo de adsorción	TRL 5 - 7

Si bien hay otras tecnologías de producción de frío que se han analizado a nivel teórico y experimental para su aplicación en los refrigeradores solares, su desarrollo actual es bajo, por lo cual no se incluyen en la presente revisión. No obstante, al respecto cabe citar las tecnologías que combinan el Ciclo Rankine Orgánico y el Ciclo de Compresión Mecánica de Vapor (ORC-VCM), la mayoría de ellos de tipo teórico y muy pocos de tipo experimental. En concreto para aplicaciones de refrigeración a pequeña escala, Bu et al. [14], analizaron una máquina de hielo con el ciclo ORC-VCM, y constataron que el COP del ciclo está entre 0.45 y 0.50, siempre y cuando la temperatura de activación del sistema sea superior a 120°C, lo cual implica el uso de colectores solares de media temperatura. Por otra parte, estudios recientes como el de Zheng et al. [15], analizaron el COP de este tipo de ciclo, aplicado a un refrigerador solar; utilizando como fluidos refrigerantes diferentes hidrocarburos (HC), y concluyeron que la eficiencia del ciclo aumenta más de 20% si se usan mezclas zeotrópicas, en lugar de sustancias puras.

1.3.1 REFRIGERADORES SOLARES ACCIONADOS MEDIANTE SISTEMAS FOTOVOLTAICOS

1.3.1.1 REFRIGERADORES SOLARES BASADOS EN EL CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR

Los refrigeradores de compresión mecánica de vapor (CMV) son los más extendidos a lo largo de la cadena de frío. Puesto que se accionan mediante electricidad, pueden utilizar un subsistema fotovoltaico para su funcionamiento. Un sistema de refrigeración solar de CMV consiste en un refrigerador convencional pero cuyo compresor está accionado por un motor de corriente continua (CC) en lugar de un motor de corriente alterna (CA) como es habitual en otros ámbitos, con el fin de aprovechar de forma directa la electricidad producida por los paneles fotovoltaicos, evitando así el uso del convertidor CC/CA (inverter) que se necesitaría si el motor fuese de corriente alterna.

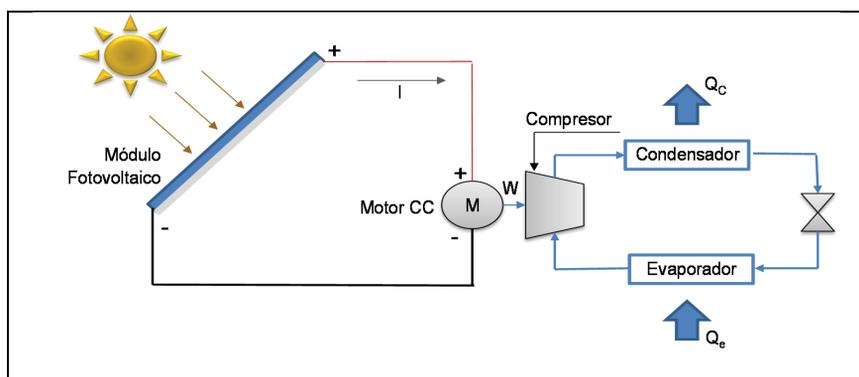


Fig. 1-7. Esquema ciclo CMV accionado mediante sistema fotovoltaico.

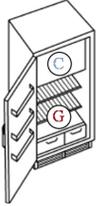
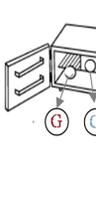
Fuente: Adaptado de [13]

En la Fig.1-7 se esquematiza un sistema de refrigeración de compresión mecánica provisto de un compresor con motor de corriente continua, el evaporador, el condensador y una válvula de expansión; no obstante, tanto los refrigeradores de CC como de CA suelen realizar la expansión utilizando un tubo capilar [16,17]. El Coeficiente de Operación del sistema se evalúa mediante la relación del calor extraído del refrigerador por el evaporador (Q_e) y el trabajo consumido por el compresor (W).

A lo largo de la cadena de frío se utilizan diferentes tipos de equipos de refrigeración de compresión mecánica. El IIR diferencia 6 grupos de equipos: Equipos de refrigeración doméstica, utilizados generalmente por los consumidores finales, equipos de refrigeración profesional, utilizados por normalmente en emplazamientos donde no se exhibe el producto, por ejemplo restaurantes, equipos de refrigeración comercial, usados típicamente en tiendas y supermercados de pequeño y tamaño medio; equipos de refrigeración especiales utilizados para el procesamiento de alimentos, utilizados en la industria agroalimentaria, las cámaras y grandes instalaciones frigoríficas, utilizadas durante el proceso de distribución, y finalmente los equipos de transporte refrigerado [1,2,5]

En refrigeración doméstica con compresores CA convencionales, hay una gran variedad de modelos de refrigeradores y congeladores, de los cuales los más usuales, según señala ASHRAE son: Refrigerador de una sola puerta, Refrigerador con congelador en la parte superior, Refrigerador con combinación de lado a lado, Refrigerador con congelador en la parte inferior, Refrigerador compacto, Refrigerador bajo mesa, Congelador vertical, y Congelador horizontal [12]. Cada modelo de equipo de refrigeración está provisto de un compartimiento de refrigeración (G) y/o un compartimiento de congelación (C), con diferentes ubicaciones, según se muestra en la Tabla 1-4.

Tabla 1-4. Modelos comunes de equipos de refrigeración en refrigeración doméstica

Modelo de	Refrigerador de sola una puerta	Refrigerador con congelador arriba	Refrigerador con combinación de lado a lado	Refrigerador compacto	Congelador vertical	Congelador – Refrigerador horizontal
Esquema del Modelo						
	Single-Door Refrigerator	Top Mount Combination	Side by Side Combination	Compact refrigerator /	Upright Freezer	Chest Freezer
Compartimientos.	G, C	G, C	G, C	G, C	C	C

G: Compartimiento de refrigeración general; C: Compartimiento de congelación

Fuente: [12]

Los refrigeradores de compresión mecánica accionados mediante corriente continua pueden utilizar los mismos modelos de los refrigeradores convencionales accionados mediante corriente alterna; no obstante, para adaptarse al tamaño y necesidades del mercado, las empresas fabricantes de refrigeradores solares ofertan especialmente el refrigerador de una sola puerta para viviendas aisladas y congeladores horizontales, los cuales suelen usarse tanto en viviendas, como en granjas productoras, centros de procesamiento y comercios de pequeño tamaño. La ventaja de los congeladores horizontales es su gran capacidad y flexibilidad para utilizarse tanto como refrigeradores como congeladores. En la Fig.1-8, se muestran dos refrigeradores solares de compresión mecánica de vapor, de los modelos más extendidos en el mercado.



Fig. 1-8. Modelos de refrigeradores / congeladores solares CMV de uso más extendido

Los primeros refrigeradores solares de compresión mecánica de vapor fueron comercializados en los años 70 por la empresa Sun-Danzer, Spin-Off de la NASA, organismo en donde se desarrollaron las primeras aplicaciones con sistemas fotovoltaicos para atender necesidades en el sector aeroespacial. Esta empresa americana es hoy una de las líderes del mercado global, junto con la empresa alemana Steca y varias empresas de la India y China. Actualmente en el mercado este tipo de refrigeradores, se producen en las diferentes regiones a nivel global, incluyendo Estados Unidos, Europa, Asia y Australia; sin embargo, en zonas menos desarrolladas, como África y el Caribe, donde mayor aplicabilidad tiene este tipo de tecnología, continúan sin tener producción local relevante.

Tal como se comentó en el apartado 1.1, las emisiones directas de gases de efecto invernadero en refrigeradores domésticos y de pequeño tamaño, son bajas, debido a que las fugas de refrigerantes son casi inexistentes en los refrigeradores fabricados en las líneas industriales de producción. A pesar de ello, en los últimos años los fabricantes han ido introduciendo en sus sistemas refrigerantes naturales como el propano (R290) o isobutano (R600a), especialmente éste último. De hecho, entre el 35 y el 40% de los refrigeradores domésticos actuales utilizan ya el refrigerante R600a, incluso los fabricantes más importantes a nivel global han implantado el uso de este refrigerante en sus líneas de producción y se estima que dentro de una década, el 75% de este tipo de refrigeradores utilizarán refrigerantes hidrocarbonados [2].

Específicamente en refrigeradores con compresores de corriente continua, los fabricantes europeos están manufacturando compresores herméticos de pistón, para su funcionamiento con refrigerantes como el R600a y el R290a, aunque aún siguen disponibles en el mercado los compresores para el refrigerante R134a. Por otra parte, en China, la producción de este tipo de compresores sigue centrada en el refrigerante R134a y en menor medida en los refrigerantes HC. En general la capacidad frigorífica de estos compresores está entre 40 y 250 W, y van provistos de diferentes tipos de unidades electrónicas de control, de las cuales las más avanzadas permiten variar su velocidad de funcionamiento. En el Anexo 1.1, se presenta una lista de empresas que fabrican refrigeradores solares de compresión mecánica, clasificadas por zonas geográficas, así como una lista complementaria con fabricantes de compresores de continua para refrigeradores y congeladores.

El Coeficiente de Operación de los refrigeradores con compresores de corriente continua ensayados bajo condiciones estándar de la norma EN-12900 (Temperatura ambiente 32°C, Temperatura de condensación de 55°C y Temperatura del líquido a la salida del condensador 32°C), está entre 0.9 y 1.0 cuando la temperatura de evaporación es de -23.3°C y entre 1.8 a 2.0 cuando dicha temperatura se eleva a 0°C. No obstante, bajo condiciones más favorables de operación, por ejemplo, una temperatura ambiente de sólo 25°C y una temperatura de condensación de 35°C, los valores de COP para una temperatura de evaporación de 0°C pueden estar entre 2.5 y 3.0, dependiendo de las características específicas del compresor [20,21].

En lo que respecta a las emisiones indirectas, más asociadas al consumo eléctrico del refrigerador, el consumo de electricidad de los refrigeradores y congeladores domésticos ha disminuido en más de un 60% [2]. Estas mejoras se deben principalmente a las exigencias que se han venido introduciendo en relación con el etiquetado energético, especialmente en Europa; pero que actualmente están ya extendidos a nivel global. Entre las medidas que se han venido aplicando a los refrigeradores domésticos están la mejora de aislamiento y sellos de las puertas, mejora del sistema de control, uso de ventiladores de corriente continua, y variación de la velocidad del compresor entre otras medidas [2,22,23].

1.3.1.2 REFRIGERADORES SOLARES BASADOS EN EL EFECTO TERMOELÉCTRICO

Los refrigeradores termoeléctricos también utilizan la electricidad como fuente energética para la producción del frío; su funcionamiento se basa en los efectos Peltier, Seebeck y Thomson, los cuales son referidos de forma general como efectos de tipo termoeléctrico.

El efecto Seebeck, fue descubierto por el físico alemán, Thomas Seebeck, en 1821, y hace referencia a la capacidad que tienen dos materiales, para producir una diferencia de voltaje o potencial eléctrico, cuando sus extremos están sometidos a una diferencia de temperatura. Así el denominado coeficiente Seebeck se obtiene a partir de la relación entre la tensión obtenida y dicha diferencia de temperatura [24]. Esta característica, es

utilizada por ejemplo en los termopares, formados por la unión de dos hilos de materiales conductores similares, que se utilizan para la medición de temperatura, y es también la base de los generadores termoeléctricos.

Existe también el efecto inverso, descubierto por el físico francés Jean Peltier; quien constató en 1834, que al aplicar una diferencia de voltaje o potencial eléctrico entre dos materiales puestos en contacto, se produce un flujo de calor desde uno de los materiales hacia el otro; además al invertir la polaridad del voltaje, el flujo de calor también cambia de sentido. El coeficiente Peltier se obtiene a partir del calor intercambiado en la unión de los dos materiales, por unidad de tiempo y de la corriente que circula a través de la misma. [24]

Más tarde, en 1851, el físico y matemático británico, William Thomson, desarrolló de la teoría de la termoelectricidad, estableciendo una relación entre los coeficientes de Seebeck y de Peltier, y describiendo conceptual y matemáticamente el proceso de flujo de calor entre dos materiales sometidos a una diferencia de potencial eléctrico [24,25].

Los sistemas de refrigeración termoeléctricos utilizan los elementos Peltier, los cuales se conectan entre sí para formar módulos Peltier. Cada elemento Peltier está formado por dos semiconductores, uno tipo N y otro tipo P, puestos en contacto mediante un metal (cobre); al aplicar la diferencia de potencial entre los dos materiales, según se muestra la Fig.1.9 (a), se da lugar un flujo de calor, desde la cara superior del elemento hacia la cara inferior. Al conectar en serie diferentes elementos, se forma un módulo Peltier, tal como se esquematiza en la Fig. 1.9 (b). Los módulos disponibles comercialmente, tienen una potencia frigorífica que varía entre 5 y 650W y tamaños entre 15x15 mm hasta 60x60 mm aproximadamente.

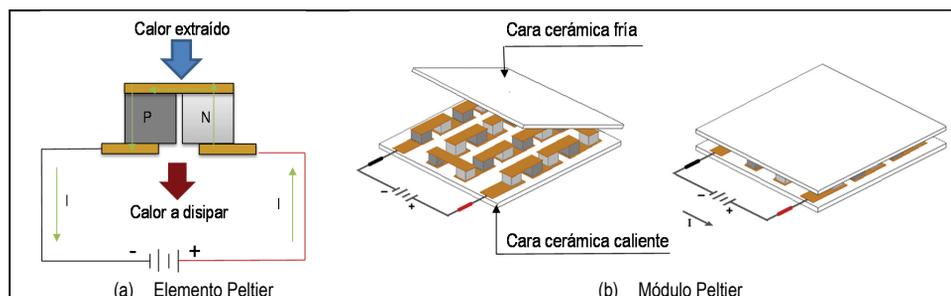


Fig. 1-9. Esquema elemento Peltier y módulo Peltier
Fuente: Adaptado de ElectraCOOL™[26]

La energía de activación del sistema es la electricidad, por lo cual es posible producirla mediante un sistema fotovoltaico, según se muestra en la Fig.1-10. Puesto que el voltaje de salida del sistema fotovoltaico varía en función de la disponibilidad del recurso solar, y a su vez, la eficiencia del módulo Peltier se afecta al variar el voltaje, es conveniente utilizar un regulador, basado en convertidores CC/CC, para mantener el voltaje de alimentación del módulo Peltier dentro de un rango adecuado de operación.

El COP de este tipo de sistema de refrigeración está entre 0.4 y 0.5, muy inferior de los sistemas de CMV; además sus prestaciones son inferiores a las de otras tecnologías de refrigeración emergentes, que también utilizan la electricidad como fuente energética, tales como la refrigeración termoacústica, y la refrigeración magnética [27]. A pesar de ello, los sistemas de refrigeración termoeléctricos se han desarrollado a nivel comercial en nichos de mercado o sectores muy específicos, en los que es de gran importancia las bajas vibraciones, la estabilidad y la baja generación de ruido. De esta manera este tipo de sistemas de refrigeración se ha utilizado principalmente para la refrigeración de componentes electrónicos de diversos equipos, tales como las CPU de los ordenadores, componentes de equipos de aplicaciones médicas especializadas, cámaras

fotográficas, así como en componentes especiales de automóviles, submarinos y equipos del sector aeroespacial.

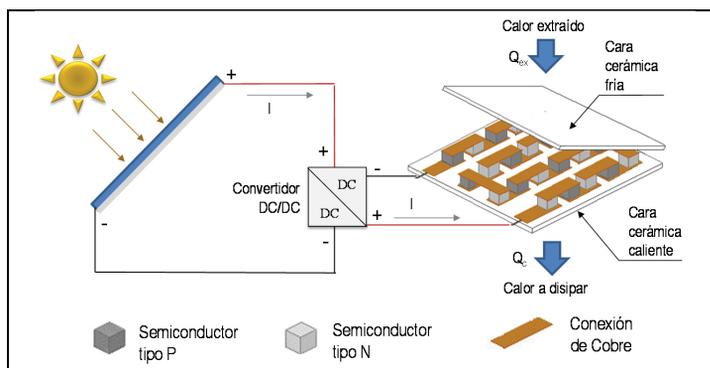


Fig. 1-10. Esquema de funcionamiento de un módulo Peltier mediante sistema fotovoltaico.

Fuente: Elaboración propia utilizando el módulo Peltier de ElectraCOOL™[26]

En lo que respecta a la cadena de frío, la principal limitación de esta tecnología es su baja capacidad de refrigeración, pues requiere una superficie de contacto alta respecto al volumen del espacio refrigerado; por ello, se ha aplicado principalmente en refrigeradores portátiles de pequeño tamaño, utilizados en el sector recreativo, en particular en vehículos recreativos y también para campings.

La empresa holandesa Dometic es líder en la fabricación y comercialización de refrigeradores termoeléctricos y ofrece también aplicaciones específicas para el enfriamiento de leche en muy pequeña cantidad (8 litros o menos) hasta una temperatura de 10°C. La temperatura de preservación de los alimentos dentro del refrigerador, solo se puede garantizar hasta 30°C de temperatura ambiente, con lo cual su aplicación es limitada en climas tropicales, donde la temperatura media es superior a 30°C. La Tabla 1.5 resume las principales características de los refrigeradores termoeléctricos comercializados por esta empresa

Tabla1-5. Equipos de refrigeración termoeléctricos fabricados por Dometic

Modelo	Volumen [L]	ΔT . Ambiente-T. Celda refrigerada [°C]	Potencia eléctrica de entrada [W]			Aplicación
			100- 230 V AC	24 V CC	12 V CC	
Dometic Tropicool	14	30	64	46	50	Refrigerador portátil
	20	30	64	46	50	
	33	30	64	46	50	
Dometic Board	8	22	-	-	32.4	Refrigerador portátil para turismo
	15	22	-	-	39.6	
	20	22	55	48	-	
Dometic MyFridge	0.5	22	18	-	-	Neveras para enfriamiento de leche
	1	22	18	-	-	
	5	22	33	-	32.4	

Fuente: Dometic web page [28]

Debido a los límites físicos, el COP de los sistemas de refrigeración termoeléctricos, siempre será inferior al de los equipos basados en el sistema de compresión mecánica de vapor. No obstante, los desarrollos actuales están orientados a innovar en los materiales utilizados y en el desarrollo de nuevas configuraciones de conexión para incrementar la eficiencia de los módulos Peltier. Se espera continuar aplicando estos avances en los equipos electrónicos, de los diferentes sectores en que hasta ahora se ha aplicado la tecnología.

1.3.2 REFRIGERADORES SOLARES ACCIONADOS MEDIANTE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS

1.3.2.1 REFRIGERADORES SOLARES BASADOS EN EL CICLO DE ABSORCIÓN

Los sistemas de refrigeración basados en el ciclo de absorción pueden activarse utilizando como fuente energética el calor, en lugar de la electricidad como sucede en el ciclo de compresión mecánica de vapor, lo que permite la utilización de diferentes fuentes de calor residual y el calor producido mediante fuentes energéticas renovables, tales como la solar térmica, el biogás y la biomasa.

Los componentes principales de un ciclo de absorción de simple efecto son el absorbedor, el generador, el evaporador, el condensador, la bomba, el intercambiador de calor de solución, así como los dispositivos de estrangulación requeridos. En este tipo de ciclo se utiliza un fluido refrigerante y otro absorbente; el refrigerante circula por el condensador y el evaporador, en tanto que la mezcla de refrigerante-absorbente circula a través del circuito de solución que conecta el absorbedor y el generador. Las mezclas Refrigerante-Absorbente más comúnmente utilizadas son agua-bromuro de litio y amoníaco-agua [33]; el primero más usado en aplicaciones de aire acondicionado, y el segundo más adecuado para aplicaciones de refrigeración industrial, donde la temperatura de trabajo requerida suele ser inferior a la temperatura de fusión del agua. Una vez el refrigerante ha tomado la energía del medio a enfriar a través del evaporador y se ha evaporado, el vapor es absorbido en el "absorbedor por la mezcla refrigerante-absorbente, pobre en refrigerante proveniente del generador, en cuyo proceso se disipa calor. El absorbente tiene alta afinidad con el refrigerante para poder formar una solución homogénea; La solución con alta concentración de refrigerante es bombeada hasta el generador o desorbedor, donde se aplica calor, de manera que la solución entra en ebullición separándose el refrigerante de la solución, de modo tal que el refrigerante en fase vapor fluye hacia el condensador, donde condensa disipando la correspondiente energía de liquefacción.

La forma más simple de integrar la energía solar térmica en los sistemas de refrigeración por absorción consiste en incorporar en el generador un intercambiador de calor, que reciba el calor aportado por el sistema solar térmico y lo transfiera al proceso de regeneración, según se esquematiza en la Fig.1.11 (a). Mediante esta configuración puede atenderse la demanda de refrigeración de forma continua, y ha sido utilizada en proyectos de demostración de refrigeración en el sector agroalimentario para diferentes aplicaciones en el sector lácteo, vitivinícola y preservación de alimentos en cámaras de refrigeración [29].

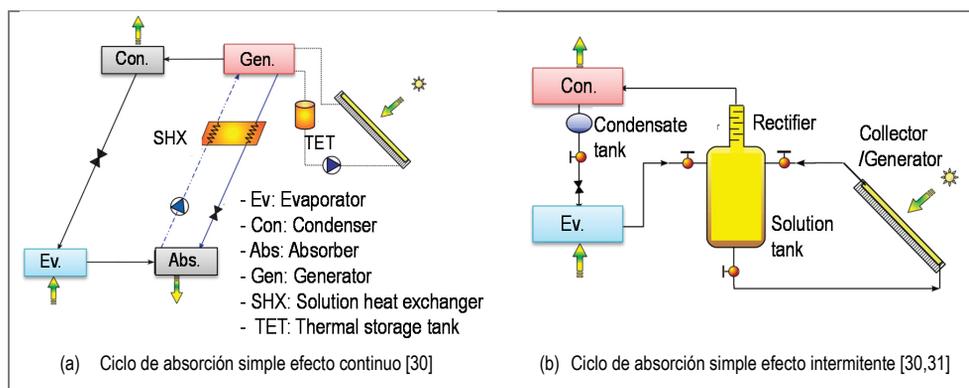


Fig. 1-11. Esquemas sistemas de refrigeración solar por absorción simple efecto, continuo e intermitente

Estas instalaciones han utilizado principalmente el par de trabajo amoníaco- agua, con máquinas de absorción simple efecto condensadas por convección forzada. La temperatura de activación requerida está entre 140 y 200°C, por lo cual se han usado colectores solares de media temperatura, el tipo cilindro parabólicos (PTC) y sistemas de Captación Lineales Fresnel (LFC). El fluido solar usado ha sido agua presurizada, con una presión de trabajo inferior a 6 bares, lo cual simplifica y reduce los costes del sistema.[32]

A pesar de que el desempeño de los proyectos de demostración ha sido evaluado positivamente, su viabilidad económica es baja para sistemas de muy pequeño tamaño, como son los refrigeradores solares, en los cuales la baja potencia de refrigeración, usualmente está entre 40 y 250W, valor que no justifica el uso de la bomba de la solución en el circuito frigorífico y la bomba de circulación en el circuito solar, las cuales requieren electricidad para su funcionamiento, energía de la cual se carece precisamente en las zonas donde se utilizarían los refrigeradores solares. Por ello, se han planteado sistemas libres de bomba y de partes móviles, como el de absorción, de simple efecto, intermitente, mostrado en la Fig.1-11 (b). Este sistema fue estudiado por Venkatesh en 1989 [30,31]; la novedad principal es que se utiliza un colector solar donde se realizan los procesos de absorción y regeneración, de forma intermitente, realizando la regeneración durante el día, y la absorción y producción de frío durante la noche. Por sus características, este tipo de sistema se ha aplicado en la preservación de alimentos, aplicación en la cual, el objetivo no es mantener el confort, como sucede en las aplicaciones de aire acondicionado. Puesto que no hay bomba de circulación, el sistema incorpora un tanque o depósito, donde se almacena la solución refrigerante-absorbente, y su movimiento se realiza gracias a la diferencia de densidades, localizándose en la parte inferior la solución más concentrada y en parte superior la solución menos concentrada. El par de trabajo más utilizado es el amoníaco - agua, no obstante, en diferentes trabajos experimentales se han utilizado como pares de trabajo el amoníaco-nitrato de litio, para el caso de la absorción líquida, y el amoníaco – cloruro de estroncio para la absorción sólida [33].

Estos trabajos experimentales han aplicado el ciclo intermitente principalmente a la producción de hielo en congeladores de pequeño tamaño, obteniendo un COP entre 0.10 y 0.30, y utilizando colectores solares de media temperatura adaptados, para realizar en ellos el proceso de absorción y re-generación, utilizando el concepto de los colectores de tubos de vacío (ETC) y colectores cilíndrico parabólicos (PTC). En la Fig.1-12 se muestra un prototipo desarrollado en uno de estos trabajos de investigación

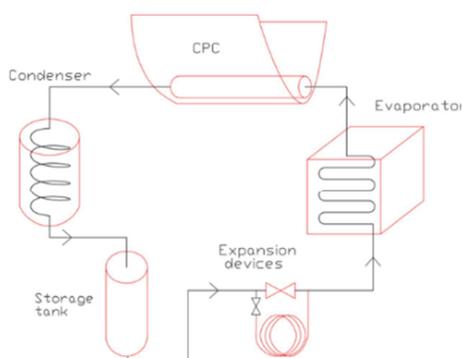


Fig. 1-12. Refrigerador intermitente basado en el ciclo de absorción
Fuente: [34,35]

El ciclo de absorción, tanto continuo como intermitente, tienen diversas variantes cuyo objetivo es aumentar el Coeficiente de Operación (COP) del sistema. Entre ellos están los ciclos continuos doble y medio efecto, cuando

se trabaja con el par agua-bromuro de litio [30,36], el ciclo GAX para el par de amoniaco-agua[36], el ciclo intermitente doble efecto [30,31]. Pese a la ventaja de mayor COP, su mayor volumen y complejidad dificultan su aplicabilidad a los refrigeradores solares.

En la línea de diseñar refrigeradores basados en el ciclo de absorción, libre de partes móviles, y de mayor aplicabilidad en el mercado, hacia 1920, los ingenieros suecos Baltzar von Platen y Carl Munters, idearon un refrigerador basado en el ciclo de absorción - difusión, o por sus siglas en inglés, DAR (Difusion Absorption Refrigerator). Entre las principales ventajas de este ciclo están el funcionamiento libre de bomba, menor producción de ruido, y trabajo a una presión única. Para ello, utiliza un gas auxiliar, además del refrigerante y el absorbente, el cual homogeneiza la presión del sistema. La Fig.1-13 (a), presenta el diagrama esquemático de un refrigerador con un ciclo DAR. Los componentes generales del sistema son el generador, el rectificador, el condensador, el evaporador, el absorbedor, y el intercambiador de la solución. Como en la máquina de absorción convencional, opera con par de trabajo amoniaco- agua; pero incorpora una bomba de burbuja en lugar de una bomba mecánica, y un intercambiador de calor adicional del gas auxiliar. El refrigerante normalmente es amoniaco; el agua se usa como absorbente, y como gas auxiliar se utiliza un gas inerte como el hidrógeno y el helio.

El principio de funcionamiento es similar al ciclo de absorción normal de simple efecto [36,37]; el refrigerante circula por todo el sistema; la solución refrigerante-absorbente, circula a través del generador, el absorbedor y la bomba de burbujas; y el gas auxiliar circula por el circuito auxiliar que pasa por el evaporador, el absorbedor e intercambiador de gas. El circuito de gas auxiliar funciona mediante convección natural debida a la diferencia de densidades asociada con la composición del amoniaco en la fase gaseosa. Estos refrigeradores necesitan una temperatura en el generador entre 120 y 180°C, su capacidad de enfriamiento suele estar entre 25 y 100W y el Coeficiente de Operación está entre 0.15 y 0.25 [30,36]. Su funcionamiento se expone en detalle en el trabajo de Taieb et al [36,37].

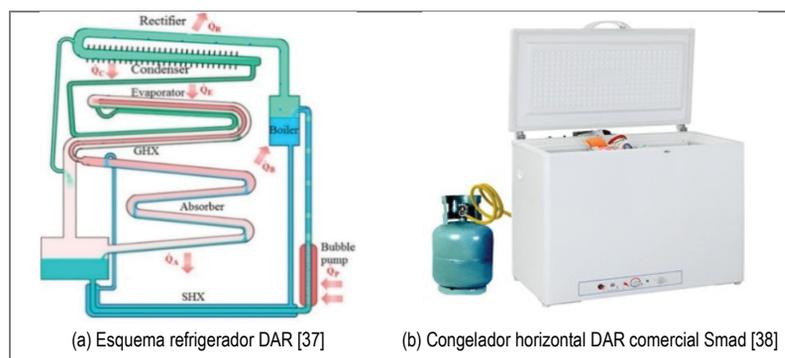


Fig. 1-13. Esquema refrigerador basado sistema absorción-difusión (DAR)

Los refrigeradores DAR, se utilizaron de forma extendida, en la primera mitad del siglo XX, cuando la disponibilidad de la electricidad era baja alrededor del mundo. No obstante, su menor COP, frente a los refrigeradores basados en el ciclo de compresión de vapor, supuso su desaparición de mercado doméstico cuando hubo mayor acceso a la electricidad. Actualmente continúan utilizándose en dos segmentos de mercado, de un lado en los vehículos de recreo, tales como barcos y auto-caravanas de lujo, donde se valora especialmente las bajas vibraciones y el menor ruido generado; y de otro lado en las zonas donde no hay disponibilidad de suministro eléctrico, pero si hay facilidad de acceso a combustibles como el gas propano y kerosene. Existen fabricantes en China, India, Estados Unidos y Europa, atendiendo los dos segmentos de

mercado señalados; en la Fig.1.13 (b), se muestra un congelador horizontal basado en ciclo DAR, fabricado por una empresa China.

En relación a refrigeradores basados en el ciclo DAR, que utilizan la energía solar para su activación existen diferentes trabajos de tipo experimental desarrollados durante los últimos 30 años, en centros de investigación de Alemania, Irlanda, México y Túnez [39–42]. La mayoría de estos trabajos plantean una modificación de refrigerador DAR comercial, adaptándole un intercambiador calor y un circuito adicional para recibir calor de un sistema solar térmico; la temperatura media de activación utilizada está entre 100 y 200°C; En particular el trabajo de Benezine y otros [40], muestra que al utilizar otros fluidos de trabajo (C_4H_{10} / C_3H_{20} / He), es posible reducir la temperatura de activación a 120-150°C. Los Coeficientes de Operación obtenidos finalmente están entre 0.12 y 0.18, utilizando en los sistemas de captación, principalmente colectores de tubos de vacío (ETC) y cilíndrico Parabólicos (CPC).

1.3.2.2 REFRIGERADORES SOLARES BASADOS EN EL CICLO DE ADSORCIÓN

Los sistemas de refrigeración basados en el ciclo de adsorción, también se activan utilizando una fuente energética el calor, por lo que pueden hacer uso de la energía solar térmica, así como de otras energías renovables y calor residual. Comparados con los sistemas de refrigeración basados en el ciclo de absorción, la temperatura de activación requerida es inferior, lo que facilita el uso de las tecnologías de colectores solares térmicos de baja temperatura, los cuales tienen menor coste y disponibilidad en el mercado. Otras ventajas son la mayor simplicidad en el sistema de control, el funcionamiento libre de partes móviles, lo cual disminuye los costes de mantenimiento, y presenta menores problemas de cristalización y de corrosión. Entre las desventajas de estos sistemas están su menor COP y mayor volumen en comparación con los sistemas de refrigeración basados en el ciclo de compresión mecánica de vapor, y también la necesidad de mantener vacío en el sistema, pues así lo exigen sus condiciones de diseño [11].

Según datos de la Agencia Internacional de Energía (IEA) los proyectos de demostración implementados con esta tecnología están focalizados en aplicaciones de aire acondicionado y en el sector de la edificación [43]. En el ámbito de la refrigeración, existen a nivel experimental diversos modelos de refrigeradores solares por adsorción de pequeño tamaño, en los cuales se utilizan colectores solares térmicos de baja temperatura, adaptados para realizar en ellos los procesos de adsorción y desorción del sistema.

La adsorción en un proceso en el cual una sustancia, denominada adsorbente, adsorbe en su superficie otra sustancia denominada adsorbato. El adsorbente suele ser un elemento sólido poroso, lo que le aporta una gran superficie y capacidad adsorbente. Este proceso es exotérmico, por lo cual, es necesario disipar el calor liberado, en tanto el proceso de desorción es endotérmico, por lo cual, requiere calor para su realización [43]. El proceso de adsorción depende principalmente de la naturaleza del adsorbente, así como del adsorbato, de la superficie total de adsorción, de su reactividad, así como de la temperatura y de la presión. Según la revisión de Hassan y Mohamad (2012) [44], los pares de trabajo más adecuados para el ciclo de refrigeración por adsorción son carbón activado-metanol, fibras de carbón activado-metanol, carbón activado-etanol, carbón activado-amoniaco, sílica gel-agua y zeolita-agua. Para aplicaciones de aire acondicionado el par de trabajo más adecuado es el zeolita-agua, en tanto para aplicaciones de refrigeración el par más adecuado es el carbón activado – amoniaco [44,45].

En los ciclos de refrigeración por adsorción, el refrigerante sale del evaporador y entra al adsorbedor, donde tiene lugar primero el **proceso de adsorción**, en el cual las moléculas superficiales del adsorbente se

encuentran insaturadas, atrayendo y adsorbiendo a las moléculas del gas, gobernadas por las fuerzas de van der Waals. En este proceso las moléculas del adsorbente y del adsorbato no sufren modificaciones químicas. Posteriormente se lleva a cabo el **proceso de desorción**, en el cual se aplica calor al adsorbente saturado, elevando la presión y la temperatura del desorbedor, hasta dar lugar a la evaporación del refrigerante (adsorbato) que había sido adsorbido por el adsorbente. Luego el refrigerante fluirá hacia el condensador donde se disipará el calor para finalmente regresar al evaporador, a través de una válvula de expansión.

El ciclo de adsorción/desorción es por tanto intermitente, por ello las aplicaciones que tengan una demanda continua de frío, normalmente incluyen dos unidades de adsorción/ desorción o reactores, tal como se ilustra en la Fig.1.14, donde se muestran las dos unidades, que actúan alternativamente como adsorbedor y desorbedor. Las principales aplicaciones comerciales de los sistemas de producción de frío basadas en el ciclo de adsorción se han orientado a sistemas de aire acondicionado, de gran y pequeño tamaño. Dentro de los fabricantes de las máquinas de adsorción de pequeño tamaño están Inversor, Sortech y Solabcool [11,46].

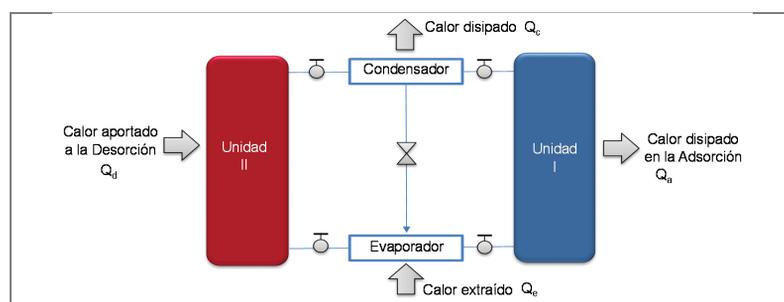


Fig. 1-14. Esquema de ciclo de refrigeración por adsorción con dos unidades de adsorción/desorción
Fuente: Adaptado de [44]

En lo que respecta a los refrigeradores solares basados en el ciclo de adsorción, hasta ahora se han desarrollado sistemas a nivel experimental, en los cuales se utiliza un componente para realizar los procesos de adsorción/desorción, y no dos componentes como en aplicaciones de aire acondicionado. Así los componentes principales de este tipo de refrigeradores son (Fig.1.15 (a)): el evaporador, el colector solar térmico modificado, donde se realiza de forma intermitente los procesos de adsorción/desorción, el condensador, un depósito para almacenar el refrigerante condensado, y la válvula de expansión. El colector solar térmico modificado, contiene el material adsorbente encapsulado en aletas o tubos, tal como se ilustra en la Fig.1.15 (b).

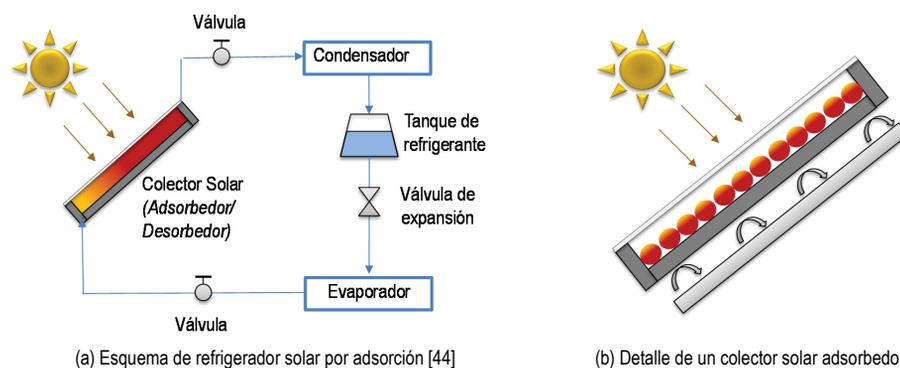


Fig. 1-15. Esquema de refrigerador solar por adsorción y detalle del colector solar

Las revisiones de Hassan y Mohamad [44]; Ullah et al.[48]; y Alazazmed y Mokheimer [49] y en relación con la producción de frío mediante la tecnología de adsorción, citan más de 25 trabajos de investigación en relación a la aplicación de la adsorción en refrigeradores solares, de los cuales más del 45% son de tipo experimental. En la Fig. 1-16, se muestran tres de estos trabajos experimentales, que analizan el desempeño del refrigerador en diferentes zonas donde hay alta disponibilidad del recurso solar y no hay acceso al suministro eléctrico. En los tres casos el par de trabajo utilizado es el carbón activado – metanol.

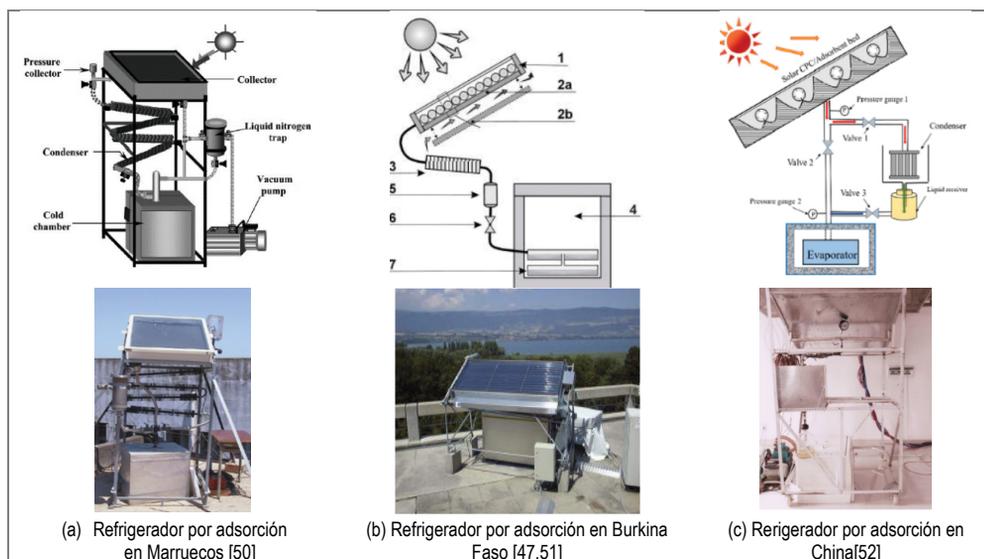


Fig. 1-16. Refrigeradores solares por adsorción analizados en diferentes estudios experimentales

En suma, en los estudios experimentales de refrigeradores por adsorción reportan valores del COP solar entre el 5% y el 14%. Los colectores solares térmicos adaptados han sido principalmente colectores planos adaptados (FPC) y en estudios recientes se empieza a utilizar el concepto de la tecnología de concentración con colectores cilíndrico parabólicos (CPC). El uso de otras tecnologías de concentración como los Colectores parabólicos PTC, sólo se ha realizado a nivel teórico, en tanto, la principal aplicación analizada a nivel teórico y experimental ha sido la producción de hielo.

1.4 TECNOLOGÍAS DE CAPTADORES COMERCIALES APLICABLES A REFRIGERADORES SOLARES

Existen diferentes tecnologías de captadores solares, las cuales pueden dividirse en dos grandes grupos: Captadores que producen electricidad, los cuales serán referidos en adelante como módulos o paneles fotovoltaicos, y los captadores que producen calor, el cual es transferido a un fluido calo-portador, los cuales serán referidos en adelante como captadores o colectores solares térmicos.

1.4.1 TECNOLOGÍAS DE MÓDULOS FOTOVOLTAICOS

La tecnología solar fotovoltaica es una de tecnologías en el ámbito de las energías renovables que mayor crecimiento ha experimentado en los últimos 10 años, mientras en el año 2007 la capacidad global instalada de

esta tecnología era de 8 GWp, a finales del 2017 este valor se había elevado a 402 GWp [53]. Sólo en el 2017 se instalaron 98 GWp, lo que supone el 24.3% de la capacidad global instalada. La rápida caída del precio de los paneles fotovoltaicos desde 1977 hasta la fecha (Fig.1.17(a)), indica que, en el ámbito de la tecnología fotovoltaica, existen opciones tecnológicas maduras que han dado lugar a ese rápido crecimiento de la capacidad instalada. En 1977 el precio de células fotovoltaicas fabricadas de silicio cristalino era de 76.67 US\$/Wp en los Estados Unidos, y para el año 2015 dicho precio había bajado a 0.30 US\$/Wp. Incluso en la última década, el precio ha continuado bajando en el contexto global, debido principalmente a la entrada en el mercado de la producción de las empresas chinas. En la actualidad un 69.4% de módulos fotovoltaicos instalados, se producen en China, un 20.4% en otros países asiáticos; mientras en Estados Unidos sólo se produce el 4.1%, en Europa un 3.0% y en otras regiones del mundo un 3.1%.

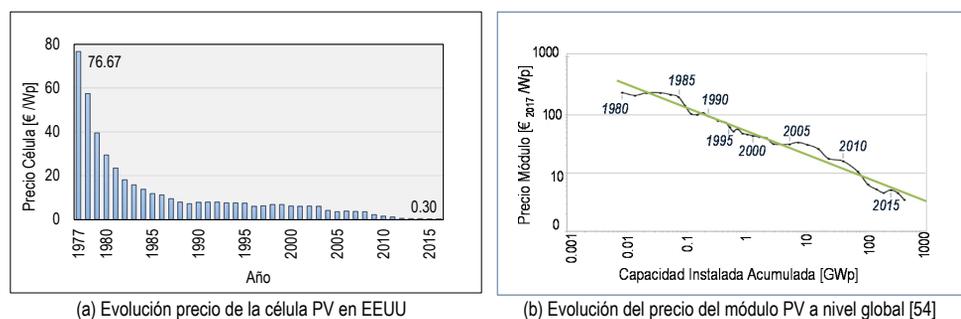


Fig. 1-17. Evolución del precio de las células y módulos fotovoltaicos

El precio de los módulos fotovoltaicos también ha decrecido rápidamente. A este respecto, el Instituto alemán Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems (F-ISE), ha analizado la evolución del precio de los módulos fabricados con células de tecnología de silicio cristalino y de tecnología de capa delgada, en función de la capacidad global instalada [54]. Para hacer los precios comparables, ha actualizado todos los valores al año 2017; concluyendo que, durante los últimos 37 años, cada vez que se ha duplicado la capacidad global instalada de esta tecnología, el precio se ha reducido un 24%, tal como se aprecia en la Fig.1-17(b).

Aunque la tecnología solar fotovoltaica, basada en el silicio cristalino es ya una tecnología madura, se continúan desarrollando diferentes opciones tecnológicas, que permitan diversificar el tipo de materiales usados en las células fotovoltaicas, para disminuir la dependencia del silicio, mejorar el proceso de producción de las células, disminuir su payback energético, maximizar la eficiencia de las células y en general, disminuir más los costes globales de los sistemas fotovoltaicos.

Además de la tecnología del silicio cristalino, existen otras opciones tecnológicas de células fotovoltaicas, entre las cuales están la tecnología de capa delgada, las células multi-uniión o tándem y otras tecnologías emergentes. Las diferentes tecnologías se combinan también con la tecnología de concentración solar cuyo propósito es minimizar el área de captación solar mediante la tecnología óptica y con ello reducir la cantidad de material útil de célula fotovoltaica requerida para la producción de electricidad. La Fig.1-18, muestra las principales tecnologías de células fotovoltaicas, incluyendo las existentes a nivel comercial, así como las que están aún en las etapas de investigación y desarrollo.

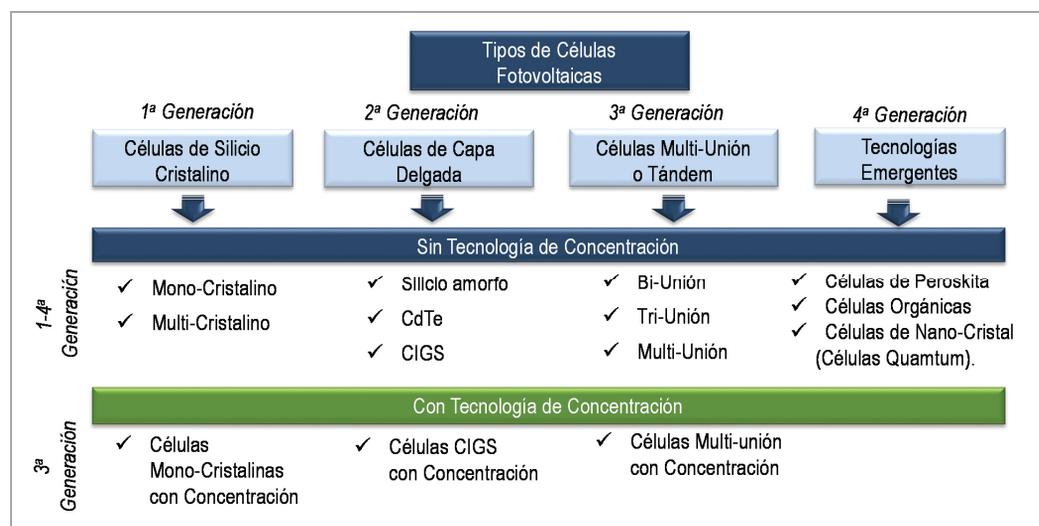
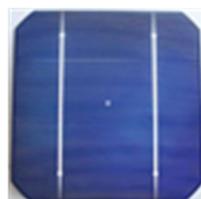


Fig. 1-18. Principales tecnologías de células fotovoltaicas

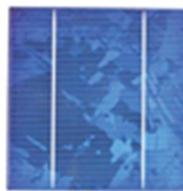
Fuente: Elaboración basada en NREL [55]

Según establece el conocido límite Shockley–Queisser, la máxima eficiencia teórica de las células fotovoltaicas, formadas por la unión de dos materiales semiconductores, uno dopado positivamente y otro, dopado negativamente es del 33.3% [56]. Precisamente, en relación con la eficiencia de las células fotovoltaicas, el “National Renewable Energy Laboratory” (NREL) de Estados Unidos, realiza un seguimiento periódico de la máxima eficiencia de las células solares obtenidas a nivel de laboratorio. Hasta ahora el valor máximo alcanzado a nivel experimental es del 46%, obtenida por F-ISE, utilizando células multi-unión con 4 materiales diferentes y con tecnología de concentración solar.

La tecnología de mayor disponibilidad en el mercado es la de silicio cristalino (Fig.1-19 (a) y (b)), incluyendo células mono y multi-cristalinas, cuyas máximas eficiencias a nivel experimental, han sido del 26.7 y 22.3% respectivamente [55]. Estas tecnologías han sido utilizadas tanto en sistemas aislados como en sistemas conectados a la red, de pequeño y gran tamaño; su participación actual en el mercado es del 60.8 y 32.2 % respectivamente.



(a) Célula de silicio mono-cristalino



(b) Célula de silicio multi-cristalino



(c) Célula de capa delgada CIGS

Fig. 1-19. Células de tecnologías de silicio cristalino y de capa delgada.

La tecnología de capa delgada (Fig.1-19 (c)), también está disponible a nivel comercial, con una participación en el mercado del 4.5%. Actualmente se están utilizando principalmente para su integración en la edificación en los denominados BIPVS (Building integration photovoltaic systems). Los materiales más utilizados en este caso hasta ahora son CIGS y en menor medida el TeCd. La eficiencia máxima alcanzada a nivel experimental para las células fabricadas con estos dos tipos de materiales es del 22.9 y 21% respectivamente [55].

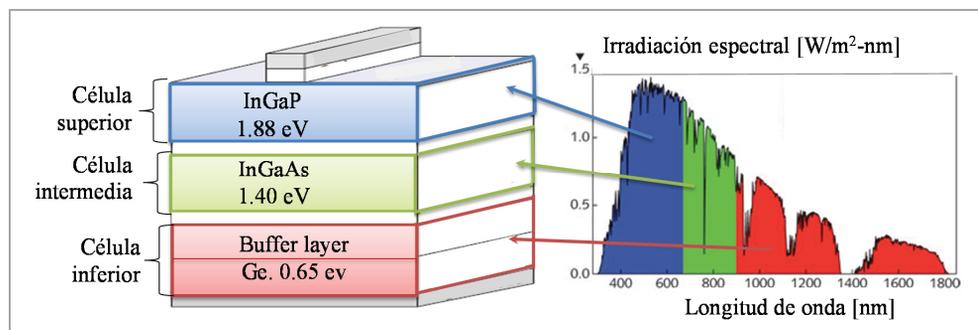


Fig.1-20. Célula multi-unión desarrollada por Toyota Technological Institute [57,58]

Las células multi-unión (multi-junction cells) o "tandem" por otra parte, están en fase de investigación y desarrollo, su propósito es utilizar varias células construidas con materiales diferentes, unidas entre sí mediante túneles (tunnel junctions), de forma tal, que cada célula capte la radiación solar en un rango de longitud de onda diferente, y maximizar así el aprovechamiento del recurso solar. Un ejemplo de este tipo de tecnología es la célula tri-unión, desarrollada por Toyota Technological Institute [57], en la que se acoplan tres células, la superior IGaP, la intermedia IGaAs, y la inferior Ge, tal como se ilustra en la Fig.1.20. Hasta ahora la máxima eficiencia en una célula tri-unión se ha obtenida es del 38.8% [59].

Dentro de las tecnologías emergentes se están desarrollando las células orgánicas, las células de nanocristales y más recientemente las células basadas en perovskita. El propósito de las células orgánicas es utilizar materiales orgánicos de bajo coste, con el fin de extender el uso de la tecnología fotovoltaica en aplicaciones pasivas, aunque el uso de este tipo de materiales repercute negativamente en la eficiencia de la célula. La mejor eficiencia alcanzada en este tipo de células ha sido del 12.6%, obtenida en los laboratorios de UCLA².

Más recientemente, en el año 2012, la Universidad de Oxford, desarrolló una combinación de materiales basada en perovskita, cuyas propiedades eran adecuadas para ser usadas en células fotovoltaicas [60]. Utilizando este material, en el año 2013 la Universidad Suiza EPFL³ desarrolló una célula fotovoltaica con eficiencia del 14%, cifra bastante elevada, considerando que se trata de un material nuevo en el campo de las células fotovoltaicas. Durante el 2018, el instituto de investigación chino, ISCAS⁴, ha obtenido una eficiencia del 23.3% con células basadas en perovskita, siendo la cifra más alcanzada hasta ahora con este material [59]; lo que supone un incremento de más del 65% en sólo seis años de investigación y desarrollo. La perovskita usada en las células fotovoltaicas combinan materiales orgánicos e inorgánicos, su ventaja principal es que necesitan temperaturas muy poco elevadas (inferiores a 200°C) en el proceso de fabricación, lo que supondrá una reducción de los costes de fabricación; no obstante, la principal desventaja es la mayor sensibilidad a la humedad y la reducida vida útil del material (inferior a 3 años), con lo cual se prevé que sólo podrán competir con la tecnología del silicio en el medio plazo [61].

Puesto que la eficiencia de las células se reduce al disponerlas en los módulos fotovoltaicos, el F-ISE, realiza un seguimiento de la eficiencia de las diferentes tecnologías al incorporarlas en los módulos fotovoltaicos, tanto en laboratorio, como en el entorno comercial. En la Tabla 1-6, se resumen los datos reportados por esta institución durante el 2018. Los resultados permiten constatar que a nivel comercial son los módulos fabricados

² UCLA : University of California, Los Angeles

³ EPFL: École Polytechnique Fédérale de Lausanne

⁴ ISCAS: Institute of Semiconductors-Chinese Academy of Sciences

con células de silicio mono-cristalino, los que obtienen mejor eficiencia; no obstante, en función de la marca del módulo, los resultados pueden ser muy similares a las eficiencias de los módulos fabricados con células de silicio multi-cristalino. De otra parte, la tecnología de capa delgada ha tenido mejoras en los módulos comerciales, pues actualmente la eficiencia supera el 13%, mientras que hace 10 años su valor era del 8%.

Tabla 1-6. Eficiencia de células y módulos fotovoltaicos de diferentes tecnologías

Tecnología	Material	Mejor Eficiencia Laboratorio Célula		Mejor Eficiencia Laboratorio Módulo		Eficiencia Comercial Módulo [%]
		Área [cm ²]	Eficiencia [%]	Área [cm ²]	Eficiencia [%]	
Silicio Cristalino	Silicio Mono-Cristalino	79	26.7 %	13177	24.4%	15.8-18.6%
	Silicio Multi-Cristalino	4	22.3%	15143	19.9%	15.8-16.6%
Tecnología de capa delgada	CIGS	1	22.9%	841	19.2%	13.8-15.6%
	CdTe	1	21.0%	7039	18.6%	
Nuevos Conceptos	Perovskita	1	20.9%	802	11.6%	-
	Multi-unión sin concentración	-	38.8%	-	-	-

Fuente: Adaptado de Fraunhofer ISE, NREL [54,55]

Por tanto, los módulos fotovoltaicos tanto mono-cristalinos como multi-cristalinos son las tecnologías más adecuadas para su uso en los refrigeradores solares activados mediante electricidad. La tecnología de capa delgada está más orientada para aplicaciones de integración en las edificaciones (BIPVS), y las tecnologías emergentes basadas en células con perovskita y en células orgánicas, estarán disponibles sólo a medio plazo.

1.4.2 TECNOLOGÍAS DE COLECTORES SOLARES TÉRMICOS

Existe una amplia variedad de colectores solares térmicos, unos bien desarrollados y establecidos en el mercado, otros en fase pre-comercial, y otros en desarrollo. La clasificación de las tecnologías de colectores térmicos puede realizarse atendiendo a tres criterios principales: El rango de temperatura de trabajo, el ratio de concentración solar, y el tipo de sistema de seguimiento de la radiación solar utilizado en el diseño del colector. En relación al rango de temperatura de trabajo, los colectores pueden dividirse en colectores de baja temperatura ($T < 100^{\circ}\text{C}$), colectores de media temperatura ($100^{\circ}\text{C} < T < 250^{\circ}\text{C}$) y colectores de alta temperatura ($T > 250^{\circ}\text{C}$), tal como propone el IEA en el "Solar and Heating Program", Task 49, al analizar el estado del arte de los colectores solares térmicos de media temperatura [62].

La relación de concentración solar (C), relaciona el área de apertura y el área de captación real del colector, y permite caracterizarlo, cuando se ha incorporado en su diseño un sistema de concentración solar. En estudios recientes se considera que el captador es de concentración cuando dicho parámetro es superior a 2 [11]. Complementariamente, para maximizar la cantidad de energía solar captada a lo largo del día, es posible adicionar a los sistemas de concentración solar, un sistema de seguimiento de la radiación solar que puede ser de uno o dos ejes. De esta manera, en función del sistema de seguimiento utilizado, los colectores también pueden clasificarse en colectores estacionarios y colectores con seguimiento (tracking). En la Tabla 1.7, se presentan las diferentes tecnologías de colectores solares térmicos, atendiendo a los criterios de clasificación anteriormente comentados. En general los colectores de baja temperatura están bien establecidos en el mercado, se utilizan principalmente para la producción de agua caliente sanitaria y en menor medida en sistemas de calefacción [53]. Por otra parte, Los colectores de alta temperatura, se han utilizado principalmente en las plantas solares térmicas dedicadas a la producción de electricidad, y actualmente se cuenta tanto con

modelos de colectores desarrollados como en fase de investigación y desarrollo; sin embargo, este tipo de centrales de producción de electricidad, aún están poco extendidas a nivel global.

Tabla 1-7. Tecnologías de colectores solares térmicos

Rango de Temperatura	Tecnología	Abreviatura	Temperatura Indicativa [°C]	Ratio de Concentración [-]	Tipo de Recibidor	Sistema de Seguimiento
Baja Temperatura	Colector solar de aire (<i>Solar air collector</i>)	SAC	T. Ambiente +20°C	1	Plano	Estacionario
	Colector solar plano (<i>Flat plate collector</i>)	FPC	30 - 80	1	Plano	Estacionario
	Colector de tubos de vacío (<i>Evacuated tube collector</i>)	ETC	50 - 200	1	Plano	Estacionario
Media Temperatura	Colector plano con vacío (<i>Evacuated flat plate collector</i>)	EFPC	30 - 200	1	Plano	Estacionario
	Colector parabólico compuesto (<i>Compound parabolic collector</i>)	CPC	50 - 110	1 - 2	Tubo	Estacionario
	Colector Fresnel Lineal pequeño (<i>Linear Fresnel collector-small</i>)	LFC-Small	60 - 200	10 - 15	Tubo	A un eje
	Colector cilíndrico parabólico pequeño (<i>Parabolic trough collector-small</i>)	PTC-Small	60 - 250	15 - 50	Tubo	A un eje
Alta Temperatura	Colector Fresnel Lineal (<i>Linear Fresnel collector</i>)	LFR	60 - 400	20 - 40	Tubo	A un eje
	Colector cilíndrico parabólico (<i>Parabolic trough collector</i>)	PTC	60 - 400	50 - 85	Tubo	A un eje
	Reflector parabólico de disco (<i>Parabolic dish reflector</i>)	PDR	100 - 1500	600 - 200	Punto	A dos ejes
	Campo reflector heliostático (<i>Heliostat field collector</i>)	HFC	150 - 2000	300 - 1500	Punto	A dos ejes

Fuente: Adaptado de [63] según reportes IEA-SHC Task 48 y 49 [62,64,65]

Para aplicaciones de refrigeración, destinadas a la preservación de alimentos, los colectores más adecuados son los de media temperatura, pues las temperaturas de activación requeridas usualmente son superiores a 100°C. Los colectores más utilizados hasta ahora han sido los de tubos de vacío (ETC) y los Cilíndrico Parabólicos Compuestos (CPC), que podrían ubicarse en un punto intermedio entre colectores de baja y media temperatura. Recientemente el IEA, a través del Task 49 ha impulsado el desarrollo del sector de colectores de media temperatura, puesto que este segmento, tiene un alto potencial de aplicación en los procesos industriales, así como en aplicaciones especiales, tales como la refrigeración y el aire acondicionado [62,66].

El desarrollo del sector de colectores de media temperatura ha sido significativa durante los últimos 10 años, según se constata en el proyecto "STAGE-STE" [65], en el marco del cual, durante el 2015 se identificaron 76 fabricantes de colectores de media temperatura, de los cuales el 76% habían desarrollado colectores del tipo Cilíndrico-Parabólicos (PTC), el 16% del tipo Fresnel Lineal (LFC), y el 8% restante habían desarrollado entre otros, colectores planos avanzados [67,68], tales como el colector plano con vacío (EFPC), y el colector plano con aislamiento transparente (FPC-TI).

Teniendo en cuenta los resultados la revisión realizada en el apartado 1.3, en relación a los refrigeradores solares, así como el estado actual de las tecnologías de los colectores solares térmicos, la Fig.1.21 esquematizan los tipos de colectores que pueden ser utilizados en los refrigeradores solares activados mediante procesos térmicos.

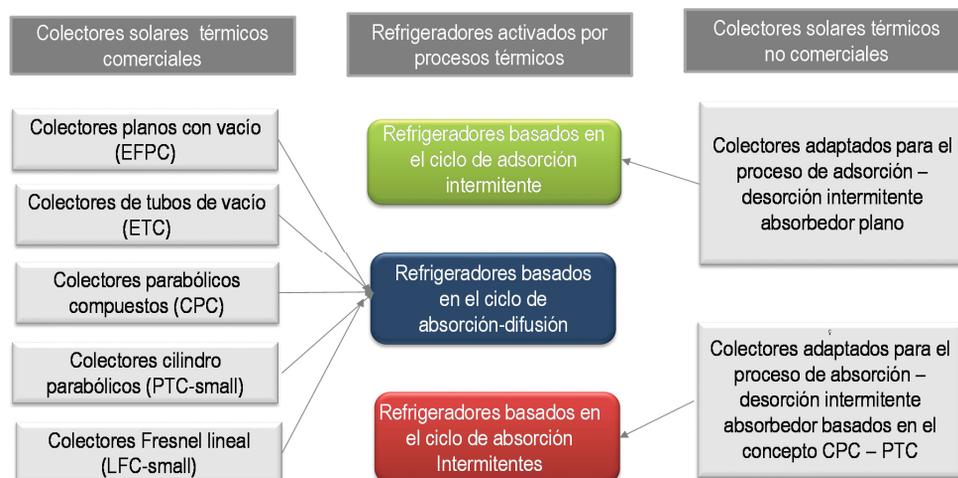


Fig. 1-21. Colectores solares aplicables a refrigeradores solares activados mediante procesos térmicos

La revisión indica que gran parte de los refrigeradores desarrollados a nivel experimental, tanto los basados en el ciclo de absorción, como los basados en el ciclo de adsorción realizan un proceso intermitente y utilizan colectores no comerciales, diseñados a medida, para realizar en ellos, de forma alternada, los procesos de absorción-desorción, o adsorción-desorción. Por lo cual en este caso no sería posible integrar en este tipo de sistemas, los colectores solares disponibles a nivel comercial.

Solamente los refrigeradores basados en el ciclo de Absorción DAR; disponibles a nivel comercial, podrían utilizar un sistema de intercambio adicional, para integrar a su sistema los colectores solares térmicos disponibles comercialmente, o bien los que están fase pre-comercial. Tal como se indicó al momento de realizar la revisión de este tipo de refrigeradores, la temperatura típica de activación está entre 120 y 180°C utilizando como fluidos de trabajo $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O} / \text{H}_2$ [36], reduciéndose en algunos casos a 120 y 150°C, cuando se utilizan otros fluidos de trabajo como $\text{C}_4\text{H}_{10} / \text{C}_9\text{H}_{20} / \text{He}$ [40,69].

De esta manera, se encuentra que los nuevos modelos de colectores de media temperatura, resultan aplicables a los refrigeradores activados mediante procesos térmicos y en particular a los refrigeradores basados en el ciclo absorción- difusión (DAR). En lo relativo a la eficiencia y desempeño de este tipo de colectores aún hay pocos trabajos que comparen el desempeño de los diferentes tipos de colectores; a este respecto la Fig.1-22 presenta una curva de potencia de salida de diferentes tecnologías de colectores de baja y media temperatura funcionando bajo las mismas condiciones de operación, 1000W/m² de irradiación solar hemisférica, 150W/m² de irradiación difusa y una temperatura ambiente de 20°C. Los resultados muestran que para las condiciones de operación de los refrigeradores DAR, con temperaturas de activación entre 120 y 180°C, el mejor desempeño se da para los colectores cilíndrico-parabólicos (PTC), y Colector Plano de Vacío (EFPC).

De otra parte, las líneas de trabajo en investigación en materia de colectores solares continúan trabajando en la estandarización de los métodos de ensayo que permitan comparar con mayor fiabilidad los diferentes colectores solares de media y alta temperatura, y se están trabajando también en la definición de las pruebas de envejecimiento de los materiales y sistemas utilizados en este tipo de colectores, con el fin de garantizar la fiabilidad del producto a lo largo de la vida útil esperada.

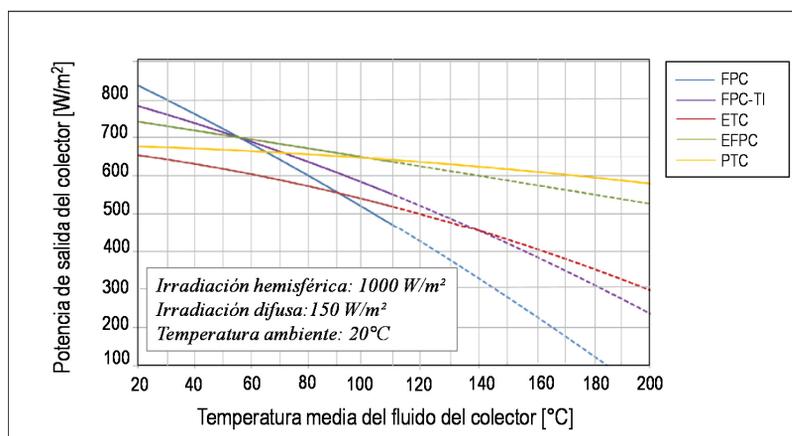


Fig. 1-22. Ejemplo de curvas de potencia de diferentes tecnologías de colectores solares
Fuente:[67]⁵

1.5 NECESIDAD DE ALMACENAMIENTO ENERGÉTICO Y TECNOLOGÍAS APLICABLES A REFRIGERADORES SOLARES

1.5.1 DESFASE ENTRE LA PRODUCCIÓN Y LA DEMANDA Y TECNOLOGÍAS DE ALMACENAMIENTO ENERGÉTICO

Los sistemas de refrigeración accionados mediante energía solar normalmente presentan un desfase entre la disponibilidad del recurso solar y la demanda de refrigeración. Mientras la radiación solar en un emplazamiento típicamente registra su valor máximo en las horas centrales del día, la demanda de refrigeración puede tener una amplia variedad de perfiles de consumo en función de la aplicación. Por ello, la integración de la energía solar en los sistemas de refrigeración requiere normalmente un sistema de almacenamiento energético [11,70–72]. La Fig.1-23, muestra un ejemplo, del desfase de entre el recurso solar disponible y la demanda energética, de un sistema de refrigeración en el sector agroindustrial.

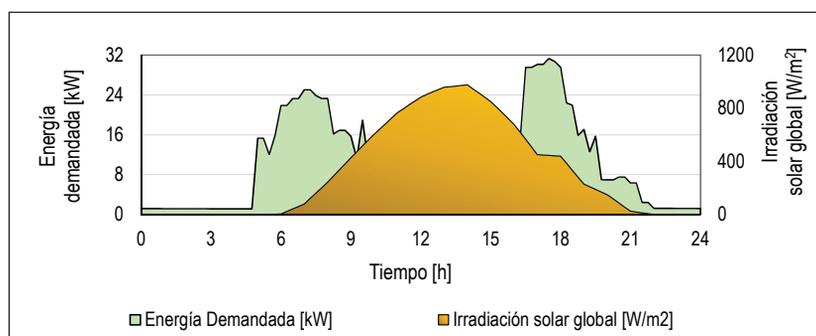


Fig. 1-23. Ejemplo de desfase entre la irradiación solar y la demanda energética agroindustrial en una instalación agroindustrial, Fuente: Adaptado de: [73]

El almacenamiento energético ayuda además a atender la demanda, cuando habiendo aún radiación solar, hay cortos periodos nublados que reducen la radiación incidente en el sistema de captación solar; así como para

⁵ FPC-TI: Colector plano con aislamiento transparente

cubrir picos de demanda, que de otra manera implicarían el sobre-dimensionamiento de campo de captación solar [11]. Los sistemas de almacenamiento de energía ayudan además a reducir el tamaño de los equipos de producción de frío en la instalación, de manera que la carga punta del sistema pueda atenderse utilizando también la energía previamente almacenada. En emplazamientos donde existe un suministro energético estable desde la red eléctrica o de gas, por ejemplo, el almacenamiento energético también ayuda a gestionar el consumo del sistema, en función del régimen tarifario más ventajoso para la instalación [70,74].

En relación con las tecnologías de almacenamiento energético, o por sus siglas en inglés (Energy Storage Technologies – EST), la Agencia Internacional de Energía (IEA), analizó en el “Technology Roadmap - Energy Storage”, el nivel de madurez tecnológica de las diferentes tecnologías, así como las políticas a implementar para acelerar su desarrollo [75]. Para caracterizar estas tecnologías se utilizan entre otros indicadores: la densidad energética, el tiempo de descarga admitido, el número total de ciclos de carga-descarga, la máxima profundidad de la descarga y el coste de inversión. Un indicador de gran importancia es el tiempo de descarga admitido, para el cual se diferencia el tiempo o términos de descarga: la descarga a corto término que puede realizarse durante horas, o durante periodos muy reducidos de tiempo (minutos, segundos), en cuyo caso se trata almacenamiento en régimen transitorio; y la descarga a largo término que puede realizarse durante días, o por periodos más largos de tiempo (meses), en cuyo caso se trata de almacenamiento en régimen estacional [75]⁶. En este informe, las tecnologías de almacenamiento energético se dividen en dos grandes grupos, unas aplicadas directamente al almacenamiento de energía térmica (Thermal Energy Storage – TES), y otras más orientadas al almacenamiento energético para la producción de electricidad (Electricity Energy Storage – EES)⁷. Las tecnologías consideradas en los dos ambos grupos se incluyen en la Fig.1.24, donde se muestra el grado de madurez, así como un indicador que integra el requerimiento de capital y el riesgo tecnológico.

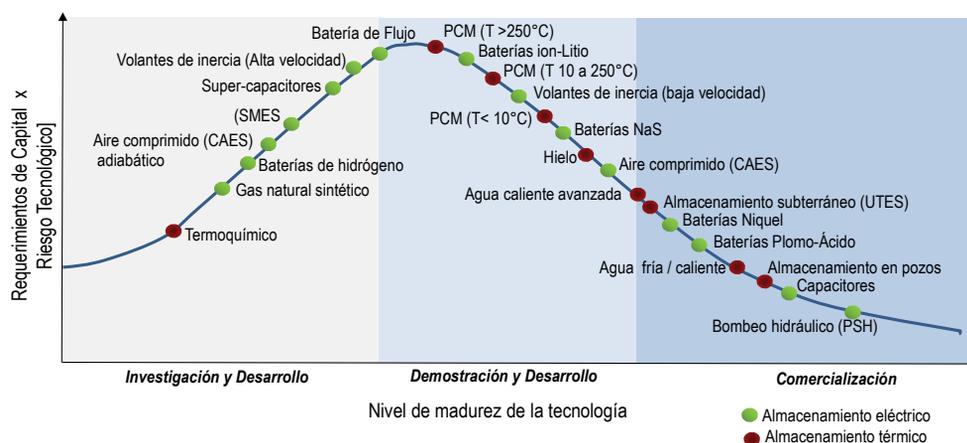


Fig. 1-24. Nivel de madurez tecnologías de almacenamiento eléctrico y térmico
Fuente: Tomado y adaptado de Technology Roadmap Energy Storage [75]

⁶ Para el almacenamiento energético térmico (TES), es común usar como indicador, el número de ciclos de carga/descarga por día y año, incluyendo: el almacenamiento “buffer”: con más de 10 ciclos/día; el almacenamiento a corto término: con 3 ciclos/día; el almacenamiento diario: con un ciclo/día; y almacenamiento estacional: con un ciclo anual [107].

⁷ Las tecnologías EES se clasifican a su vez en tecnologías de tipo mecánico, eléctrico, químico y electroquímico. Una clasificación detallada se presenta en el “European Energy Storage Technology Development Roadmap”, y en revisiones previas del tema [69, 84].

Dentro de las tecnologías de almacenamiento de energía eléctrica (EES), existe un conjunto de tecnologías aplicables a gran escala, cuyos usuarios principales son las compañías eléctricas, y otro conjunto de tecnologías que son aplicables a pequeña escala [76]; más adecuado para otro tipo de aplicaciones, como es el caso de los sistemas de refrigeración de pequeño tamaño. En el primer grupo, pueden incluirse entre otros, el almacenamiento mediante bombeo hidráulico (PSH), que es una tecnología con alto grado de madurez tecnológica, el almacenamiento mediante aire comprimido (CAES) adiabático y no adiabático, los volantes de inercia de baja y alta velocidad, los super-capacitores y los combustibles solares como el hidrógeno. Por otra parte, en el segundo grupo, se incluyen principalmente los acumuladores electroquímicos, o baterías eléctricas, entre las cuales se encuentra, las baterías plomo-ácido y níquel-cadmio que están en fase de comercialización, así como las baterías de ion-litio y de sulfuro de sodio, que están en fase de demostración y desarrollo y las baterías de flujo que están en fase de investigación y desarrollo.

En el caso de las tecnologías de almacenamiento de energía térmica (TES), se diferencia el nivel de temperatura de las aplicaciones, considerando alta temperatura para aplicaciones mayores a 250°C , media temperatura para aplicaciones entre 10 y 250°C y baja temperatura para aplicaciones inferiores a 10°C . El almacenamiento térmico a alta temperatura ($T > 250^{\circ}\text{C}$), utilizando, por ejemplo, sales fundidas se aplica en las centrales termo-solares destinadas a la generación de electricidad, por tanto, este rango de temperatura resulta de mayor interés para las compañías eléctricas. El almacenamiento térmico a media temperatura, con temperaturas superiores a los 90°C es aplicable a sistemas de refrigeración basados en los ciclos de adsorción y absorción. Finalmente, el almacenamiento térmico a baja temperatura ($T < 10^{\circ}\text{C}$), es aplicable en general a los sistemas de refrigeración y en particular a los diferentes tipos de refrigeradores solares (accionados mediante sistemas fotovoltaicos y accionados mediante sistemas solares térmicos). Este almacenamiento térmico a baja temperatura puede ser de tipo (TES-S), utilizando como medios de almacenamiento agua con propileno-glicol en la proporción adecuada a la temperatura de trabajo, esta tecnología es la de mayor grado de madurez tecnológica y menor coste. También es posible utilizar el almacenamiento térmico latente (TES-L), mediante hielo u otros materiales de cambio de fase (PCM) adecuados a la temperatura de trabajo. En este caso el almacenamiento térmico mediante hielo tiene mayor nivel de madurez tecnológica y existen sistemas disponibles a nivel comercial para sistemas de refrigeración, pero aún no para refrigeradores.

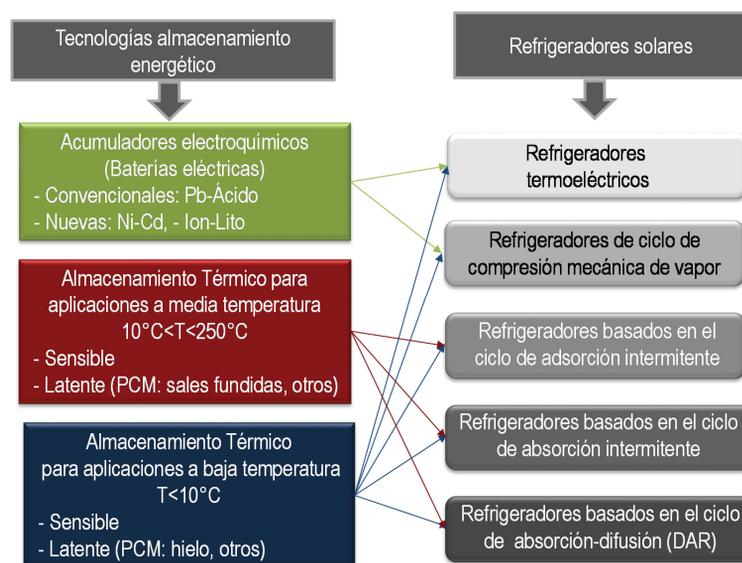


Fig. 1-25. Principales tecnologías de almacenamiento energético disponibles para refrigeradores solares

Teniendo en cuenta las opciones de almacenamiento energético existentes, las tecnologías de mayor aplicabilidad a los refrigeradores solares, accionados mediante sistemas fotovoltaicos, son los acumuladores electroquímicos o baterías eléctricas. Por otra parte, para los refrigeradores solares accionados mediante sistemas solares térmicos, son aplicables las tecnologías de almacenamiento térmico a media temperatura. Finalmente, resulta de especial interés los sistemas de almacenamiento térmico a baja temperatura, pues tienen posibilidades de aplicación en los dos grupos de refrigeradores solares, incluyendo en este caso el almacenamiento térmico sensible, como el latente, mediante hielo u otro tipo de material de cambio de fase esquematiza en la Fig.1-25.

En los siguientes apartados se revisan las dos tecnologías de almacenamiento energético identificadas, con mayor aplicabilidad a este tipo de refrigeradores solares, incluyendo, por tanto, los acumuladores electroquímicos o baterías eléctricas, y el almacenamiento térmico a baja temperatura.

1.5.2 ALMACENAMIENTO ELÉCTRICO MEDIANTE BATERÍAS O ACUMULADORES ELECTROQUÍMICOS

La forma más común de almacenar la energía eléctrica a pequeña escala es mediante acumuladores electroquímicos (baterías eléctricas). Su funcionamiento se basa en una reacción electroquímica reversible de dos sustancias químicas, una que se oxida y otra que se reduce. Al entrar en contacto estas dos sustancias tiene lugar un intercambio de electrones, creándose una corriente eléctrica. Para ello es necesario contar con un electrolito, donde se realiza el intercambio de iones y un circuito exterior, por donde podrán circular los electrones [76–78]. En función del régimen del corriente atendido, las baterías se clasifican en baterías de arranque o por sus siglas en inglés SLI (Starting-Lighting-Ignition), y en las baterías estacionarias y son estas últimas las que se utilizan en los sistemas fotovoltaicos. Existen diferentes tecnologías de baterías eléctricas o acumuladores electroquímicos estacionarios, tales como las baterías plomo-ácido y níquel-cadmio que están en fase de comercialización, las de ion-litio y de sulfuro de sodio, que están en fase de comercialización, pero continúan desarrollándose; y las baterías de flujo que están en fase de investigación y desarrollo.

Las especificaciones técnicas principales de las baterías son la capacidad de almacenamiento de energía nominal, la tensión o voltaje nominal, la densidad de energía (volumétrica y gravimétrica), la densidad de potencia, la profundidad de descarga máxima admitida, el rendimiento energético o eficiencia en la carga, el porcentaje de auto-descarga mensual, el número de ciclos admitidos en condiciones nominales. Otras características importantes, son el rango de temperatura de trabajo, las tensiones de corte en carga y descarga, y la impedancia interna [79,80]. En el Anexo 1.2, se resumen las características principales de las tecnologías de baterías eléctricas más representativas.

Hasta ahora la tecnología más utilizada en las instalaciones solares fotovoltaicas son las **baterías de plomo ácido**. Este tipo de batería fue inventado por Gastón Planté en 1859 [76,77] y son las de plomo-ácido sulfúrico, las que están actualmente más extendidas en el mercado. Su densidad energética es baja y la vida útil corta. El voltaje de la batería decrece, al disminuir la energía almacenada, de manera que el control de carga / descarga se realiza a partir de la medición del voltaje en bornes de la batería. Las baterías de plomo-ácido pueden ser abiertas (tubulares) o selladas (monoblock). Las tubulares requieren reposición periódica del agua y tienen una vida útil del orden de 10 a 12 años bajo condiciones óptimas de operación y mantenimiento. Las baterías monoblock, en cambio, no requieren reposición del agua, pero su vida útil es menor, del orden de 5 años. También se comercializan baterías tubulares con electrolito de gel, sin embargo, este tipo de baterías tienen mayor degradación ante condiciones extremas de operación. Las principales desventajas de estas

baterías son su corta vida útil, y el uso de un electrolito tóxico y potencialmente peligroso para el medio ambiente. De hecho, según estudios medioambientales, este tipo de batería es insostenible para aplicaciones conectadas a la red [76,81].

Las baterías basadas en níquel se refieren principalmente a las tecnologías de níquel-cadmio (Ni-Cd), níquel-metal hidruro (Ni-MH), y níquel-zinc (Ni-Zn), de las cuales la más usada hasta ahora es la batería de níquel-cadmio. Las baterías **Ni-Cd**, utilizan hidróxido potásico como electrolito, cadmio metálico en el electrodo negativo e incorpora una capa de aceite para limitar la oxidación [76]. Sus principales ventajas son la mayor densidad energética, la mayor profundidad de la descarga admitida y mayor tolerancia al aumento de temperatura y a la humedad. Su diseño es robusto y los electrodos sufren una menor corrosión, por lo cual puede alcanzar una vida útil mayor (8 a 25 años), dependiendo de su régimen de carga, descarga y ciclados [76,79].

La resistencia interna de la batería es alta, de modo que el voltaje permanece estable durante la descarga y sólo cae rápidamente cuando está agotada. Por ello el control de carga/descarga es más complejo, pues no puede realizarse a partir de la medición del voltaje ni tampoco a partir de la densidad del electrolito. Otras desventajas de esta tecnología, es el mayor coste de inversión inicial, y que sus componentes, níquel y cadmio, se consideran materiales altamente tóxicos. Pese a estas desventajas, las baterías Ni-Cd se utilizan comercialmente, especialmente aplicaciones para Sistemas UPS. Su aplicación en sistemas solares es más reciente, donde su ventaja principal es la capacidad de trabajo a temperaturas más altas [78,82]

Otra tecnología de baterías eléctricas, utilizada más recientemente en las instalaciones fotovoltaicas de pequeño tamaño, son las **baterías de ion-litio**. La primera batería de esta tecnología fue desarrollada en 1979, pero su comercialización se inició una década más tarde por parte de la compañía japonesa Sony. Actualmente existe una amplia variedad de baterías ion-litio, las cuales se han usado principalmente en equipos y dispositivos electrónicos [83]. En esta tecnología el electrodo positivo está hecho de litio y un metal en transición se utilizan, por ejemplo, óxidos de litio cobalto y litio manganeso; por otra parte el electrodo negativo está fabricado de carbón poroso y como electrolito se utiliza un solvente orgánico, en el cual se diluyen las sales de litio. Durante el proceso de carga los iones de litio del cátodo migran hacia la capa de carbono del ánodo, dando lugar a un flujo de corriente.

Debido a la naturaleza de las reacciones y estructura de electrodos, la vida útil de una batería de ion-litio es mayor que la de las baterías convencionales de plomo-ácido y soportan mejor la profundidad de la descarga. Además tienen una alta densidad de energía y potencia, mayor eficiencia y menor auto-descarga [83,84]. Por otra parte la alta densidad energética y a la reactividad del litio metálico, dan lugar al riesgo de explosión, por lo cual el sistema de carga/descarga lleva integrado el conjunto de protecciones necesarias (contra sobre-carga, sobre-descarga, sobre-corriente, cortocircuito y temperatura). Comparadas con las baterías de Ni-Cd y Ni-MH, la desventaja de las baterías de litio es que soportan una menor corriente de descarga, y además, su vida útil es menor; no obstante, las investigaciones actuales están trabajando para mejorarlas [79]. En la actualidad ya se han desarrollado modelos de baterías ion-litio para vehículos eléctricos, así como para sistemas fotovoltaicos de pequeño tamaño, tanto conectados a la red como aislados, algunos de los cuales se encuentran ya en fase de pre-comercialización para los denominados "Solar Home Systems" [79,85,86].

Considerando las características expuestas de las tres tecnologías de acumuladores electroquímicos consideradas, se entiende que tanto la tecnología convencional de plomo-ácido como la tecnología de ion-litio, son actualmente, las de mayor relevancia para el desarrollo de equipos de refrigeración de pequeño tamaño y en particular de los refrigeradores solares accionados mediante sistemas fotovoltaicos

1.5.3 ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE FRIO

Una segunda opción de almacenamiento energético aplicable a refrigeradores solares, aunque menos extendido, es el almacenamiento térmico a baja temperatura o de frío, tanto sensible como latente. El almacenamiento a baja temperatura presenta ventajas respecto al almacenamiento a media temperatura, desde punto de vista termodinámico y práctico, tales como [11,70,87]:

- Menores pérdidas térmicas, debidas a la menor diferencia entre la temperatura ambiente y la temperatura de almacenamiento.
- Posibilidad de contacto directo entre el almacenamiento y los productos refrigerados, ofreciendo una protección térmica más efectiva, que resulta útil en refrigeradores solares.
- En zonas con frecuentes cortes de suministro eléctrico, el uso del almacenamiento térmico puede ayudar a preservar los alimentos, sin necesidad de utilizar sistemas de respaldo más contaminantes, tales como los grupos generadores que usan combustibles fósiles como el gasoil

De acuerdo a lo presentado en el 1.5.1, existen varios métodos de almacenamiento térmico con diferentes grados de madurez tecnológica, a continuación, se describen brevemente las opciones existentes, así como su adaptabilidad a las condiciones de diseño de los refrigeradores solares comerciales y experimentales revisados en la apartado 1.3.

- *Almacenamiento sensible en depósitos de agua fría*

La tecnología más consolidada y extendida a nivel global son los depósitos de agua fría. Se utilizan en instalaciones de refrigeración estándar y refrigeración solar, donde el agua se usa como un refrigerante secundario. Para aplicaciones de refrigeración la temperatura de producción de frío suele ser inferior a 0°C, por lo que el agua se mezcla con propilen-glicol, en la proporción adecuada en función de la temperatura de producción de frío requerida. La tecnología tiene un grado de madurez alto y los trabajos actuales están enfocados en optimizar su funcionamiento, mediante la incorporación de elementos de estratificación y la innovación en materiales de super-aislamiento [70,75].

Su aplicación a los modelos de refrigeradores solares comerciales es limitada, puesto que una característica común a todos ellos, es que el evaporador no está en contacto directo con la celda refrigerada. Esto implica usualmente el uso del agua como refrigerante secundario, una modificación del diseño del refrigerador y un aumento de su volumen. Por otra parte, los refrigeradores experimentales de adsorción y absorción intermitentes incorporan ya un almacenamiento latente de refrigerante, por lo cual el uso de almacenamiento sensible, usando agua como refrigerante secundario, haría más complejo, voluminoso y menos eficiente el sistema.

- *Almacenamiento latente usando como PCM el hielo en sistemas activos*

El hielo es el material de cambio de fase más competitivo en la actualidad, existen muchos procesos en el sector agroalimentario que lo utilizan para la refrigeración de productos, para ello se utilizan equipos de producción de hielos especializados.

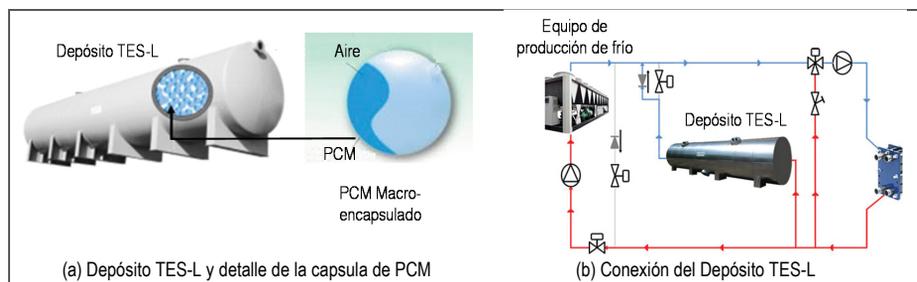


Fig. 1-26. Depósito de almacenamiento térmico latente (TES-L) de la empresa Cristophia / CIAT
Fuente: CIAT Group Company [88]

También existen sistemas comerciales que utilizan el hielo en los circuitos secundarios, de las instalaciones de aire acondicionado y refrigeración, aunque su uso aún está poco extendido. Estos sistemas normalmente utilizan depósitos que incorporan agua des-ionizada macro-encapsulada en cápsulas esféricas de entre 5 y 10 cm de diámetro; de manera que el cambio de fase se realiza dentro de la cápsula (Fig.1.26 (a)). Alrededor de la capsulas se hace circular agua con propilenglicol, de modo tal que el agua también se utiliza como refrigerante secundario (Fig.1.26 (b)). Con este sistema existen numerosos proyectos instalados alrededor del mundo, incluyendo sistemas de refrigeración solar en el sector agroalimentario. Se continúa trabajando en la optimización de costes para hacer más competitiva la tecnología [70,75].

Puesto que el sistema implica el uso de un refrigerante secundario, como en el caso anterior, su aplicabilidad a los refrigeradores comerciales y experimentales (de adsorción y absorción) tiene una viabilidad limitada, pues implicaría la adición de un circuito secundario de circulación forzada, que finalmente aumentaría la complejidad y el volumen del sistema.

- *Almacenamiento latente mediante refrigerante en el circuito frigorífico*

Otra opción, para realizar el almacenamiento térmico para aplicaciones de baja temperatura, consiste en incorporar un depósito o reservorio de refrigerante dentro del circuito frigorífico. En este caso el depósito se ubica la salida del condensador, de manera que pueda almacenarse refrigerante en estado líquido, para su uso posterior, cuando haya demanda de refrigeración. Puesto que el refrigerante posteriormente pasará de estado líquido a gas en el evaporador, este almacenamiento se considera de tipo latente. Este método de almacenamiento se ha aplicado en los refrigeradores solares experimentales accionados térmicamente, en particular los basados en el ciclo de adsorción intermitente, en los cuales se realiza la desorción durante el día, haciendo uso de la energía solar, y posteriormente en la noche, tiene lugar el proceso de adsorción [44]. Por sus características, el método es aplicable a refrigeradores de nuevo diseño, y en particular a los experimentales. No obstante, su aplicación en refrigeradores solares comerciales, basados en el ciclo de compresión mecánica de vapor, exigiría un estudio de costes e implicaría el cambio del diseño y de las líneas industriales de fabricación de refrigeradores.

- *Almacenamiento térmico latente pasivo mediante materiales de cambio de fase (PCM)*

El almacenamiento térmico pasivo mediante materiales de cambio de fase macro-encapsulados, ha sido utilizado especialmente en el transporte refrigerado, jugando un papel importante en el mantenimiento de la cadena de frío, no sólo del sector agro-alimentario, sino también para el transporte de productos sensibles de otros sectores como el farmacéutico. Los PCM macro-encapsulados, pueden integrarse de forma pasiva

en cajas individuales usadas para el transporte de productos sensibles (Fig.1.27(a)), o bien pueden integrarse en las paredes interiores del vehículo de transporte refrigerado (Fig.1.27 (b)); además en estudios más recientes, se está estudiando también el uso de la integración pasiva de PCM en las edificaciones [89,90]

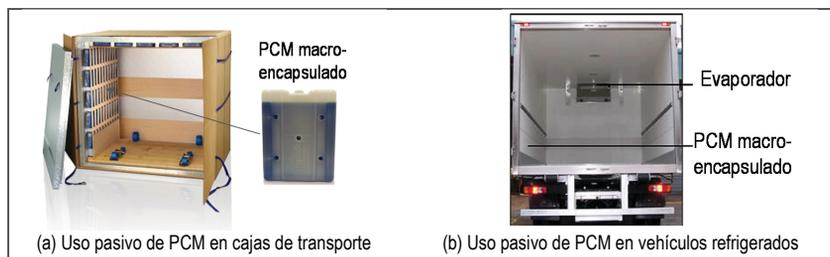


Fig. 1-27. Uso pasivo de PCM en transporte refrigerado de las empresas Sofrigran y Tempack [91,92]

Existe disponibilidad comercial de distintos materiales PCMs con un amplio rango de temperaturas de cambio de fase para aplicaciones a baja temperatura. Por ello recientemente en el “European Energy Storage Technology Development Roadmap” se proyecta la extensión de su uso para el transporte de refrigerado de un abanico más amplio de productos [90]. Actualmente, a nivel europeo, se está avanzando en la definición de un estándar unificado que garantice las condiciones de suministro y calidad de los PCM [93].

Durante los últimos 10 años se han realizado también diversos estudios e investigaciones teóricas y experimentales para integrar los PCM de forma pasiva en cámaras de refrigeración con el propósito de dar mayor inercia a la temperatura interior de las cámaras ante la apertura de puertas, y en esta misma línea hay estudios teóricos y experimentales en relación al uso PCM en refrigeradores comerciales [94–98]. Puesto que se trata de una integración pasiva de los PCM, su aplicabilidad en los refrigeradores es amplia, pues es posible ajustar el diseño de los refrigeradores de nueva producción, sin que ello implique grandes cambios en los procesos de producción, y también es posible adaptar los refrigeradores existentes. Por otra parte, también es posible utilizarlo tanto en los refrigeradores comerciales como en los modelos experimentales. No obstante, lo anterior su uso e integración en sistemas activados mediante energía solar, aún está poco analizado [19], por lo cual es necesario desarrollar más estudios para definir y optimizar las estrategias de control e integración en este tipo de sistemas.

- Almacenamiento térmico latente activo mediante “slurries” (PCM)

Este tipo de almacenamiento térmico se basa en la micro-encapsulación de los materiales de cambio de fase, que estarán dispersos en un fluido calo-portador (HTF). Las micro-capsulas normalmente están hechas de polímeros y su diámetro es de entre $1\ \mu\text{m}$ y $1000\ \mu\text{m}$; de manera que, al dispersarlas en el HTF, la mezcla resultante (slurries), puede ser bombeada, lo que facilita su uso en sistemas de refrigeración activos. Puesto que se incrementa el área de contacto entre el PCM micro-encapsulado y el Fluido calo-portador, teóricamente se agiliza la transferencia de calor y aumenta la eficiencia global del sistema. Para formar la mezcla es necesario utilizar agentes tensio-activos o emulsionantes, que ayudan a mantener las micro-cápsulas en el HTF [11,99].

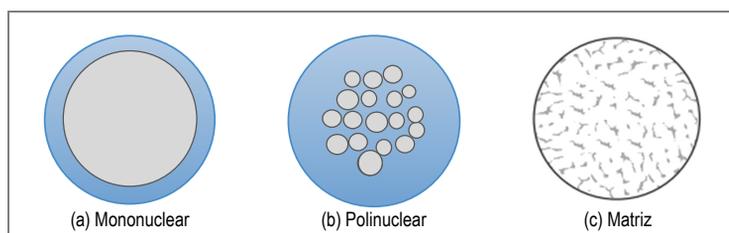


Fig. 1-28. Tipos de morfologías de las micro-cápsulas
Fuente: [100]

Generalmente la morfología de las micro-cápsulas es a mononuclear (Fig. 1-28(a)), en la cual el material de cambio de fase, están en la parte central de la cápsula, rodeado de una capa o película de material polimérico [99,101]. Además de esta morfología, Shannaq y Farid [100], identifican la morfología polinuclear (Fig. 1-28 (b)) en la cual existen múltiples núcleos dentro de la capsula; y la morfología tipo matriz (Fig. 1-28 (c)), en la cual el núcleo está distribuido en una solución, sin revestimiento alguno. Para obtener cada tipo de capsula se utiliza un proceso de fabricación diferente, que puede ser de tipo físico o químico. Los detalles del proceso de fabricación de las micro-capsulas pueden revisarse en los trabajos de Shannaq y Farid [100], Delgado et al. [102], y Geng et al. [103].

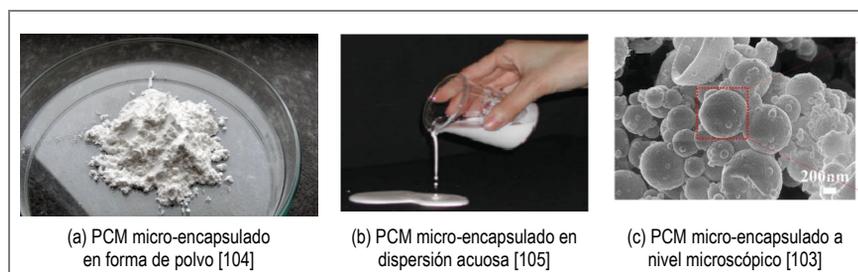


Fig. 1-29. Apariencia de los PCMs Micro-encapsulados

La apariencia de las micro-cápsulas, a simple vista, es polvo, como muestra la Figura 1-29 (a), aunque los fabricantes de PCMs también las suministra en forma de dispersión acuosa, según se ilustra en la Figura 1-29 (b). Para revisar la apariencia y forma de las cápsulas es necesario analizar la muestra a nivel microscópico, como se aprecia en la Fig. 1-29 (c), la cual presenta micro-capsulas de morfología mononuclear.

En relación a los PCM micro-encapsulados, slurries y emulsiones, para aplicaciones de refrigeración y congelación, Li y otros [99], indican que existen aún un reducido número de estudios al respecto. La revisión de Delgado y Otros [102], identifica diferentes PCM orgánicos, con temperaturas de cambio de fase entre 5 y 10°C. Por otro lado, a nivel comercial La empresa Microtek Laboratories [106], de Estados Unidos, comercializa PCM micro-encapsulados de tipo orgánico con temperaturas de cambio de fase de -30, -9.5 y 6°C.

Aunque los diferentes estudios indican las ventajas de la transferencia de calor entre el PCM –micro-encapsulado y el fluido calo-portador (HTF), es interesante ver la conclusión del estudio de Delgado y Otros [102], en el cual se subraya que tomando como base la revisión de la literatura, no es posible afirmar que a nivel del sistema de almacenamiento térmico la eficiencia global sea necesariamente mejor al utilizar PCM micro-encapsulados, por lo que se recomienda realizar más estudios experimentales a nivel del sistema global.

En cuanto a la utilización de PCM micro-encapsulados en refrigeradores solares, implicaría la implementación de sistemas activos de refrigeración y la modificación del diseño global del sistema frigorífico del refrigerador solar; es decir, implica una mayor complejidad de la instalación y por tanto un desarrollo de un nuevo sistema. Dadas las opciones de almacenamiento térmico a baja temperatura, anteriormente descritas, se concluye que el uso de sistemas de almacenamiento térmico latente pasivo, mediante Materiales de Cambio de Fase (PCMs), es la opción que tiene mayor aplicabilidad en los refrigeradores solares; su uso no implicaría cambios radicales en el diseño de los refrigeradores comerciales y experimentales, y permitiría también la adaptación de refrigeradores existentes.

La selección de esta tecnología de almacenamiento, también se realiza atendiendo criterios medioambientales, puesto que los materiales de cambio de fase (PCMs) utilizados para el almacenamiento térmico latente, utilizan usualmente materiales inofensivos, en contraste con los materiales tóxicos utilizados en los electrolitos de las baterías eléctricas, comunes en los refrigeradores solares accionadas mediante sistemas fotovoltaicos.

1.6 OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DE LA TESIS

Teniendo en cuenta la revisión realizada previamente, en relación a los refrigeradores solares y las opciones de almacenamiento térmico, el objetivo general de esta tesis es estudiar la utilización de materiales de cambio de fase para almacenamiento térmico, en frío, en refrigeradores solares accionados mediante sistemas fotovoltaicos, para mejorar la integración de estos refrigeradores con el recurso solar y reducir el tamaño del almacenamiento energético mediante baterías eléctricas convencionales de plomo-ácido.

Para alcanzar el objetivo general, se proponen los siguientes objetivos específicos:

- 1) Revisión bibliográfica de los materiales de cambio de fase comerciales para almacenamiento de frío con temperaturas de cambio de fase entre -25°C y 15°C , y del uso de los PCMs en refrigeradores comerciales, para seleccionar el tipo de PCM y opción de integración a utilizar en el refrigerador solar.
- 2) Modelado de un refrigerador solar fotovoltaico con el material de PCM integrado de forma pasiva, para almacenamiento en frío y definición de la estrategia de control, para mejorar el aprovechamiento del recurso solar.
- 3) Validación experimental del modelo de refrigerador, con los PCMs integrados, bajo condiciones estables de temperatura ambiente y suministro eléctrico.
- 4) Estudio de la influencia del PCM integrado en el refrigerador solar, sobre la autonomía y el desempeño del refrigerador, bajo condiciones ambiente estables para varias temperaturas de preservación del producto y utilizando diferentes materiales de cambio de fase.
- 5) Simulación bajo condiciones ambiente dinámicas del refrigerador solar y dimensionamiento del panel de PCM, para una aplicación de preservación de producto determinada (a 11°C), en tres emplazamientos tropicales, con el fin aumentar la autonomía del refrigerador y reducir el tamaño las baterías eléctricas.

De acuerdo con los objetivos anteriores, la tesis, estará estructurada según se describe a continuación:

En el **capítulo 2**, se revisan los PCMs para aplicaciones de refrigeración, con temperaturas de cambio de fase entre -25 y 15°C , disponibles comercialmente. En este mismo capítulo, se revisan y analizan las opciones de

integración pasiva, de los PCMs en refrigeradores comerciales, teniendo en cuenta los estudios previos, teóricos y experimentales referenciados en la literatura.

En el **capítulo 3**, se abordará el modelado teórico, de un refrigerador solar, accionado mediante un sistema fotovoltaico, con integración pasiva de PCM, para almacenamiento térmico de frío. El modelo se desarrollará para estado casi-estable, incluyendo los diferentes subsistemas del refrigerador, esto es, el subsistema fotovoltaico, la transferencia de calor en el PCM, el subsistema de refrigeración, y la celda refrigerada.

Para validar este modelo teórico, en el **capítulo 4**, se presentarán los resultados experimentales de un refrigerador con compresor CC, con integración pasiva de PCMs, para almacenamiento térmico de frío, ensayado dentro de una cámara climática, con suministro eléctrico y condiciones ambientales estables. En dicho refrigerador, el PCM finalmente fue integrado en el refrigerador en contacto con el evaporador, disponiendo un panel con PCMs, en el interior del refrigerador, entre el evaporador de pared y el aire interior del refrigerador.

Una vez validado el modelo, se realizó un estudio paramétrico, en el **capítulo 5**, con el fin de estudiar la influencia del panel de PCM, sobre el desempeño del refrigerador, bajo condiciones ambiente estables, para dos temperaturas de preservación de producto (5 y 11°C), considerando para cada una, tres PCMs con temperatura de cambio de fase diferentes. En concreto, en el estudio se analiza la influencia del espesor del panel de PCM, sobre diferentes variables incluyendo: la duración del ciclo de refrigerador, el tiempo de funcionamiento del compresor en cada ciclo, el número medio de ciclos diarios, el consumo eléctrico diario, y el tiempo de autonomía del refrigerador en ausencia de suministro eléctrico. En este estudio se analizó, también la influencia de otras variables relevantes, sobre el desempeño del refrigerador, incluyendo, el espesor del aislamiento, la tasa de renovación de aire, y la velocidad de giro del compresor.

En el **capítulo 6**, se realiza finalmente una simulación del refrigerador solar, para una temperatura de preservación del producto a 11°C, emplazada en tres localidades tropicales. Para ello, se revisan las condiciones climáticas y de producción solar de los emplazamientos, se calculan las cargas térmicas correspondientes a la aplicación seleccionada y se pre-dimensiona el espesor del panel de PCM tomando como referencia los resultados del estudio paramétrico del Capítulo 5. Posteriormente se simula el refrigerador con los PCMs integrados, bajo condiciones ambientales y de producción fotovoltaica dinámicas, verificando el correcto funcionamiento de la estrategia de control y definiendo el espesor final del panel de PCM, para reducir el tamaño de las baterías eléctricas del sistema fotovoltaico.

Finalmente, en el **capítulo 7**, se presentan las conclusiones derivadas del estudio teórico –experimental del refrigerador solar analizado, así como los trabajos y líneas futuras de investigación.

CAPÍTULO 2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE PARA APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN Y OPCIONES DE INTEGRACIÓN EN REFRIGERADORES

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

2.1 INTRODUCCIÓN

El almacenamiento de frío con materiales de cambio de fase resulta de interés para los refrigeradores solares fotovoltaicos, pero también a los refrigeradores térmicos o incluso a los convencionales de compresión. Las ventajas principales del almacenamiento de frío tipo latente frente al tipo sensible radican en su mayor densidad energética y la descarga de energía a temperatura casi constante durante el proceso de fusión [11,70,75,107], lo que repercute en un menor tamaño de la unidad almacenamiento térmico, aspecto muy útil en los refrigeradores solares, donde es de gran importancia la implementación de soluciones que afecten en el menor grado posible al volumen útil del equipo. En cuanto a desventajas, destaca la del mayor coste de inversión en comparación con el almacenamiento sensible mediante agua así como las que tienen que ver con las limitaciones de potencia de descarga, y los mayores riesgos de estabilidad a largo plazo, debido a la limitada experiencia en el uso de los diferentes tipos de materiales de cambio de fase y de los sistemas de encapsulamiento [11].

De esta manera, el propósito del presente capítulo es revisar los materiales de cambio de fase disponibles a nivel teórico y especialmente a nivel comercial para aplicaciones de refrigeración con temperaturas de fusión entre -25 y 15°C , pues este es el rango de temperatura de preservación de alimentos utilizado en refrigeradores y congeladores de pequeño tamaño. Asimismo, se revisarán los aspectos fundamentales del proceso de cambio de fase, la clasificación generalmente utilizada en este tipo de materiales y las principales características termofísicas, químicas y cinéticas que idealmente deben tener para su utilización en los sistemas de almacenamiento térmico. Finalmente se revisarán los estudios previos en relación a refrigeradores domésticos y comerciales en los cuales se ha utilizado los PCMs como opción de almacenamiento energético, con el fin de definir la opción de integración a utilizar en el tipo de refrigerador seleccionado en la tesis, que es un refrigerador-congelador horizontal, cuyo uso está extendido a nivel global y que está incluido en la oferta de los fabricantes de refrigeradores solares de compresión mecánica de vapor.

2.2 ALMACENAMIENTO TÉRMICO LATENTE Y CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

2.2.1 ALMACENAMIENTO TÉRMICO LATENTE Y PROCESO DE CAMBIO DE FASE LÍQUIDO-SÓLIDO-LÍQUIDO

Como es sabido, el almacenamiento térmico puede ser de tipo sensible, latente, o químico utilizando diferentes materiales en función del tipo de almacenamiento [70,87]. El almacenamiento térmico en forma de calor sensible va ligado al concepto de calor específico (C_p), el cual indica el calor transferido desde/hacia un material por unidad de masa y de grado de cambio de temperatura, implica siempre una variación en la temperatura del material. El calor sensible está dado por la expresión:

$$Q_s = \int_{T_1}^{T_2} C_p \cdot m dT \quad (2.1)$$

El calor latente corresponde a la energía térmica necesaria para el cambio de fase de un material, por ejemplo, de estado sólido a líquido (calor de fusión) o de estado líquido a vapor (calor de vaporización). El cambio de fase de sólido a líquido implica una menor variación en el volumen del material, por lo cual los denominados materiales de cambio de fase se refieren a este método para absorber o liberar energía térmica durante la fusión y solidificación respectivamente [108,109], y se expresa mediante la ecuación:

$$Q_L = \Delta h_f \cdot m \quad (2.2)$$

donde m es la masa del material y Δh_f representa la entalpia específica de cambio de fase del material por unidad de masa.

En la Fig. 2.1 (a) se representa cambio de fase de sólido a líquido, al adicionar energía a un material, esto es, el proceso de fusión; y asimismo en la Fig. 2.1 (b) se representa el cambio de fase de líquido a sólido, cuando el material está cediendo energía, esto es, el proceso de solidificación. Cuando se hace referencia al almacenamiento térmico a baja temperatura, para aplicaciones de refrigeración, como la analizada en la tesis, se entiende que el proceso de carga de la unidad de almacenamiento energético térmico (Unidad TES) se realiza durante el proceso de solidificación, en tanto, el proceso de descarga se realiza durante el proceso de fusión.

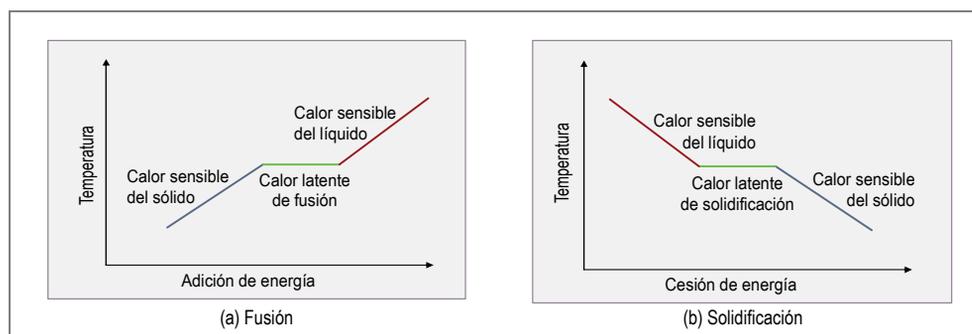


Fig. 2-1. Cambios de fase sólido-líquido y líquido-sólido en una sustancia pura
Fuente: Adaptado de Fleischer [110,111]

Este comportamiento ideal, en particular en el proceso de solidificación es típico en las sustancias puras; no obstante, en la práctica las sustancias tienen impurezas u otras sustancias [70]; de manera que el proceso de solidificación en muchas sustancias transcurre según se esquematiza en la Fig. 2.2. Este tipo de comportamiento es típico en el agua embotellada y en el agua de grifo, e igualmente en los procesos de congelación de alimentos, los cuales tienen normalmente un contenido importante de agua.

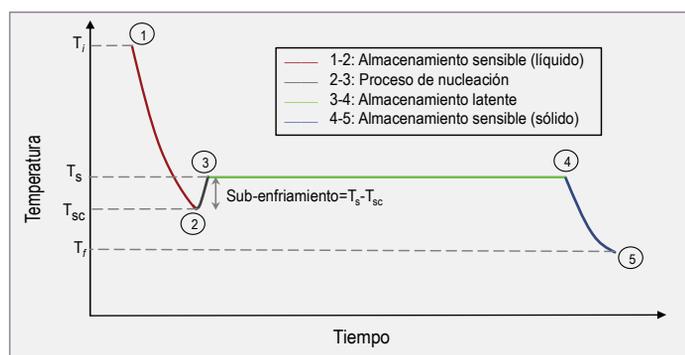


Fig. 2-2. Proceso de solidificación con sub-enfriamiento
Fuente: [99,112,113]

El proceso de solidificación del material transcurre en diferentes etapas: en la primera etapa, el material, en estado líquido, cede energía y reduce progresivamente su temperatura, de manera que se realiza un almacenamiento térmico sensible a baja temperatura. Cuando la temperatura alcanza el valor de la temperatura

de solidificación (T_s), el cambio de fase de líquido a sólido no se inicia inmediatamente, debido a que aún no ha tenido lugar la formación cristales. De tal manera en la segunda etapa, el líquido continúa cediendo energía y se sub-enfría hasta llegar a la temperatura (T_{sc}). En ese momento, la temperatura sube rápidamente hasta la temperatura T_s y se inicia la tercera etapa, en la cual el material continúa cediendo energía a temperatura constante, es decir, durante este periodo se realiza un almacenamiento térmico latente a baja temperatura. Una vez el material ha cedido el calor latente, continúa una etapa final en la que se reduce progresivamente la temperatura, realizando de nuevo un almacenamiento térmico sensible a baja temperatura. El sub-enfriamiento existente en los materiales de cambio de fase, es precisamente una de las características termo físicas que se trata a nivel diseño de los PCMs, de manera que se adicionan agentes nucleantes para reducir este sub-enfriamiento

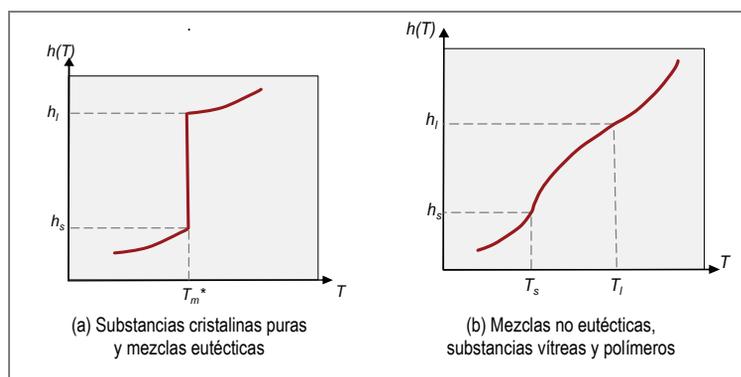


Fig. 2-3. Relación Entalpía-Temperatura en diferentes tipos de sustancias

Fuente:Öszik [114]

El cambio de fase a temperatura constante, no es característico de todas las sustancias, hecho que se ilustra, en las curvas de entalpía vs temperatura, mostradas en la Fig. 2.3, donde se aprecia que la temperatura de cambio de fase permanece constante, para las sustancias puras y mezclas eutécticas, a la par que la entalpía específica aumenta progresivamente. Estas mezclas eutécticas, mezclas de uno o más componentes, se solidifican y fusionan de forma estable, sin segregación a una temperatura más baja que la de los componentes individuales [111]. Durante el cambio de fase, forman una red unificada de cristales y se mantiene una temperatura aproximadamente constante durante los ciclos de fusión / solidificación. Por otra parte, las mezclas no eutécticas como polímeros o sustancias vítreas, tienen un comportamiento diferente, pues el cambio de fase tiene lugar dentro de un intervalo de temperaturas, es decir, no hay una única temperatura de cambio de fase sino una zona de transición [70,114]. De esta manera, tanto la temperatura como la entalpía aumentan en el proceso de fusión o disminuyen durante el proceso de solidificación.

Las aplicaciones con intervalos más estrechos de temperaturas de trabajo pueden sacar mayor ventaja del almacenamiento térmico latente [11]. Este es el caso de las aplicaciones de refrigeración, en las cuales los productos son preservados dentro de un rango estrecho de temperaturas [12], el cual varía según el tipo de producto, y por lo cual será necesario, en cada caso seleccionar el PCM adecuado al tipo de producto a preservar.

Debido a la variedad de temperaturas de las aplicaciones, los fabricantes del PCM, diseñan estos materiales a partir de mezclas de diferentes sustancias inorgánicas u orgánicas, ajustando la temperatura de cambio de fase según los requerimientos de la aplicación.

2.2.2 CLASIFICACIÓN Y REQUISITOS DE LOS MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

Los materiales de cambio de fase fundamentalmente se pueden clasificar en inorgánicos y orgánicos, cada uno de los cuales puede a su vez sub-dividirse en compuestos y eutécticos, según propuso Abbat en 1983 [115] al revisar los materiales para almacenamiento térmico para temperaturas comprendidas entre 0 y 120°C. Diferentes investigaciones posteriores han mantenido esta clasificación por su utilidad y claridad, de cara a estudiar los PCMs [87,99,109,116]. La Fig. 2-4 presenta esta clasificación general, incluyendo los diferentes tipos de materiales de cambio de fase.

Dentro de los *PCM inorgánicos* se encuentran: El hielo, que ha sido el PCM más ampliamente utilizado en la refrigeración y preservación de alimentos; las sales hidratadas y las mezclas eutécticas basadas en componentes inorgánicos. De otra parte, dentro de los *PCM orgánicos* se encuentran las parafinas, los ácidos grasos y otros materiales como las cetonas y los glicoles, al igual que mezclas de dos o más componentes de materiales orgánicos. Los PCM formados por mezclas, también se referencian en la literatura como *PCM multi-componente* [99,117,118], pudiendo formarse a partir de sólo materiales orgánicos, sólo materiales inorgánicos, o combinando materiales orgánicos e inorgánicos.

Los materiales de cambio de fase, usados para el almacenamiento térmico, deben contar con un conjunto de características termo-físicas, químicas y cinéticas adecuadas; además deben tener alta disponibilidad, compatibilidad adecuada con la normativa medioambiental y bajos costes.

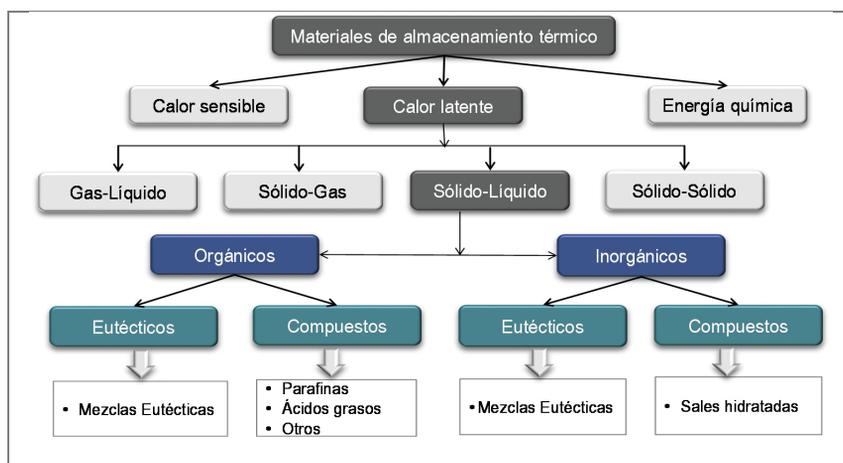


Fig. 2-4. Clasificación de materiales de cambio de fase
Fuente: [115,116,119,120]

Dentro de las **características termofísicas** están la entalpía de fusión, la conductividad, el calor específico y la densidad. La primera característica a revisar para la selección de un PCM, para una aplicación determinada es la temperatura de cambio de fase, o zona de transición. Se deben considerar los dos extremos de temperatura entre los cuales la aplicación va a funcionar, con el propósito de garantizar el ciclado completo del PCM durante la operación del sistema [110].

La entalpía de fusión es la segunda propiedad más importante del PCM, pues el objetivo del almacenamiento térmico latente es precisamente aprovechar el calor de fusión, y cuanto mayor es la entalpía de fusión, mayor es la densidad de almacenamiento latente por unidad de masa del material [70,110]. Durante el proceso de cambio de fase, las moléculas se van cohesionando pasando progresivamente de estado líquido a sólido, lo

que implica también una variación de las propiedades termo físicas como la conductividad, el calor específico y la densidad, por tanto, es necesario analizar las propiedades termo-físicas del material en los dos estados (líquido y sólido)

El calor específico adquiere importancia, cuando las condiciones de operación de la aplicación permiten realizar también almacenamiento térmico sensible [70]. En tal sentido, es útil considerar que los materiales con mayor entalpía de fusión tienden también a tener mayor calor específico [110], por lo cual, la selección del PCM con entalpía de fusión alta, suele implicar también que el material tiene un calor específico alto.

La conductividad térmica es otra propiedad importante, pues una mayor conductividad térmica favorece el proceso de transferencia de calor en el PCM. Una conductividad térmica baja puede implicar que el material actúe como aislante y limita su potencial de uso como almacenamiento térmico. Debido a ello, los sistemas de almacenamiento térmico latente (TES) deben estudiarse con el fin de optimizar su aprovechamiento, entre otras variables es necesario analizar la geometría y tamaño del encapsulamiento, el uso de convección natural o forzada, durante la carga / descarga de la unidad TES y tipos de materiales utilizados [110].

Existen también técnicas para mejorar la conductividad de los materiales de cambio de fase, de las cuales Fleisher [110] destaca tres: la primera es el uso de inclusiones metálicas a macro-escala, tales como las aletas, mallas o espumas; la segunda es el uso de inclusiones de carbono a macro-escala, aprovechando la alta conductividad térmica de los materiales basados en carbono; y la tercera es el uso de materiales a nano-escala para crear suspensiones coloidales de PCM con propiedades térmicas mejoradas.

Es conveniente además que la densidad del material no sufra grandes variaciones durante el cambio de fase, de manera que la contracción/expansión del material sea baja y se facilite así el diseño del sistema de encapsulamiento [110]. Además, son deseables densidades más altas, pues ésta propiedad incide directamente en la densidad energética del material y en el tamaño del sistema de almacenamiento térmico.

Los materiales de cambio de fase deben también reunir unas **características químicas y cinéticas** deseables en relación con la estabilidad a largo plazo, el sub-enfriamiento y la nucleación, la corrosividad y compatibilidad con el encapsulamiento a utilizar, flamabilidad y toxicidad [70,101,110]. En cuando a estabilidad, los PCMs deben mantener la estabilidad química y física ante el ciclado [70,110], es decir, no debe registrarse degradación del material, después de haber sometido el material a numerosos ciclos térmicos de solidificación – fusión – solidificación, de manera que, el comportamiento de las propiedades permanezcan estables a largo plazo. También deben tener una baja corrosividad, de manera que se garantice la estabilidad a largo plazo del encapsulado utilizado en el sistema de almacenamiento térmico [87,110]. Al respecto, existen diferentes estudios que analizan la compatibilidad de distintos PCMs con diferentes materiales plásticos y metálicos que pueden usarse para la fabricación de encapsulados [121,122].

La rápida formación de cristales es otra característica deseable en los PCMs, puesto que una velocidad baja de formación de cristales, puede dar lugar al sub-enfriamiento del material. Para acelerar este proceso se utilizan aditivos que actúan como agentes nucleantes y mejoran el coeficiente de difusividad del material. Estos aditivos, incorporan también agentes espesantes, para evitar la separación de fases [70]. El uso de materiales de cambio de fase con alto sub-enfriamiento exige reducir la temperatura de evaporación, de los sistemas de refrigeración, incidiendo negativamente en el Coeficiente de Operación (COP) del sistema.

Finalmente, se debe subrayar que desde el punto de vista medioambiental y de seguridad de utilización, es fundamental que los PCM no sean inflamables en el rango de temperatura de trabajo del sistema; además, la toxicidad debe ser nula en aplicaciones de preservación de alimentos. La Tabla 2-1 muestra lista las principales características deseables de este tipo de materiales.

Tabla 2-1. Características deseables de los PCMs

CARACTERÍSTICAS TERMO-FÍSICAS	CARACTERÍSTICAS QUÍMICAS Y CINÉTICAS
<ul style="list-style-type: none"> - Temperatura de cambio de fase adecuada a la aplicación - Alta entalpía de fusión y alto calor específico - Alta conductividad térmica - Bajo cambio de densidad y volumen durante el cambio de fase - Baja presión de vapor a la temperatura de operación 	<ul style="list-style-type: none"> - Reversibilidad en el ciclo de solidificación /fusión - Estabilidad y no degradación después de un alto número de ciclos solidificación/fusión - Baja corrosividad y alta compatibilidad con encapsulamiento. - Alta tasa de nucleación durante la solidificación para prevenir el sub-enfriamiento - No inflamabilidad en el rango de temperatura de trabajo. - Toxicidad nula y bajo impacto ambiental.

Fuente: [87,89,120,123],

2.2.3 ESTANDARIZACIÓN EN EL SUMINISTRO DE LOS MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

Para diseñar adecuadamente los sistemas de almacenamiento térmico latente, es necesario conocer con precisión las características y propiedades termo-físicas del material de cambio de fase utilizado. Aun cuando se conozcan las propiedades de las sustancias que componen al PCM, es indispensable una caracterización experimental del PCM, pues sus propiedades no pueden obtenerse por simple interpolación [70].

Diferentes estudios en relación con las características termo-físicas de algunos PCMs, sostienen que existen discrepancias en las propiedades medidas por parte de diferentes fabricantes. Según señala Zalba [87] al citar a Gibs [124], en 1995 había una gran incertidumbre en las propiedades proporcionadas por los fabricantes; y en la misma línea Fleischer [110] señala que actualmente aún existen diferencias de hasta el 40% entre las propiedades de algunos materiales orgánicos.

Entre las técnicas de medición utilizadas para estudiar el cambio de fase están: la calorimetría convencional, la calorimetría diferencial de barrido (DSC) y el análisis térmico diferencial. La técnica DSC permite analizar con mayor exactitud las propiedades del PCM en el intervalo de temperaturas de cambio de fase, determinar la entalpía específica de fusión del material, medir el calor específico y elaborar las curvas de entalpía-temperatura, durante los procesos fusión y solidificación [110]. Además de estas técnicas, las especificaciones RAL-GZ 896 admiten la medición mediante la técnica de T-History, y la técnica basada en la medición de flujo de calor entre otras [93]. En este sentido es de gran importancia definir los métodos y propiedades que los fabricantes de materiales de cambio de fase deberían medir y proporcionar en las fichas del producto, para realizar la ingeniería de diseño final de los sistemas de almacenamiento térmico. En concreto es conveniente que los fabricantes de PCMs:

- Proporcionen el mismo tipo de propiedades termo-físicas y químicas de los PCMs que fabrican, de manera que se facilite su comparación y selección.
- Utilicen métodos de medición estandarizados, pues las propiedades pueden variar según el tamaño de la muestra, por lo cual, para garantizar la calidad de los datos proporcionados, deben usarse métodos estandarizados.

- Realicen el análisis del ciclado del material; pues el número de ciclos que soporta el material incide directamente en su vida útil del material, y en la viabilidad económica de las implementaciones.

La Agencia Internacional de Energía y diferentes organismos de investigación, han trabajado en los últimos años en la línea de estandarización. Entre las instituciones más implicadas cabe mencionar el Instituto Alemán para el Aseguramiento de la Calidad y Certificación (GIQAQ- German Institute for Quality Assurance and Certification), el cual ha publicado el documento RAL-GZ 896, donde se definen las Especificaciones de Calidad y de Ensayo para los Materiales de Cambio de Fase, comercializados por las empresas [93]. Estas especificaciones incluyen Materiales de Cambio de Fase a granel (PCM), compuestos (PCM-C), incluidos en objetos (PCM-O) y en sistemas de almacenamiento térmico (PCM-S).

En relación con la información técnica mínima que deberían suministrar los fabricantes puede mencionarse las siguientes: intervalo de temperatura de cambio de fase o región de transición, cambio de entalpía por unidad de masa y volumen, temperatura de sub-enfriamiento, conductividad térmica y densidad, para valores de temperatura fuera de la región de transición, los valores de temperatura mínimo y máximo, dentro de los cuales estas propiedades son válidas, y la cantidad de ciclos que soporta al material sin variar sus propiedades, definiendo 7 categorías de etiquetado del producto, según se muestra en la Tabla 2-2.

Tabla 2-2. Categorías de etiquetado de los PCM según el número de ciclos que soporta

Categoría	Numero de ciclos que debe soportar el material	Mediciones de calidad a realizar a:
A	> 10000 ciclos	0, 50, 100, 500, 1000, 5000, 10000 ciclos
B	> 5000 ciclos	0, 50, 100, 500, 1000, 5000 ciclos
C	>1000 ciclos	0, 50, 100, 500, 1000 ciclos
D	>500 ciclos	0, 50, 100, 500 ciclos
E	>100 ciclos	0, 50, 100 ciclos
F	>50 ciclos	0, 50 ciclos

Fuente: [93]

2.3 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE PARA APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN

El hielo es sin duda el PCM que más ampliamente se ha utilizado en las técnicas de preservación de alimentos a bajas temperaturas; ya establecidas a nivel comercial a principios del siglo XIX [125]. No obstante, la investigación y desarrollo de los materiales diferentes al hielo para aplicaciones a baja temperatura se remonta a los últimos 40 años [87]; y ha sido especialmente durante la última década, cuando se ha abordado con mayor énfasis el estudio del uso de los PCMs para aplicaciones de refrigeración. Según Dincer y Rosen, la primera aplicación experimental, de almacenamiento térmico a baja temperatura, mediante PCMs diferentes al hielo, fue implementada a principios de la década de 1970, en la Universidad de Delaware, donde ensayaron varios sistemas de almacenamiento, utilizando en uno de ellos sales hidratadas eutécticas, con temperatura de cambio de fase de 12.7°C. Otra implementación destacada fue la de la compañía Transphase Systems Inc, empresa que instaló en 1982, el primer sistema de almacenamiento térmico a baja temperatura, utilizando soluciones acuosas salinas eutécticas, para atender la demanda de aire acondicionado de un edificio comercial [70,126].

Tal como se expuso en el apartado anterior, los PCMs se clasifican en dos grandes grupos: Orgánicos e Inorgánicos. En este apartado se revisarán los PCMs de estos dos grandes grupos, referenciados en la literatura y usados a nivel comercial, con temperaturas de cambio de fase entre -25 y 15°C, los cuales pueden potencialmente utilizarse en aplicaciones de refrigeración y para la preservación de alimentos.

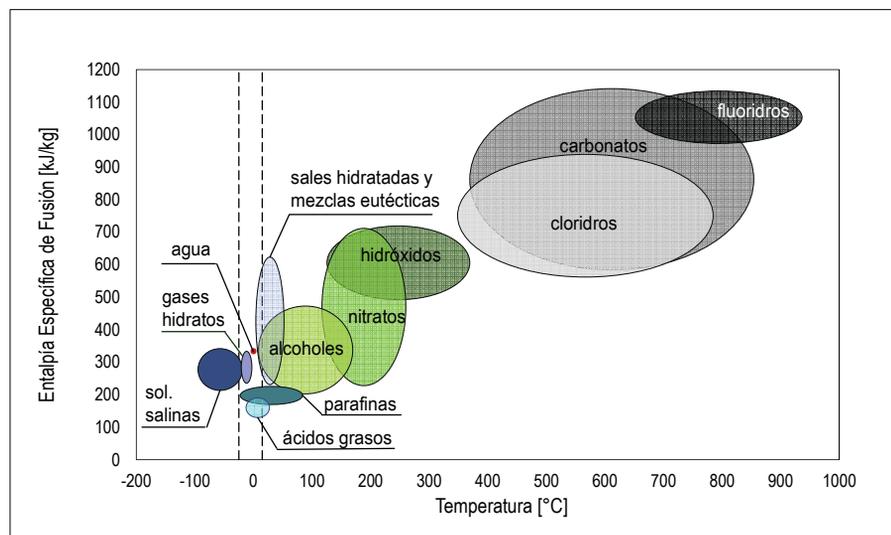


Fig. 2-5. Entalpía de fusión vs Temperatura de fusión para diferentes PCMs

Fuente: [127] – Anexo 17 IEA-ECES IA

Para identificar los PCMs, adecuados a utilizar en los sistemas de almacenamiento térmico en un rango determinado de temperaturas, resulta útil analizar la entalpía específica de fusión en función de la temperatura de fusión del material (Fig. 2-5), incluida en el estudio de Jing y otros [127], en el marco del Anexo 17 IEA ECES IA. En este estudio se constata que para temperaturas comprendidas entre -25 y 15°C , pueden utilizarse PCMs de tipo orgánico, como las parafinas, ácidos grasos, así como PCMs de tipo inorgánico, entre ellos el agua, las sales hidratadas, las soluciones salinas y mezclas eutécticas.

2.3.1 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE TEÓRICOS

Siguiendo la línea de este estudio, a continuación, se exponen en primer lugar los PCMs teóricos de tipo inorgánico, después de los PCMs de tipo orgánico, y finalmente los PCMs comerciales. Para cada caso, se comentarán las principales ventajas e inconvenientes de los distintos de PCMs. Para ello se ha consultado diferentes estudios y revisiones previas de la literatura, así como las páginas web de diferentes empresas fabricantes y distribuidoras de PCM comerciales.

2.3.1.1 PCM INORGÁNICOS

Los PCM inorgánicos para aplicaciones de refrigeración y preservación de alimentos, incluyen principalmente las sales hidratadas y las disoluciones eutécticas acuosas y el agua, siendo esta última la más común. El **Anexo 2.1**, presenta una lista de 62 PCMs referenciados en estudios y diferentes revisiones de la literatura para el rango de temperatura analizado (-25 a 15°C), de los cuales el 83% corresponden a disoluciones eutécticas acuosas (EWS- Eutectic Water Solution), el 8% a sales hidratadas (SH), el 3% a mezcla de sales hidratadas (MSH), el 3% a otros PCM inorgánicos multi-componentes (IMC), y 3% nano-fluidos (NF). Esta distribución se ilustra en la Fig. 2-6.

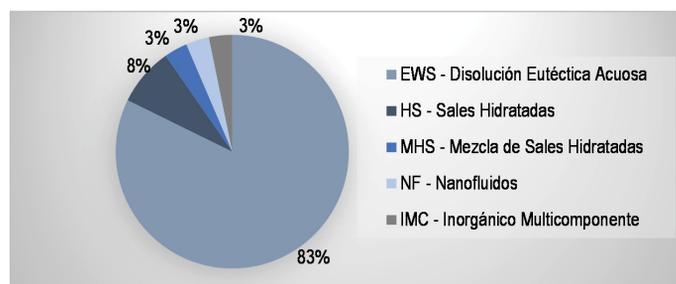


Fig. 2-6. Distribución de los PCMs inorgánicos teóricos por tipos

Cuando el almacenamiento térmico se realiza cerca de los 0°C, el **agua** parece ser el PCM más ventajoso, debido a su menor coste y a su compatibilidad con diferentes materiales y aplicaciones. Como es sabido, el agua se caracteriza por tener una alta entalpía específica de fusión (335 kJ/kg), además tiene un calor específico alto, por lo cual es un material idóneo para realizar el almacenamiento térmico de tipo latente, así como de tipo sensible [11,70]. Sin embargo, el agua disponible en algunos emplazamientos suele tener sales disueltas, que producen el fenómeno de sub-enfriamiento durante la solidificación, muy usual en los PCMs de tipo inorgánico. De esta manera, en algunos casos es necesario utilizar aditivos, con agentes nucleantes, para acelerar la cristalización y reducir dicho sub-enfriamiento [128].

Las **sales hidratadas** son combinaciones de sales inorgánicas (óxidos, carbonatos, sulfatos, nitratos, haluros) con moléculas de agua en un ratio o proporción específico. Sus características son similares a las sales, pero en su estructura tridimensional están encajadas las moléculas de agua, formando una red cristalina unificada. Su uso se ha centrado principalmente en aplicaciones a alta temperatura, en las plantas de concentración solar para la producción de electricidad, en las cuales se realiza sólo almacenamiento sensible, pues las sales permanecen fundidas; no obstante, los trabajos de investigación y desarrollo actual están orientados a utilizar el almacenamiento térmico latente de este tipo de material [110]. Este tipo de PCM, se comporta como las sustancias puras, por lo cual tienen una única temperatura de cambio de fase. La opción de ajustar esta temperatura a partir de la mezcla de diferentes sales se ha aplicado principalmente al rango de temperatura de 15 a 65°C [70], y de forma limitada en el rango de temperatura de -25 a 15°C.

Para el rango de temperaturas analizado, las sales hidratadas teóricas, referenciadas en la literatura, han sido principalmente fosfato di-potásico, fluoruro de potasio, clorato de litio, y cloruro de zinc con diferentes grados de hidratación, con temperaturas de cambio de fase entre 4 y 13°C, y entalpías de fusión entre 109 y 253 kJ/kg, según se detalla en Anexo 2.1. Entre las ventajas de las sales hidratadas están su mayor conductividad, lo que ayuda a acelerar el proceso de transferencia de calor en el PCM, su inocuidad y no inflamabilidad. En cuando a desventajas están la mayor presión de vapor, la cual conlleva a pérdidas de agua a largo plazo y mayor degradación del material. Además, son más corrosivas en presencia de agua, comparadas con los materiales orgánicos en general [70].

Dentro de las **disoluciones eutécticas acuosas**, o por sus siglas en inglés EWS (Eutectic Water Solutions), las más comunes denominadas sales eutécticas. Estas sales son una mezcla de sales inorgánicas y agua [70], en las proporciones adecuadas, para obtener la mezcla eutéctica con la temperatura de fusión única, tal como se expuso en el numeral 2.1.1. Para aplicaciones a baja temperatura, existen una variedad más amplia de sales eutécticas, comparadas con las sales hidratadas. En este caso se utilizan sales como el sulfato de litio, cloruro de sodio, nitrato de calcio, cloruro de potasio, sulfato de magnesio, el carbonato de sodio y sulfato de manganeso entre otros, con diferentes concentraciones. Los materiales identificados en la literatura, con las propiedades disponibles se incluyen en el Anexo 2.1.

Estas sales eutécticas tienen temperaturas de cambio de fase, que cubren de forma casi continua el rango de temperatura analizado (-25 a 15°C). Las entalpías de fusión están entre 186 y 314 kJ/kg, con lo cual, comparadas con las sales hidratadas, el potencial de almacenamiento térmico latente es mayor.

Si bien para las sales hidratadas existe la posibilidad de incrementar la entalpía de fusión, aumentando el grado de hidratación, lo cierto es que dicho incremento afecta también negativamente la estabilidad del material ante el ciclado [70,129]

Los metales son también otro tipo de PCM inorgánico, sin embargo, no tienen aplicabilidad para el almacenamiento térmico a baja temperatura [110]. Para el rango de temperaturas analizado, a nivel teórico, existen también PCM inorgánicos multi-componentes, algunos con nano-partículas cuyo propósito es incrementar la conductividad del material de cambio de fase; utilizando por ejemplo, cloruro de bario, agua y nano-partículas de óxido de titanio [99].

Uno de los inconvenientes principales de los materiales inorgánicos en general, es el mayor sub-enfriamiento, durante el proceso de solidificación, lo que exigiría al equipo de producción de frío a operar a una temperatura menor, y por tanto a operar con menor COP. Por ello, los PCM inorgánicos incluyen aditivos que contienen agentes nucleantes y estabilizantes para ayudar a la formación de cristales y acelerar el proceso de solidificación [109]. Otra desventaja es la mayor corrosividad, por lo cual los encapsulamientos deben fabricarse de materiales apropiados. Pese a estos inconvenientes, los PCM inorgánicos destacan por su menor coste frente a la PCMs orgánicos, y por su mayor entalpía de fusión y densidad energética o capacidad al almacenamiento por unidad de volumen, especialmente las sales eutécticas [109].

2.3.1.2 PCMS ORGÁNICOS

Los PCMs orgánicos comprenden una amplia variedad de materiales pertenecientes principalmente a la familia de los alcanos (parafinas) y en menor medida a la familia de los ácidos grasos [110]. En concreto, para el rango de temperatura revisado en este apartado (-25 a 15°C), se identificaron un total de 49 PCMs orgánicos teóricos. En el **Anexo 2.2** se resumen las propiedades consultadas para cada material, incluyendo para cada uno, la temperatura de fusión, la entalpía de fusión, y en algunos casos, otras propiedades referenciadas en diferentes estudios y revisiones de la literatura. Del total de PCMs identificados, casi la mitad (47%) corresponden a parafinas (P) y mezclas de parafinas (MP). Existe también una amplia variedad de PCMs orgánicos multi-componente que representan un 35%, entre tanto, los ácidos grasos (AG), glicoles (G) y cetonas (C) son menos comunes y representan en conjunto un 18% del total. La Fig. 2.7 muestra la distribución de los diferentes PCMs orgánicos identificados.

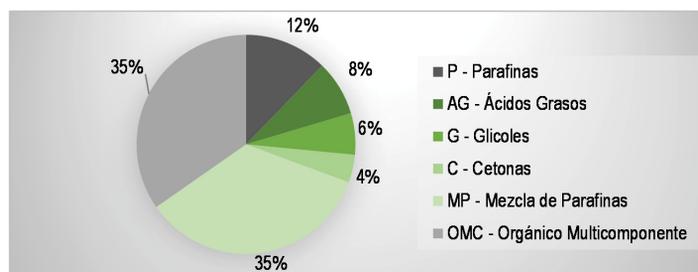


Fig. 2-7. Distribución de los PCMs orgánicos teóricos por tipos

La alta disponibilidad de los PCMs orgánicos, sumados a los costos relativamente bajos y facilidad de trabajo, los hacen atractivos para las implementaciones en sistemas de almacenamiento térmico latente. Otra de sus

principales ventajas es que son más estables y presentan una tasa de cristalización más alta y un subenfriamiento más moderado que los PCMs inorgánicos. [70,109,110].

Las **parafinas** son hidrocarburos con una cadena central de carbonos con la estructura tipo $C_n(H_{2n+2})$; su temperatura de fusión se eleva progresivamente al aumentar el número de carbonos de la cadena central, tal como se ilustra en la Fig. 2-8. El proceso de enfriamiento de este tipo de material presenta dos etapas, la primera más breve y la segunda más extensa; en la primera etapa el material cambia de estado líquido a amorfo-sólido y en la segunda etapa pasa de amorfo-sólido a cristalino-sólido [109]. Una de las principales ventajas de las parafinas es la mayor estabilidad y la facilidad de ajustar la temperatura de cambio de fase al valor deseado, variando el número de átomos de carbono o formando mezclas estables de parafina [87]. Para el rango de temperaturas analizado, los PCM basados en parafinas identificados, disponen de temperatura de fusión de forma casi continua entre -25.5 y 10°C , con entalpías específicas de fusión entre 110 y 271 kJ/kg.

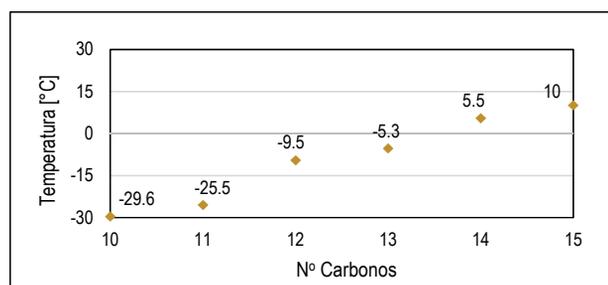


Fig. 2-8. Temperatura de fusión según el Nº de carbonos en las parafinas

Comparadas con las sales hidratadas, muchas parafinas tienen mayor entalpía específica de fusión en el rango de temperatura estudiado y tienen también mayor calor específico en ambos estados (líquido y sólido); lo cual supone un mayor potencial de almacenamiento térmico sensible y latente [70]. Otras ventajas importantes son su menor corrosividad e inocuidad. Por otra parte, la conductividad térmica de las parafinas es del orden de 0.2 kJ/kgK, valor inferior al del agua y al de las sales hidratadas en general. Esta característica hace más lento el proceso de transferencia entre el PCM y el producto o espacio refrigerado, de manera que, en determinados casos, el material puede comportarse como una resistencia térmica. Otras desventajas son la mayor oxidación del material ante altas temperaturas y la inflamabilidad cuando se supera la temperatura máxima de operación.

El segundo tipo de PCM más mencionado en la literatura, son los **ácidos grasos**, los cuales sin embargo, resultan menos frecuente en el rango de temperaturas analizado. La estructura base de este tipo de PCMs es $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_n\text{COOH}$, y al igual que en el caso de las parafinas, en el Anexo 2.2 se listan los PCMs teóricos, identificados en diferentes estudios y revisiones previas. En este caso las temperaturas de fusión están entre 7.8 y 13°C , con entalpías específicas de fusión entre 75.5 y 245 kJ/kg. Debido a la mayor temperatura de fusión, comparada con el ofrecido por las parafinas, los ácidos grasos se utilizan más en aplicaciones de aire acondicionado que en refrigeración, así como en otros campos tales como las fibras textiles [110]. En cualquier caso, la limitación principal para su uso extendido es el elevado coste, comparado con las parafinas y con los PCM inorgánicos en general [109].

En cuanto a los **glicoles y las cetonas**, el número de PCMs disponibles para el almacenamiento térmico a baja temperaturas es reducido; no obstante, resultan interesantes el dietilenglicol y trietilenglicol, cuyas temperaturas de cambio de fase son de -10 y -7°C respectivamente y entalpía de fusión de 247 kJ/kg. En cuanto a las Cetonas, Li y otros [13], destaca especialmente la 2-Octanona y en menor medida la 5-Nonanona, con temperaturas de fusión de -20.3 y 3.8°C , y entalpías de fusión de 190.4 y 175.3 kJ/kg respectivamente.

Las líneas de investigación en relación a los PCM orgánicos están orientadas a la mejora de las propiedades termo-físicas de este tipo de PCMs, en particular de las parafinas, buscando la mejora de la difusividad y conductividad térmica [110]. También se está trabajando en el desarrollo de emulsiones de parafina o parafina micro-encapsulada, para potenciar su uso en sistemas de almacenamiento térmico activos, en concreto se intenta incrementar su viscosidad y mejorar la estabilidad del material a largo plazo [11].

Teniendo en cuenta las características expuestas anteriormente tanto para los PCMs orgánicos e inorgánicos, y considerando en particular, las revisiones realizadas por Zalba et al [87] en 2003, Oliver et al.[120] en 2009 y Oró et al. [89] en 2012, la Tabla 2.3 resume las principales ventajas e inconvenientes de los dos grandes grupos de PCMs.

Tabla 2-3. Principales ventajas e inconvenientes de los PCMs orgánicos e inorgánicos

PCMs INORGÁNICOS	
Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Menor coste - Mayor entalpía específica de cambio de fase - Mayor conductividad térmica. - Temperatura de cambio de fase bien definida. - Variación de volumen baja, durante el cambio de fase. - Materiales no inflamables, reciclables y biodegradables. 	<ul style="list-style-type: none"> - Necesidad de aditivos con agentes nucleantes para controlar el sub-enfriamiento - Necesidad de material de encapsulamiento apropiado, resistente a la corrosión - Separación de fases - Menor estabilidad térmica
PCMs ORGÁNICOS	
Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Mayor estabilidad térmica y química. - Bajo o nulo sub-enfriamiento y por tanto no requieren agentes nucleantes - Baja corrosividad. - Reciclables e inofensivos. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mayor coste. - Menor entalpía específica de cambio de fase - Temperatura variable durante el ciclo de fusión / solidificación. - Mayor variación de volumen durante el cambio de fase. - Inflamabilidad, aunque no en el rango de bajas temperaturas. - Leve oxidación para el caso de algunas parafinas - Baja conductividad térmica

Fuente: Adaptado de [70,87,109,130]

2.3.2 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE COMERCIALES

Los PCMs disponibles a nivel comercial se han venido revisando sistemáticamente en las diferentes revisiones de la literatura llevadas a cabo durante los últimos 15 años. En relación a los PCMs con temperaturas de cambio de fase entre -25 y 15°C , Zalba et al. [87] subrayaban hace ya 15 años los materiales producidos por las empresas Climator de Suecia, Cristopia de Francia, Mitsubishi Chemical de Japón, Rubitherm de Alemania, y la compañía TEAP. Estas mismas empresas son las señaladas en la revisión posterior de Cabeza et al. [131], al referirse a los PCMs disponibles comercialmente para sistemas de almacenamiento térmico a baja temperatura para edificaciones. Más recientemente, el estudio de Oró et al.[89], orientado a la revisión de PCMs para almacenamiento térmico a baja temperatura, y el trabajo de Li et al. [99], centrado en la revisión de PCMs con temperaturas de cambio de fase inferiores a cero grados, incluyen otras empresas tales Mikrotek Laboratories de Estados Unidos, PCM Products del Reino Unido, y la Empresa PLUSS de India.

En relación a los PCMs teóricos y disponibles a nivel comercial, existe también una base de datos, desarrollada recientemente, en el marco del proyecto europea INNOSTORAGE [117]. Esta información si bien es de gran interés, no es de libre acceso, por lo cual para contar con información actualizada al respecto, en este apartado se ha optado por consultar directamente las páginas web de los fabricantes, con el fin de verificar que los productos reseñados en las fuentes antes citadas continúen en la oferta comercial de los fabricantes, proceso

en el cual se han identificado otras empresas que ofrecen PCM en el rango de temperatura de -25 a 15°C , entre ellas PCP de Australia, Pure Temp de Estados Unidos y SavENRG PCMs también de Estados Unidos.

En la Tabla 2-4 se listan y detallan las características de los PCM consultados en las páginas web de los fabricantes mencionados. En total se presentan 68 PCMs comerciales, de los cuales, el 30% son sales hidratadas o mezclas de las mismas (MHS), el 26% corresponden a parafinas o mezclas de parafinas (MP), el 23% son soluciones eutécticas acuosas (EWS), principalmente salinas, un 6% corresponde a otros PCM orgánicos multi-componente (OMC) y el 15% restante son de materiales de tipo orgánico, para los que no se especifica el subtipo o composición.

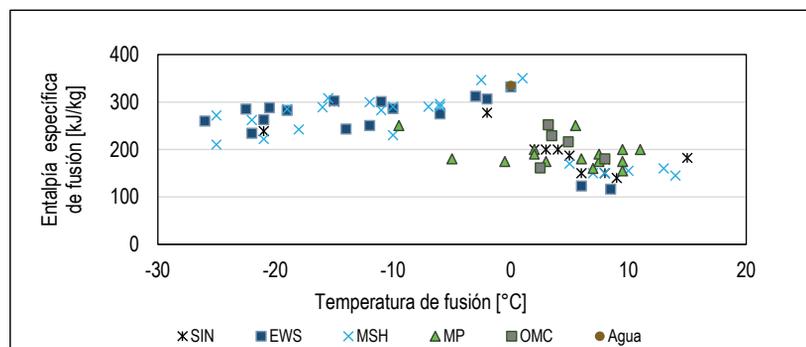


Fig. 2-9. Entalpía de fusión de PCMs comerciales con temperatura de fusión de -25 a 15°C

SIN: Sin dato, EWS: Disolución eutéctica acuosa, MSH: Mezcla de sales hidratadas, MP: Mezcla de Parafinas, OMC: Orgánico Multi-componente.

Los PCMs comerciales con temperaturas de cambio entre -25 y 15°C tienen una entalpía de cambio de fase entre 116 y 350 kJ/kgK. En general, según se aprecia en la Fig. 2-9, para temperaturas próximas a 0°C , el agua es el PCM con la más alta entalpía de fusión. Para temperaturas inferiores a 0°C , el tipo de PCMs que ofrece mayor entalpía de fusión, son las soluciones eutécticas acuosas (EWS), mientras que para temperaturas mayores a 0°C , los PCM orgánicos, basados en la mezcla de parafinas (MP) y orgánicos Multi-componente, son los que disponen de mayor entalpía de fusión.

Pocos fabricantes ofrecen datos de estabilidad de los materiales ante el ciclado, solamente lo reportan fabricantes como Rubitherm de Alemania, Pure Temp de Estados Unidos y PCP de la India. De acuerdo a la información consultada, se encuentra que las soluciones eutécticas acuosas soportan alrededor de 3.000 ciclos térmicos, cifra bastante inferior a la que pueden soportar los PCMs basados en las parafinas, la cual ronda alrededor de los 10.000 ciclos. Este valor es de gran importancia, puesto que bajo el supuesto de la realización de 2 ciclos térmicos diarios, los PCMs inorgánicos tendrían una vida útil cercana a los 4 años, mientras que para los PCMs orgánicos se tendría una vida útil de entorno a los 14 años; es decir, más de 3 veces que la vida útil de los PCMs inorgánicos.

Finalmente cabe comentar que en la revisión se ha constatado, que empresas como Mitsubichi Chemical no ha incorporado de forma visible, los PCMs en su oferta comercial, y la empresa Cristopia oferta el sistema de almacenamiento térmico a baja temperatura con un depósito y macro-cápsulas de PCMs, por tanto, no es posible adquirir el PCM a granel, para usarlo con otras opciones de encapsulamiento. Por otra parte, la empresa TEAP, si bien presenta información técnica básica de los PCM, para el rango de temperatura analizado, tampoco ha desarrollado de una forma clara una oferta a nivel comercial.

Además de los PCMs manufacturados por las empresas reconocidas a nivel global, existen también en el mercado PCMs de bajo coste macro-encapsulados en envases rectangulares de polietileno. Este tipo de PCMs se comercializan bajo el nombre común de “acumuladores de frío” y distribuidos principalmente por empresas dedicadas a la venta de productos para el transporte refrigerado. En este caso las empresas comercializadoras sólo proporcionan las propiedades termo físicas básicas del producto, sin especificar los estándares de calidad de la medición de estas propiedades. Este mismo tipo de PCM se comercializa de forma masiva, principalmente en tiendas dedicadas a la venta de productos para camping, caso en el cual no se proporciona al cliente ninguna especificación técnica del material.

Tabla 2-4. PCMs disponibles comercialmente con temperaturas de cambio de fase entre -25 y 15°C (Continúa en página siguiente)

Empresa	Producto	Tipo	Sub-tipo ^(a)	T_m [°C] ^(b)	Δh_f [kJ/kg]	$k^{(c)}$ [W/mK]	$\rho^{(c)}$ [kg/m ³]	$C_p^{(c)}$ [kJ/kgK]	T_{max} [°C]	Fuente
<i>Parte 1/3</i>										
Climator (Suecia)	ClimSel C-21	Inorgánico	EWS	-24/-21	285	1.45 / 0.33	1100	-	20	Web fabricante [132]
	ClimSel C-18	Inorgánico	EWS	-23 / -18	288	2.17 / 0.56	1150	-	20	
	ClimSel C7	Inorgánico	EWS	4 / 8	123	0.78 / 0.59	1400	-	30	
	ClimSel C10	Inorgánico	EWS	6 / 11	116	0.83 / 0.70	1400	-	30	
Mikrotek Laboratories (EEUU)	MPCM-30 /30D	Orgánico	MP-Mc	-30	-	-	-	-	-	Web fabricante [106]
	MacroPCM-30, 10	Orgánico	MP-Mac	-30, -10	-	-	-	-	-	
	MPCM-10 /10D	Orgánico	MP-Mc	-10	-	-	-	-	-	
	MPCM6 / 6D	Orgánico	MP-Mc	6	-	-	-	-	-	
	MacroPCM6	Orgánico	MP-Mac	6	-	-	-	-	-	
PLUSS (India)	HS 33N	Inorgánico	MHS	-31 / -30	224	-	1460 / 1425	2.1 / 2.7	80	Web fabricante [133]
	HS 26N	Inorgánico	MHS	-26 / -24	272	-	1122 / 1200	1.7 / 3.6	80	
	HS 23N	Inorgánico	MHS	-21 / -23	262	4.976 / 0.702	1078 / 1140	1.58 / 3.4	80	
	HS 18N	Inorgánico	MHS	-18	242	0.44 I	1083 / 1095	3.48 I	80	
	HS 15N	Inorgánico	MHS	-16 / 15	308	5.26 / 0.53	1070 / 1016	1.87 / 3.4	80	
	HS 10N	Inorgánico	MHS	-10	290	4.25 / 0.602	1057 / 1125	1.90 / 3.40	80	
	HS 7N	Inorgánico	MHS	-6	296	1.76 / 0.55	1026 / 1120	2.0 / 3.50	80	
	HS 3N	Inorgánico	MHS	-3 / -2	346	2.2 / 0.35	985 / 1060	1.80 / 3.98	90	
	HS 01	Inorgánico	MHS	1	350	2.2 / 0.35	924 / 1010	2.0 / 3.9	80	
	OM 03	Orgánico	OMC	3 / 4	229	0.224 / 0.146	912 / 835	1.76 / 1.91	120	
	FS 03	Orgánico	OO	1 / 4	161	0.22 / 0.16	860 s	2.49 / 2.23	120	
	OM 08	Orgánico	OMC	8	180	0.235 / 0.168	1111 / 1050	1.71 / 2.11	110	

Tabla 2-4. PCMs disponibles comercialmente, con temperaturas de cambio de fase entre -25 y 15°C (Continuación)

Empresa	Producto	Tipo	Sub-tipo ^(a)	T _m [°C] ^(b)	Δh _f [kJ/kg]	K ^(c) [W/mK]	ρ ^(c) [kg/m ³]	Cp ^(c) [kJ/kgK]	T _{.max} [°C]	Fuente
<i>Parte 2/3</i>										
PureTemp (EEUU)	PureTemp-21	Orgánico	-	-21	239	2.39 / 0.55	1170 / 1060	1.83 / 3.43	-	Web fabricante [134]
	PureTemp-15	Orgánico	-	-15	301	2.34 / 0.55	1130 / 1030	1.84 / 2.06	-	
	PureTemp-2	Orgánico	-	-2	277	2.21 / 0.60	1020 / 930	2.10 / 4.02	-	
	PureTemp4	Orgánico	-	5	187	0.25 / 0.15	960 / 880	1.78 / 2.26	-	
	PureTemp8	Orgánico	-	8	178	0.22 / 0.14	950 / 860	1.85 / 2.15	-	
	PureTemp15	Orgánico	-	15	182	0.25 / 0.15	950 / 860	2.25 / 2.56	-	
PCM Products Lt (Reino Unido)	E-29	Inorgánico	EWS	-29	222	0.640	1420	3.69	-	Web fabricante [135]
	E-26	Inorgánico	EWS	-26	260	0.580	1250	3.67	-	
	E-22	Inorgánico	EWS	-22	234	0.570	1180	3.34	-	
	E-21	Inorgánico	EWS	-21	263	0.510	1240	3.13	-	
	E-19	Inorgánico	EWS	-19	282	0.580	1125	3.29	-	
	E-15	Inorgánico	EWS	-15	303	0.530	1060	3.87	-	
	E-14	Inorgánico	EWS	-14	243	0.530	1220	3.51	-	
	E-12	Inorgánico	EWS	-12	250	0.560	1110	3.47	-	
	E-11	Inorgánico	EWS	-11	301	0.570	1090	3.55	-	
	E-10	Inorgánico	EWS	-10	286	0.560	1140	3.33	-	
	E-6	Inorgánico	EWS	-6	275	0.560	1110	3.83	-	
	E-3	Inorgánico	EWS	-3	312	0.600	1060	3.84	-	
	E-2	Inorgánico	EWS	-2	306	0.580	1070	3.8	-	
	E0	Inorgánico	EWS	0	332	0.580	1000	4.186	-	
	A2	Orgánico	-	2	200	0.210	765	2.2	200	
	A3	Orgánico	-	3	200	0.210	765	2.2	200	
	A4	Orgánico	-	4	200	0.210	766	2.18	220	
	A6	Orgánico	-	6	150	0.210	770	2.17	220	
	A8	Orgánico	-	8	150	0.210	773	2.16	220	
A9	Orgánico	-	9	140	0.210	775	2.16	220		
S7	Inorgánico	MHS	7	150	0.400	1700	1.85	60		
S8	Inorgánico	MHS	8	150	0.440	1475	1.9	60		
S10	Inorgánico	MHS	10	155	0.430	1470	1.9	60		
S13	Inorgánico	MHS	13	160	0.430	1515	1.9	60		
PCP (Australia)	PC-21	Inorgánico	MHS	-21	222	-	1100	2.1	-	Web fabricante [136]
	PC-16	Inorgánico	MHS	-16	289	-	1020	2.1	-	
	PC-11	Inorgánico	MHS	-11	283	-	1052	2.1	-	
	PC-7	Inorgánico	MHS	-7	290	-	-	2.1	-	
	PC0	Inorgánico	MHS	0	333	-	917	2	-	
PC14	Inorgánico	MHS	14	145	-	1750	2.5	-		

Tabla 2-4. PCMs disponibles comercialmente, con temperaturas de cambio de fase entre -25 y 15°C (Continuación)

Empresa	Producto	Tipo	Sub-tipo ^(a)	T _m [°C] ^(b)	Δh _f [kJ/kg]	K ^(c) [W/mK]	ρ ^(c) [kg/m ³]	Cp ^(c) [kJ/kgK]	T _{max} [°C]	Fuente
<i>Parte 3/3</i>										
Rubitherm (Alemania)	RT - 9 HC	Orgánico	MP	-10:-9 / -9:-10	250	0.200	880 / 770	2	30	Web fabricante [104]
	RT - 4	Orgánico	MP	-7:-3 / -4:-7	180	0.200	880 / 760	2	30	
	RT 0	Orgánico	MP	-1:2 / -1:0	175	0.200	880 / 770	2	40	
	RT2 HC	Orgánico	MP	1:3 / 2:1	200	0.200	880 / 770	2	40	
	RT3 HC_1	Orgánico	MP	1:3 / 3:1	190	0.200	880 / 770	2	40	
	RT 4	Orgánico	MP	2:4 / 4:2	175	0.200	880 / 770	2	30	
	RT 5	Orgánico	MP	5:7 / 7:5	180	0.200	880 / 770	2	30	
	RT 5 HC	Orgánico	MP	5:6 / 6:5	250	0.200	880 / 770	2	30	
	RT 8	Orgánico	MP	6:9 / 9:6	175	0.200	880 / 770	2	40	
	RT 8 HC	Orgánico	MP	6:9 / 9:6	190	0.200	880 / 770	2	40	
	RT 9	Orgánico	MP	8:11 / 11:8	175	0.200	880 / 760	2	40	
	RT 10	Orgánico	MP	4:10 / 10:4	160	0.200	880 / 770	2	45	
	RT 10 HC	Orgánico	MP	9:10 / 10:9	200	0.200	880 / 770	2	50	
	RT 11 HC	Orgánico	MP	10:12 / 12:10	200	0.200	880 / 770	2	40	
	RT 12	Orgánico	MP	7:13 / 13:6	155	0	880 / 770	2	55	
	SP - 21	Inorgánico	MHS	-21:-19	285	0.600	1300 / 1200	2	30	
	SP - 13	Inorgánico	MHS	-13:-11	300	0.600	1250 / 1150	2	30	
SP - 7_2	Inorgánico	MHS	-7: -5	290	0.600	1300 / 1200	2	30		
SP 5	Inorgánico	MHS	4 : 6	170	0.200	1340 / 1400	2	45		
SavENRG PCMs (EEUU)	PCM-HS26N	Inorgánico	MHS	-26 / -24	210	4.25 / 0.602	1200 l	3.6 l	80	Web fabricante [137]
	PCM-HS10N	Inorgánico	MHS	-10	230	-	990 / 1125	3.4 l	80	
	PCM-OM05P	Orgánico	OMC	4.9	216	-	790 / 760	2.0 l	-	
	PCM-OM06P	Orgánico	OMC	3.2	252	-	780 / 762	2.0 l	-	

(a) Subtipos de materiales estimados según información general del fabricante

- Materiales Orgánicos: AG: Ácidos Grasos, C:Cetonas, G:Glicoles, P:Parafinas, MP: Mezcla de Parafinas, OMC: Orgánico Multi-componente, OO: Otros materiales orgánicos
- Materiales Inorgánicos: EWS: Disolución eutéctica acuosa (Eutectic Water solución), HS: Sales hidratadas (Hydrated salts), MHS: Mezcla de sales hidratadas, IMC: Inorgánico Multi-componente, OI: Otros materiales Inorgánico
- Encapsulados: Mc: Micro-encapsulado, Mac: Macro-encapsulado

(b) Los valores indicados corresponden a la temperatura de fusión (melting). Cuando se conozcan los dos valores de solidificación y fusión, se presentará primero el valor de solidificación y después el valor de fusión, separados por "/"

(c) Cuando se conozcan los dos valores del estado líquido y sólido, se indicará primero el valor de estado sólido y después el valor de estado líquido, separados por "/". En caso de disponer de un único valor, se acompañará de "s" si corresponde al estado sólido, o "l" si corresponde al estado líquido. No se indicará letra, si se desconoce el estado.

2.3.3 MACRO-ENCAPSULADOS PARA MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

Normalmente los PCM no pueden estar en contacto directo con el medio a enfriar o refrigerar, por ello el encapsulamiento debe impedir las pérdidas del material, garantizar su protección ante agentes externos como la humedad y la oxidación, tener una alta conductividad térmica, y una resistencia mecánica adecuada entre otras características. Además, es necesario que haya una compatibilidad entre el PCM y el material del encapsulamiento, debiéndose realizar las pruebas y ensayos adecuados [70,87,101].

Existen dos tipos principales de encapsulamiento: Macro-encapsulados (Mac) y Micro-encapsulados (Mc) [11,112], los primeros utilizados en aplicaciones de refrigeración pasiva, por ejemplo, en el transporte de productos refrigerados a lo largo de la cadena de frío, y el segundo, utilizados más en aplicaciones de refrigeración activa, con PCM slurries.

Tal como se expuso en el Capítulo 1, en el micro-encapsulamiento se manufacturan micro-cápsulas, que se dispersan en el fluido calo-portador (HTF), de manera que el fluido formado (slurries), puede ser bombeado y utilizado en sistemas de refrigeración activos. Su uso en refrigeradores comerciales exigiría una modificación radical del diseño del refrigerador, por lo cual no se aborda en la presente revisión

En cuanto a los **macro-encapsulados**, Mehling y Cabeza [112], muestran diferentes diseños y opciones utilizados tanto a nivel comercial como experimental, dentro de los cuales hay encapsulamientos rígidos y flexibles, de materiales plásticos y metálicos.

En relación a los *materiales plásticos*, Lázaro et al [121], analizan la compatibilidad de diferentes materiales plásticos, incluyendo el polipropileno (PP), polietileno de baja (LDPE) y alta densidad (HDPE), y el tereftalato de polietileno (PET). Las conclusiones indican que para los PCM orgánicos basados en parafinas los materiales de mayor compatibilidad son el PET y el PP; en tanto, para los PCM inorgánicos como las soluciones eutécticas acuosas y las sales hidratadas, el HDPE tiene mejor comportamiento.

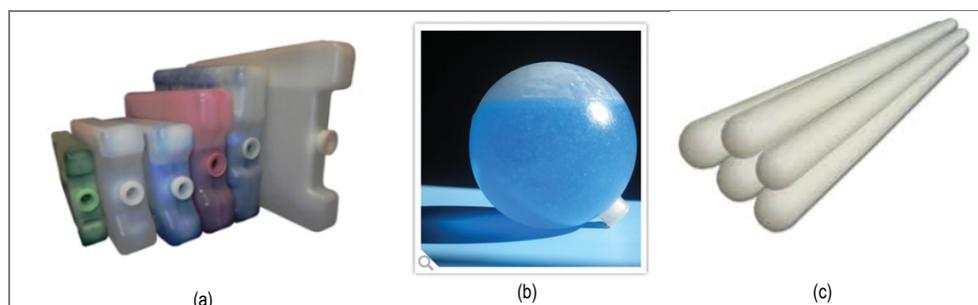


Fig. 2-10. Encapsulados de materiales plásticos

(a) Encapsulados de HDPE de Tempack [91], (b) Macro-cápsulas esféricas de HDPE de savEnrg y Druva Technologies [138], (c) Encapsulado cilíndrico de PCM Products [135].

El encapsulado plástico más común a nivel comercial está hecho HPDE, con forma de paralelepípedo [101], apto para almacenar PCMs orgánicos e inorgánicos, con temperaturas de cambio de fases negativas y positiva; los encapsulados tienen dimensiones variadas, con profundidades comprendidas entre 10 y 45 mm. Este tipo de encapsulado se utiliza ampliamente en el transporte de productos refrigerados sensibles de los sectores

farmacéutico⁸ y agroalimentario. Actualmente muchas empresas dedicadas al embalaje isotérmico y refrigerado comercializan este tipo de encapsulado, incluyendo el PCM. En la Fig.2-10 (a) se muestran los encapsulados de este tipo, comercializados por la empresa española Tempack.

También hay disponibles en el mercado, encapsulados plásticos con forma de panel rectangular, con profundidades menores a 15 mm, lo cual facilita la transferencia calor desde el PCM hacia el medio refrigerado y viceversa, un ejemplo de este tipo de producto es el panel comercializado por la empresa alemana Dörken [101].

Otra opción de encapsulados de materiales plásticos, son las macro-cápsulas esféricas o "balls" (Fig. 2-10 (b)), fabricadas de HDPE y PP, con diámetros entre 50 y 100 mm, y espesores de pared del orden de 1.75 mm. La empresa francesa Cristopia fue pionera en el desarrollo de sistemas de almacenamiento térmico a baja temperatura, con depósitos con este tipo de macro-capsulas, además este tipo de sistema está ampliamente analizado en la literatura. Actualmente otras empresas como SaveEnrg-Dhruva Technologies de Estados Unidos, Global-E-Systems de Holanda, y PCP de Australia, también comercializan esta opción [138–140].

La empresa PCM Products del Reino Unido [135], ha diseñado también un encapsulado tubular de material plástico, mostrado en la Fig.2-11 (c). Los encapsulados tienen unas dimensiones estandarizadas de 1 m de largo, y 50 mm de diámetro, aptos para trabajar en un rango de temperaturas entre -40°C a 117°C . Para aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración, la empresa propone su uso pasivo en los techos de las edificaciones y cámaras frigoríficas, o bien, dispuestos en batería en sistemas de aire acondicionado activos.

Los encapsulados fabricados con *materiales metálicos* han sido analizados en diferentes estudios, con el fin de valorar su compatibilidad con diferentes PCM. Entre los materiales metálicos analizados están el aluminio, latón y el acero en sus distintas variedades (acero galvanizado, acero inoxidable y acero al cobre). Los metales más compatibles con los PCM inorgánicos son el acero inoxidable y el aluminio, mientras que la menor corrosividad de los PCM orgánicos, permiten el uso de otros materiales [122].

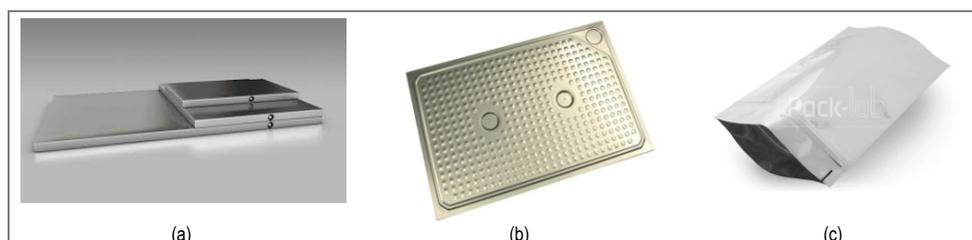


Fig. 2-11. Encapsulados de materiales metálicos

(a) Encapsulado de Al, PCM Products [135], (b) Encapsulado de Al, Rubitherm [104], (c) Bolsa de PE con capa Al Lab-pack [141].

En la Fig. 2-11 (a), se presenta los encapsulados de aluminio, comercializados por la empresa PCM products del Reino Unido, los cuales tienen 15 mm de espesor y por su construcción lisa, son recomendables para su uso en sistemas de preservación de alimentos en buffets y en el transporte refrigerado [135]. La empresa Rubitherm, de Alemania, comercializa otro encapsulado hecho de aluminio, con dimensiones estandarizadas de 450 x 300 mm y espesores de 10 y 15 mm (Fig 2-11 (b)). En general el Aluminio es compatible con materiales orgánicos e inorgánicos, por lo que pueden utilizarse para aplicaciones de refrigeración. Puesto que este tipo

⁸ Entre los productos sensibles que utilizan embalajes isotérmicos basados en PCMs están medicamentos, vacunas, muestras, sangre, pruebas de diagnóstico, ensayos clínicos y hemoderivados [91].

de encapsulados utilizan materiales de mayor conductividad, la transferencia de calor desde y hacia el PCM es más rápida; no obstante, su principal limitación es el mayor coste, muy superior al de los encapsulados de materiales plásticos, esto debido al mayor coste del material y a que su producción no se efectúa a escala industrial. Otro tipo de encapsulado de menor coste, pero con una duración más limitada son los encapsulados flexibles, hechos de bolsas de materiales plásticos como el PE, con una capa de material metálico, usualmente aluminio (Fig. 2-11c). Algunas empresas especializadas en la fabricación de PCM comercializan este tipo de encapsulado, y existen productos similares comercializados por las empresas dedicadas al embalaje de productos refrigerados y empaque de alimentos.



Fig. 2-12. Otras opciones de macro-encapsulados

Fuente: [135]

Otra opción de macro-encapsulado de mayor complejidad, usada en sistemas activos, es la desarrollada por la empresa Pcm Products (Fig.2-12), la cual consiste en un intercambiador compuesto por un tubo interior de metal rodeado por una capa exterior también de metal o de polipropileno [70]. Alrededor del tubo se dispone un encapsulado cilíndrico que contiene el PCM, de manera que por el interior del tubo circula el fluido refrigerante que extrae el calor del PCM para dar lugar a su solidificación. Posteriormente la descarga del PCM se realiza mediante convección externa e intercambio de calor con el medio a enfriar o refrigerar. El sistema puede usarse de forma modular, en función del diseño y requerimientos de la instalación.

Para la integración pasiva de PCM en refrigeradores los encapsulados plásticos y los encapsulados flexibles de plástico con una capa de metal, parecen los más convenientes, teniendo en cuenta que su menor coste, variable que será relevante para viabilizar finalmente su implementación en el mercado.

2.4 PRINCIPALES MÉTODOS DE MODELIZACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL PCM

El almacenamiento térmico a baja temperatura mediante materiales de cambio de fase implica un proceso continuo de carga/descarga del material, en el cual la carga tiene lugar durante el proceso de solidificación del material, en tanto la descarga ocurre durante el proceso de fusión. Los procesos de fusión – solidificación son fenómenos físicos que tienen unas características específicas que deben considerarse en mayor o menor medida en la modelización de las unidades de almacenamiento energético, según las condiciones específicas del sistema. El análisis transitorio de la transferencia de calor que involucran problemas de solidificación o fusión, se referencian en la literatura como “Problemas de cambio de fase” o “Problemas de condiciones de frontera móviles”[114]. La característica básica de este tipo de problemas es que la inter-fase líquido-sólido es

móvil y la posición no se conoce a priori, por ello la determinación de dicha posición también debe calcularse dentro de la solución del problema.

Los procesos de fusión – solidificación son fenómenos físicos que tienen unas características específicas que deben considerarse en mayor o menor medida en la modelización de las unidades de almacenamiento energético, según las condiciones específicas del sistema. Entre estas características, Ziskind [142] analiza entre otros la interface móvil entre líquido y sólido, el cambio de volumen durante el cambio de fase, el efecto convectivo en la fase líquida, la histéresis en la entalpía del material, tras un ciclo completo solidificación-fusión.

- *Frontera móvil líquido- sólido durante el cambio de fase.*

La característica de interface móvil líquido- se comentará en detalle en el punto 2.4.1, al exponer el método de Método de “frontera movible de Stefan”, en el cual el tratamiento más simple asume que la evolución de esta frontera es paralela al encapsulamiento o cavidad que encierra el PCM.

- *Temperatura de cambio de fase.*

Tal como se comentó al momento de exponer las características de cambio de fase, para el caso de sustancias puras la transición del estado sólido a líquido se realiza a una temperatura específica, mientras que para el caso de las mezclas, esta transición tiene lugar en un rango de temperatura; por ello para el primer caso se habla de una inter-fase simple móvil, mientras que en el segundo caso existe una región bifásica móvil.[114]. Este comportamiento del material debe tenerse en cuenta en la modelización de la transferencia de calor del material.

- *Transferencia de calor por convección durante el cambio de fase.*

Durante el cambio de fase, puede activarse el mecanismo de transferencia de calor por convección, en la fase líquida del material. Puesto que las diferencias de temperatura pueden existir horizontalmente, según el caso, el problema debe analizarse bidimensionalmente. Gagil y Gobin [143] y Voller y Prakash [144], entre otros, analizan las particularidades de este fenómeno [87,142], el cual en todo caso tiene mayor relevancia durante el proceso de fusión, pues durante ésta, es cuando se incrementa progresivamente la masa de líquido en el PCM.

- *Cambio de la densidad y el volumen durante el cambio de fase*

El cambio de fase transcurre también con un cambio de las propiedades termo-físicas del material; Durante la solidificación la densidad de material aumenta y hay una contracción del material, mientras que durante la fusión la densidad disminuye y tiene lugar una expansión. En general todos los PCMs tienen este comportamiento, a excepción del agua, en el cual la expansión ocurre durante la solidificación. La contracción del material puede ser del orden del 10% y da lugar a la creación de vacío, el cual afecta negativamente la transferencia de calor, y exige además un diseño adecuado del encapsulamiento del material.

- *Histéresis de la curva de entalpía*

La evolución de la entalpía en función de la temperatura difiere durante el procesos de solidificación y fusión, por tanto, la modelización del proceso de cambio de fase utilizando una única curva, debe verificarse en cada material, pues pueden producirse cálculos desfasados respecto al comportamiento real del material.

2.4.1 PRINCIPALES APROXIMACIONES AL MODELADO DEL CAMBIO DE FASE

2.4.1.1 MÉTODO DE FRONTERA MOVIBLE – PROBLEMA DE STEFAN

El análisis básico de los problemas de cambio de fase fue propuesto por primera vez por Lamé y Clapeyron (1831) y posteriormente por Stefan (1891) quien analizó matemáticamente el proceso de formación de hielo. La solución clásica del problema calcula la distribución de temperaturas de un material que está experimentando un proceso de solidificación, según se esquematiza en la Fig. 2-13, de manera que la frontera entre la fase sólida y la fase líquida se desplaza progresivamente de izquierda a derecha, a una velocidad v , hasta que el material está completamente sólido[110].

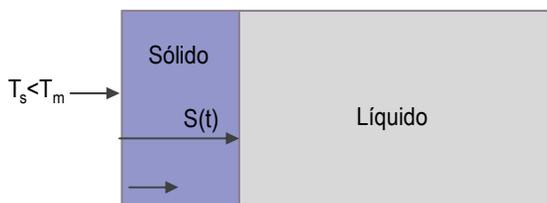


Fig. 2-13. Esquema frontera móvil problema de Stefan
 Fuente: [110]

Para resolver el problema, se plantea la ecuación básica de conducción del calor (Ec. 2.4), en el interior del material, donde T es la temperatura del material en la interface, k es la conductividad del material, ρ es la densidad, C_p el calor específico del material y t el tiempo.

$$\nabla \cdot (k \nabla T) = \rho \cdot c_p \frac{\delta T}{\delta t} \quad (2.4)$$

Para el caso de un problema unidimensional, por ejemplo, una placa plana, la ecuación 2.4 puede expresarse según la Ec. 2.5, donde x , representa la dimensión espacial en el eje x .

$$k \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} = \rho c_p \frac{\delta T}{\delta t} \quad (2.5)$$

Esta ecuación puede aplicarse de forma separada en la fase sólida y en la fase líquida del material, cada una con las propiedades termo-físicas correspondientes, denotadas con los subíndice "s", para fase sólida, y "l", para la fase líquida, obteniendo las ecuaciones siguientes.

$$k_s \frac{\delta^2 T_s}{\delta x^2} = (\rho c_p)_s \frac{\delta T_s}{\delta t} \quad 0 \leq x \leq S(t) \quad (2.6 a)$$

$$k_l \frac{\delta^2 T_l}{\delta x^2} = (\rho c_p)_l \frac{\delta T_l}{\delta t} \quad S(t) \leq x \leq \infty \quad (2.6 b)$$

En la interface líquido sólido, la temperatura de la fase líquida y del sólido iguales entre sí, y equivalentes a la temperatura de cambio de fase T_m ; de manera que el balance de energía en la interface está dado por la Ec. 2.7 (a). Donde v representa la velocidad de desplazamiento de la interface, en la dirección x ; y h_{ls} corresponde al calor latente del material por unidad de masa.

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} - k_l \frac{\partial T_l}{\partial x} = \rho h_{ls} \cdot v \quad x = S(t) \quad (2.7 a)$$

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial x} - k_l \frac{\partial T_l}{\partial x} = \rho h_{ls} \frac{dS(t)}{dt} \quad x = S(t) \quad (2.7 \text{ b})$$

Puesto que la velocidad de desplazamiento de la interface, v puede expresarse como la derivada de $S(t)$ respecto al tiempo, se obtiene finalmente la Ec. 2.7 b, que describe matemáticamente el problema básico de frontera móvil en el cambio de fase, conocido como el “Problema de Stefan” [110,142]. La solución analítica a esta ecuación, que analiza el cambio de fase en un espacio semi-infinito, fue planteada por Neuman en 1912, cuyos detalles de solución las presenta en detalle Özisik (1993), en su libro “Heat Conduction” [114].

2.4.1.2 MÉTODO ENTÁLPICO

Las ecuaciones del numeral anterior, permiten hacer un seguimiento de posición de la interface líquido-sólido del material; sin embargo, cuando se analiza un sistema de almacenamiento energético, resulta útil también realizar el análisis haciendo seguimiento de la entalpía del material, caso en el cual el método se le referencia en algunos textos como el método entálpico. En este caso la Ec. 2.4 puede formularse utilizando la entalpía en lugar de la temperatura, según se muestra en la Ec. 2.8, donde h corresponde a la entalpía específica del material.

$$\nabla \cdot (k(\nabla T)) = \rho \frac{\delta h}{\delta t} \quad (2.8)$$

De manera análoga a lo comentado en el numeral 2.4.1.1, si se analiza el problema unidimensionalmente, se la transferencia de calor por conducción en las fases sólida y líquida del material, quedaría expresada según se detalla en las Ec. 2.9 a y 2.9 b, donde T_m corresponde a la temperatura de cambio de fase del material.

$$k_s \frac{\delta^2 T_s}{\delta x^2} = (\rho)_s \frac{\delta h_s}{\delta t} \quad T < T_m \quad (2.9 \text{ a})$$

$$k_l \frac{\delta^2 T_l}{\delta x^2} = (\rho)_l \frac{\delta h_l}{\delta t} \quad T \geq T_m \quad (2.9 \text{ b})$$

Para solucionar las ecuaciones en este caso, es necesario plantear también las ecuaciones de contorno correspondiente y es posible utilizar diferentes métodos numéricos, de los cuales el más común es el método de diferencias finitas, para el cual es necesario discretizar las ecuaciones y solucionar de forma simultánea el sistema de ecuaciones resultante de dicha discretización [114,145–147].

2.4.1.3 MOVIMIENTO EN LA FASE LÍQUIDA

Las formulaciones presentadas en los dos puntos anteriores son adecuadas para el proceso de cambio de fase unidimensional, el cual se presenta de esta manera con mayor aproximación durante la solidificación del material. Sin embargo, durante el proceso de fusión, la fase líquida aumenta progresivamente dando lugar en muchos casos a un movimiento del fluido y la transferencia de calor por convección, según se esquematiza en la Fig. 2-14.

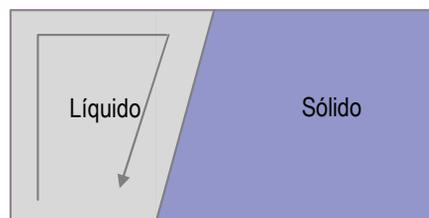


Fig. 2-14. Movimiento en la fase líquida durante la fusión
 Fuente:[142]

Este movimiento del líquido, supone además que el análisis del problema deberá realizarse al menos bi-dimensionalmente [110], debiéndose solucionar simultáneamente las ecuaciones de energía, continuidad y momento [142]. La 2.10 presenta la expresión básica de la ecuación del momento, donde ρ es la densidad del fluido, μ es su viscosidad dinámica, g es la gravedad, P es la presión, v la velocidad, y S el momento.

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 v + \rho g + S \quad (2.10)$$

Dependiendo de las condiciones de contorno, existen soluciones más exactas y específicas para los problemas de cambio de fase, que cubren tanto los procesos de solidificación como de fusión. Al respecto Fleisher [110], cita los trabajos de Hu y Argyropoulos [148], Lu [149] y Krishnan y Garimella [150].

2.4.1.4 MÉTODO ENTALPÍA –POROSIDAD

Cuando la transferencia de calor por convección tiene mayor relevancia durante el proceso de fusión se utilizan métodos más avanzadas para analizar el cambio de fase. Uno de estos métodos es el denominado Entalpía-Porosidad, mediante el cual no se considera una línea de frontera o interface, donde hay un cambio abrupto de líquido a sólido, sino que se modela una zona de transición, en la cual el fluido fluye a través de un medio poroso. Puesto que la fracción del líquido en la zona de transición está asociada a la entalpía del material, a este enfoque se le denomina Método Entalpía-Porosidad [110,142].

En este caso, a las ecuaciones 2.8 y 2.10, especificadas en los numerales anteriores, se adiciona la ecuación 2.11, mediante la cual el momento S se calcula a partir de la Ec. 2.11, donde v representa la velocidad del fluido (v) y $A(f)$ la función de porosidad. El objetivo de la función $A(f)$ es reducir de forma gradual el campo de velocidades del fluido, desde un valor finito en la fase líquida hasta un valor nulo en la fase sólida, y asignarlo a las celdas en cambio de fase, que se calculan computacionalmente.

$$S = -A(f) v \quad (2.11)$$

La función de porosidad $A(f)$, se define a partir de la ecuación 2.12, donde f es la fracción líquida en el material y está relacionada con el valor de la entalpía; C es una constante que representa la morfología del frente de fusión, su valor está usualmente entre 105 y 106, aunque en algunos estudios se especifica un valor ligeramente superior (108); y ε , es una constate muy pequeña, introducida en la ecuación para evitar la división por cero durante la simulación computacional [142].

$$A(f) = \frac{C(1-f)^2}{(f^3 + \varepsilon)} \quad (2.12)$$

2.4.2 MÉTODOS NUMÉRICOS DE SOLUCIÓN

Debido a la no linealidad que caracteriza a este tipo de problemas, los métodos exactos, cuya aplicación se limita a casos simples y en condiciones ideales; por ello, los trabajos desarrollados a partir de la segunda mitad del siglo XX han utilizado como herramienta básica los métodos numéricos. Por otro lado, métodos aproximados como el de la analogía eléctrica fueron utilizados en los años 50's y 60's del siglo XX, pero posteriormente gracias a la mayor capacidad de procesamiento de los ordenadores, los métodos preponderantes desde finales del siglo XX han sido los métodos numéricos [114, 145]

Los métodos numéricos usualmente utilizan la técnica de diferencias finitas o elementos para solucionar los sistemas de ecuaciones de los problemas de cambio de fase, en los cuales normalmente se utilizan ecuaciones diferenciales. La solución basada en el método de diferencias finitas, pueden dividirse en dos métodos principales: el método implícito y el método explícito. De otra parte, en la discretización de las ecuaciones se pueden plantear dos métodos en función del tipo de malla utilizada en la matriz resultante, según indica Osiziki [114]: Métodos de malla fija, en los cuales para el dominio espacio tiempo se toman valores de ΔX y c fijo; y Métodos de malla variable, en este caso se toma un valor de Δt fijo en el dominio tiempo, mientras que el valor de Δx variable, pues la posición de la interface para los problemas de cambio de fase también varía en función del tiempo.

2.5 ESTUDIOS PREVIOS DE INTEGRACIÓN DE PCM EN REFRIGERADORES

En la actualidad existen alrededor de 1500 millones de refrigeradores domésticos y 90 millones de equipos de refrigeración comercial en operación y aunque individualmente tienen un consumo energético pequeño, su impacto global es importante, pues los equipos de refrigeración, junto con los equipos de aire acondicionado y bombas de calor representan ya el 17% del consumo de la electricidad y del 7.8% de las emisiones de efecto invernadero a nivel global [1,3,4].

Tabla 2-5. Opciones de integración pasiva de PCMs en refrigeradores y congeladores en estudios previos

Tipo de integración	Descripción		
1. En puntos intermedios del circuito frigorífico	PCM entre el compresor y el condensador	1.1	PCM encapsulado alrededor del tubo frigorífico, en forma de cilindro, entre el compresor y el condensador
	PCM entre el condensador y la válvula de expansión	1.2	PCM encapsulado alrededor del tubo frigorífico, en forma de cilindro, entre el condensador y el tubo capilar
	PCM entre el evaporador y el compresor	1.3	PCM encapsulado alrededor del tubo frigorífico, en forma de cilindro, entre el evaporador y el compresor
2. En contacto con el evaporador	Evaporador embebido en la pared/ techo del refrigerador	2.1	PCM encapsulado en panel, dispuesto verticalmente entre evaporador en pared y el aislamiento lateral del refrigerador.
		2.2	PCM encapsulado en panel, dispuesto horizontalmente, entre el evaporador en techo y el interior de la celda refrigerada
		2.3	PCM encapsulado alrededor del tubo del evaporador, dispuesto entre el evaporador en pared y el aislamiento lateral del refrigerador.
		2.4	PCM encapsulado en panel, dispuesto verticalmente, entre el evaporador en pared y el interior de la celda refrigerada
3. Dentro de la celda refrigerada sin contacto con componentes del circuito frigorífico.	Evaporador en el interior de la celda refrigerada	2.5	PCM encapsulado en panel, dispuesto horizontalmente, encima / debajo del evaporador horizontal, dentro de la celda refrigerada
	En las paredes laterales	3.1	PCM encapsulado en panel, dispuesto en el costado interior de las paredes del refrigerador
	En los estantes del refrigerador	3.2	PCM encapsulado en panel, dispuesto encima de los estantes interiores del refrigerador
	Otros	3.3	Otras formas de integración del PCM dentro de la celda refrigerada
4. En contacto con el condensador	Condensador enfriado por convección natural	4.1	PCM alrededor de los tubos del condensador, dispuesto entre el condensador y el aislamiento de la pared del refrigerador

Entre las líneas de investigación y desarrollo existentes para la mejora de los refrigeradores domésticos y comerciales convencionales, está el uso de los materiales de cambio de fase como opción de almacenamiento térmico. En tal línea de trabajo, ha sido especialmente durante los últimos 15 años, cuando se han publicado diversos estudios en relación al uso e integración de PCMs en refrigeradores y congeladores. Las opciones de integración utilizadas han sido variadas, según se resume en la Tabla 2-5, incluyendo principalmente el uso pasivo de PCMs en refrigeradores y congeladores domésticos y comerciales. Los PCMs han sido instalados en contacto con el evaporador, en contacto con el condensador, dentro de la celda de refrigeración/congelación, o bien en diferentes puntos del circuito frigorífico, entre sus principales componentes.

Tabla 2-6. Opciones de integración de PCMs en refrigeradores y congeladores en estudios previos

Nº	Estudio	Año	Circuito frigorífico	Evaporador	Celda refrigerada	Condensador	Opción de Integración
1	Onyejekwe [151]	1989					2.1-2.2*
2	Wang et al [152]	2007	√				1.1 -1.2-1.3
3	Wang et al [153]	2007	√				1.2
4	Wang et al [154]	2007	√				1.1 -1.2-1.3
5	Azzou et al [155]	2005		√			2.1
6	Azzou et al [94]	2008		√			2.1
7	Azzou et al [156]	2009		√			2.1
8	Lu et al [157]	2010		√			3.2 / 3.3
9	Subramaniam et al [158]	2010		√			2.1
10	Gin & Farid [95]	2010			√		3.1
11	Gin et al [159]	2010			√		3.1
12	Gin et al [160]	2011			√		3.1
13	Cheng et al [161]	2011				√	4.1
14	Cheng et al [162]	2013				√	4.1
15	Cheng et al [98]	2017		√		√	2.2 - 4.1
16	Oro et al [130]	2012		√			2.5
17	Oro et al [97]	2012		√			2.5
18	Oro et al [163]	2013			√		3.2
19	Lu & Tassou [164]	2013			√		3.2
20	Marques et al [165]	2013		√			2.3 - 2.4
21	Marques et al [166]	2014		√			2.4
22	Khan & Afroz [167]	2013		√			2.1
23	Khan & Afroz [168]	2014		√			2.1
24	Rahman et al [169]	2013		√			2.1
25	Visek et al [170]	2014		√			2.2
26	Yuan & Cheng [171]	2014				√	4.1
27	Yusufoglu et al [172]	2015		√			2.1
28	Alzuwaid et al [173]	2015			√		3.3
29	El-Bahloul et al.[174]	2015		√			2.3
30	Momin & Atal [175]	2016		√			2.1
31	Bakhshipour et al [176]	2017	√				4.1
32	Elarem et al [177]	2017		√	√		2.5 - 3.1 -3.2
33	Ezan et al [178]	2017		√			2.3
34	Liu et al [179]	2017		√			2.3-2.4
35	Berdja et al [180]	2019		√			2.5

2.5.1 INTEGRACIÓN DE PCMs EN PUNTOS INTERMEDIOS DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO

Los estudios pioneros se deben a Wang et al. [152–154], donde analizan la integración de los materiales de cambio de fase en diferentes puntos del circuito frigorífico, emplazados en puntos intermedios entre los principales componentes del sistema de refrigeración, correspondiente a la opción de integración tipo 1, mostrada en la Tabla 2-5. En concreto en estos estudios se analizó experimentalmente una planta de refrigeración de una capacidad frigorífica nominal de 5.5 kW, con refrigerante R-22, disponiendo los PCMs alrededor del tubo del circuito frigorífico según se indica en la Fig. 2-15: entre el compresor y el condensador (PCM A: Integración tipo 1.1), entre el condensador y la válvula o dispositivo de expansión (PCM B: Integración tipo 1.2), y finalmente entre el evaporador y el compresor (PCM C: Integración tipo 1.3). Las pruebas se realizaron a una temperatura ambiente de 20°C, utilizando como PCM inorgánicos, en concreto soluciones eutécticas acuosas (EWS) con temperaturas de fusión de 21°C para los PCMs A y B, y 8°C para los PCM C.

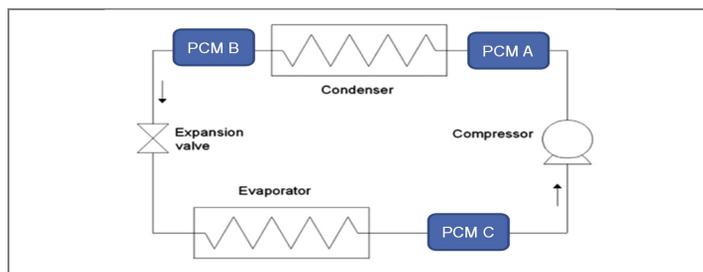


Fig. 2-15. Opciones de Integración de PCMs en puntos intermedios del circuito frigorífico [152]

En el caso del PCM A, (**integración tipo 1.1**), el material de cambio de fase debe elegirse con una temperatura de fusión intermedia entre la temperatura ambiente y la temperatura de condensación. Puesto que en este caso, la temperatura ambiente es de 20°C y la temperatura de condensación en estado estacionario del sistema sin PCMs, está entre 35 y 40°C, el PCM elegido tiene una temperatura de fusión de 21°C. De esta manera cuando el compresor está apagado el PCM estará a temperatura ambiente, es decir, su estado será sólido. Una vez el compresor inicia su funcionamiento, se eleva la temperatura del refrigerante a la salida del compresor y se inicia también el proceso de fusión del PCM A. Una vez el compresor para, la temperatura del refrigerante tiende a reducirse hasta el valor de la temperatura ambiente, y así mismo el PCM A inicia de nuevo el proceso de solidificación. Los resultados del estudio indican que bajo las condiciones de ensayo el incremento del COP del sistema con PCM es del 6% en comparación con el sistema sin PCM.

Para el caso del PCM B, (**integración tipo 1.2**), el material de cambio de fase se emplaza entre la salida del condensador y la entrada a la válvula o dispositivo de expansión. La selección del material cambio de fase es similar al caso anterior, debiendo elegirse un material con una temperatura de fusión comprendida entre la temperatura ambiente (20°C) y la temperatura del refrigerante a la salida del condensador. De acuerdo con esto, el PCM seleccionado en el estudio tenía una temperatura de fusión de 21°C; de manera tal que, el proceso de fusión tiene lugar mientras el compresor está en funcionamiento, logrando con ello un mayor subenfriamiento del refrigerante a la salida del condensador; en tanto, la solidificación ocurre cuando el compresor se detiene o está apagado. Los resultados indican que el incremento del COP para esta opción de integración es del 8% en las condiciones de ensayo.

Finalmente, para el caso del PCM C (**integración tipo 1.3**), el material de cambio de fase se dispone entre la salida del evaporador y la entrada al compresor. En este caso el estudio contempló un material de cambio de fase con una temperatura de fusión de 8°C, valor intermedio entre la temperatura del refrigerante en el

evaporador (-18°C) y la temperatura a la entrada del compresor (21°C). Los resultados en este caso, no reflejaron sin embargo una mejora del COP.

En la Tabla 2-7, se resumen las mejoras obtenidas en el COP del sistema para el tipo de opciones de integración del PCM en los sistemas de refrigeración propuestas por Wang et al. Se entiende por tanto que los mejores resultados se obtienen para el PCM B emplazado a la salida del condensador.

Tabla 2-7. Incremento del COP del sistema con PCM respecto al sistema sin PCM

Tipo de Integración		Mejora del COP
1.1	PCM encapsulado alrededor del tubo frigorífico, en forma de cilindro, entre el compresor y el condensador	6%
1.2	PCM encapsulado alrededor del tubo frigorífico, en forma de cilindro, entre el condensador y el tubo capilar	8%
1.3	PCM encapsulado alrededor del tubo frigorífico, en forma de cilindro, entre el evaporador y el compresor	Variación no significativa

Fuente: [152–154]

En la línea del trabajo de Wang et al, otros trabajos han confirmado los resultados, por ejemplo Bakhshipour et al [176], realiza un modelado y simulación de un PCM (Fig. 2-16), con temperatura de fusión de 27.5°C, integrado en el circuito frigorífico, después del condensador y antes del dispositivo de expansión. Valida su simulación con estudios previos de Colectores Solares con PCM [181] y de refrigeradores domésticos [155,156]. Los resultados muestran que el PCM ayuda a sub-enfriar el líquido a la salida del condensador, aumentando a capacidad frigorífica del ciclo de refrigeración e incrementando el COP en 9.8% cuando el refrigerante utilizado es el R600a.

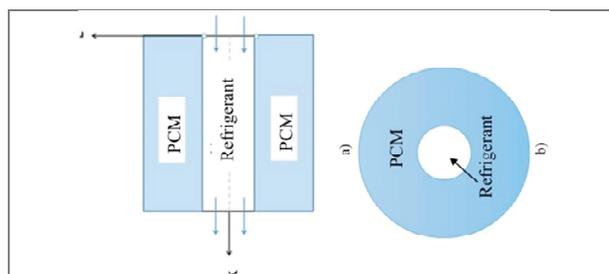


Fig.2-16. Detalle de PCM dispuesto alrededor del tubo del circuito frigorífico [153,176]

En general, las opciones de integración tipo 1.1 y 1.2, logran una mejora del COP del sistema de refrigeración y su principal ventaja es la sencillez y facilidad de implementación tanto en refrigeradores existentes como nuevos. No obstante, estas opciones no está enfocadas a utilizar el PCM como sistema de almacenamiento térmico, por lo cual los estudios en esta línea analizan poco la influencia de los PCMs en otras variables como en la duración del ciclo del compresor, incluyendo el tiempo de encendido (tiempo ON) y tiempo apagado (tiempo OFF) en cada ciclo, variables que son importantes para evaluar la autonomía de los refrigeradores solares y mejorar su integración con la producción de energía eléctrica mediante módulos fotovoltaicos.

2.5.2 INTEGRACIÓN DE PCMS EN CONTACTO CON EL EVAPORADOR

La integración de los materiales de cambio de fase, en contacto con el evaporador, ha sido la opción más utilizada en los estudios previos, pues el 60% de éstos ha utilizado ese tipo de integración, pues mediante ésta,

es posible almacenar energía térmica a baja temperatura, para facilitar la transferencia del “frio almacenado” hacia el producto refrigerado o congelado, y conferir al sistema mayor inercia y estabilidad de la temperatura del producto. Puesto que la disposición del evaporador varía en función del modelo de refrigerador y/o congelador, se han propuesto y estudiado diferentes opciones para poner en contacto el PCM y evaporador (Integración tipo 2). La Fig. 2-17, muestra tres de las opciones más referenciadas en los estudios previos.

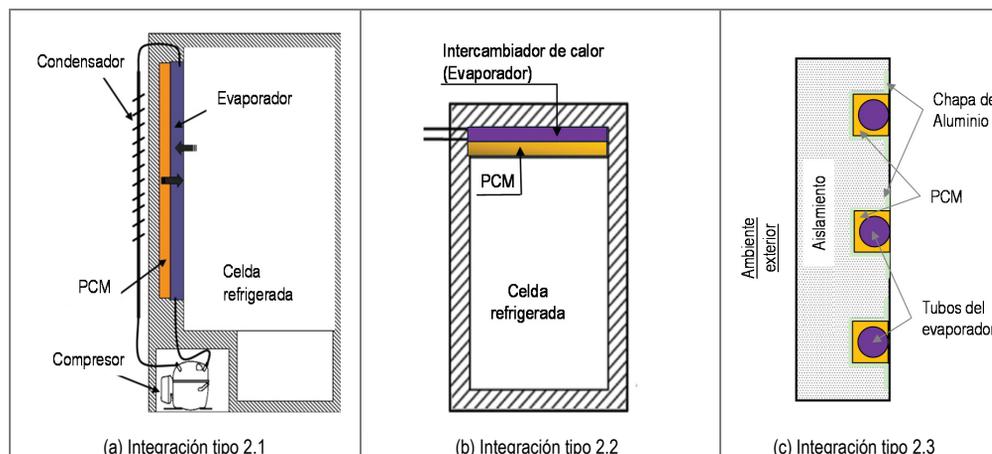


Fig. 2-17. Opciones de Integración de los PCMs en contacto con evaporador

(a). Integración tipo 2.1: PCM encapsulado en panel dispuesto verticalmente entre el evaporador de pared y el aislamiento [94,155,156].

El estudio de Azzou et al [94, 155, 156], es uno de los más detallados; y analiza un refrigerador doméstico vertical, de una puerta, con un volumen útil de 290 l, con refrigerante R600a; y como es usual en este tipo de refrigeradores el evaporador está dispuesto verticalmente en la pared trasera del refrigerador.

El PCM encapsulado, en un panel flexible, fue dispuesto entre el evaporador y el aislamiento del refrigerador (**Integración tipo 2.1**), según se aprecia en la Fig. 2-17 (a). Las pruebas se realizaron a una temperatura ambiente de 20°C, usando varios espesores PCMs, con temperaturas de fusión entre la temperatura de evaporación (-18°C), y la temperatura de consigna interior (5°C). En concreto los PCMs seleccionados fueron agua y soluciones eutécticas acuosas (EWS) con temperaturas de fusión de -1, -3 y -5°C.

Los resultados mostraron que al incorporar el agua como PCM, en el refrigerador, la temperatura y presión de evaporación se elevan de -17.4 a 14.7 °C y de 0.81 a 0.94 bar respectivamente, dando lugar a una variación del ciclo frigorífico y a una mejora del COP. Esta mejora fue del 9% en el estudio experimental [94] y entre el 13% y el 31% en el estudio paramétrico realizado posteriormente [156]. Otros efectos reportados son la reducción de las fluctuaciones de temperatura en la celda refrigerada, la mayor duración del ciclo del compresor, el cual pasa de 1.1 horas a entre 6 y 7 horas para la temperatura ambiente de 20°C y el aumento entre un 4 y un 16% de la potencia demanda por el compresor.

Este mismo tipo de integración se aplicó en estudio de Yusuflougu et al, [172], donde se analiza además los efectos de la integración de los PCMs entre el evaporador vertical y el aislamiento, para dos escenarios experimentalmente: Uno sin apertura de puertas y otro con apertura de puertas, realizando las pruebas para una temperatura ambiente de 25°C y una temperatura de consigna interior de 5°C. Los PCMs utilizados tenían

temperaturas de cambio de fase de -5.6 , -4.3 , -4.9 y 0°C . Los resultados para el escenario sin apertura de puertas son similares a los obtenidos en el estudio de Azzou et al. [94,155,156]. No obstante, para el escenario de apertura de puertas el COP no mejora y por el contrario, el consumo energético aumenta entre un 0.3 y un 1.6%. La ventaja de esta opción de integración sigue siendo en todo caso que aumenta la duración del ciclo del compresor, es decir, prolonga la autonomía del refrigerador.

En los trabajos de Marques et al. [165,182] se utiliza un panel de PCM dispuesto entre el evaporador y el aire interior de la celda refrigerada (**Integración tipo 2.2**), según se aprecia en la Fig. 2-17 (b), de manera que hay un contacto directo entre el panel del PCM y el aire interior del refrigerador. En este caso el evaporador estaría dispuesto en la parte superior del refrigerador junto al techo, lo que supone una variación del diseño típico de los refrigeradores domésticos. El estudio se centra principalmente en el análisis del proceso de carga y descarga del PCM y de la influencia de su disposición (horizontal o vertical) en la estratificación de temperaturas dentro del refrigerador. Para ello se realizan pruebas experimentales y simulaciones complementarias CFD para distintas temperaturas ambiente (20 , 25 y 30°C), dos temperaturas de evaporación (-15 y -10°C) y diferentes espesores de PCMs (2 , 3 , 4 y 5 mm). El PCM utilizado fue agua destilada con una temperatura de cambio de fase de 0°C y un sub-enfriamiento de 2°C [165,166].

Los resultados de este estudio muestran que los PCMs mejoran la estabilidad de la temperatura en el interior del refrigerado, además la autonomía del refrigerador llega a ser de 4.5 horas (270 min), cuando se utiliza un PCM con espesor de 5 mm. Otra ventaja de este tipo de integración es que el proceso de descarga (fusión) del PCM es más rápido, debido al contacto directo entre el panel del PCM y el aire interior del refrigerador. No obstante, si se considera que el PCM está dispuesto entre el evaporador y el aire interior del refrigerador, también podría considerarse como una resistencia térmica, durante el enfriamiento del producto almacenado y el proceso de carga (solidificación) del PCM; aspecto que puede afectar negativamente el COP y el consumo energético del sistema, y que sin embargo no fue analizado en el estudio de Marques et al [165,166].

Este estudio más reciente de Cheng et al [98], propone integrar el PCM alrededor del tubo del evaporador, de manera que el PCM encapsulado se estabiliza con una chapa o lámina de aluminio, quedando dispuesto entre el evaporador y el aislamiento (**Integración tipo 2.3**), según se ilustra en la Fig. 2-17 (c). La ventaja de esta disposición es que se utiliza menor cantidad de PCM respecto a la disposición de la Fig.2-17 (a), lo que daría mayor viabilidad económica a la implementación práctica de la solución. En este estudio, la temperatura de evaporación del refrigerador sin PCM es de -29.4°C . Cuando se incorpora el PCM a nivel del evaporador, esta temperatura se eleva a -26.7°C , acercándose a la temperatura de cambio de fase del PCM utilizado (-26°C) y además se eleva ligeramente la temperatura de condensación. El efecto final en el COP es positivo, pasando de 1.34 a 1.67, lo que supone un incremento del 24.6%, valor que está en línea con los resultados obtenidos previamente por Azzou et al [94,156].

El evaporador no siempre está embebido en techo o paredes externas del refrigerador, como sucede en los congeladores (domésticos y comerciales), así como en los compartimientos de congelación de los refrigeradores domésticos. En estos casos, el evaporador se distribuye en la base de las particiones internas del refrigerador y en la base de los estantes, con el fin de agilizar el proceso de transferencia de calor y garantizar la rápida congelación de los productos almacenados. Un caso como este, se aborda en el estudio experimental de Oró et al. [97,130], en relación al uso de PCMs en un congelador-expositor para uso comercial. La integración del PCM en este equipo se realizó mediante PCM, encapsulado en paneles del acero inoxidable, dispuestos encima de evaporador (**integración tipo 2.5**), cuyo circuito se distribuye horizontalmente en el interior del congelador. En este tipo de equipo el evaporador cumple a la vez, la función de estantes para el almacenamiento del producto congelado, según ilustra la Fig. 2-18 (a).

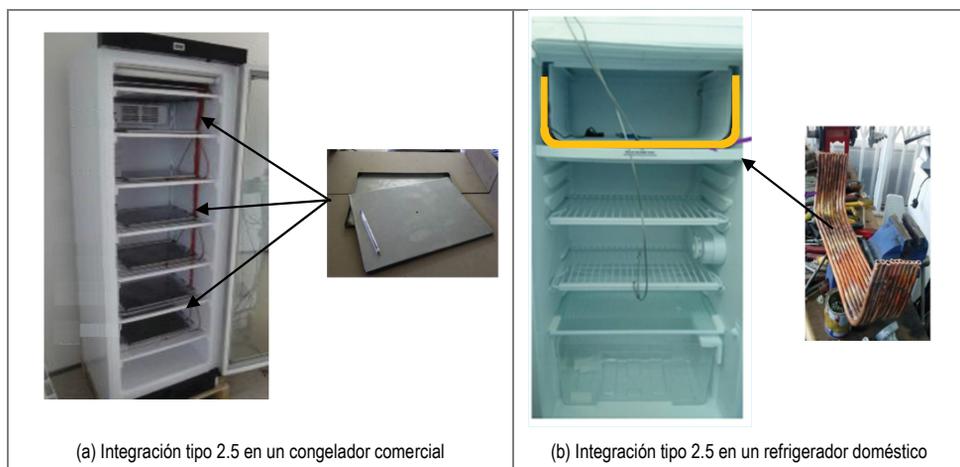


Fig. 2-18. Opciones de Integración de los PCMs en contacto con evaporador, dentro de la celda refrigerada
(a) Integración tipo 2.5: PCM encapsulado, en contacto con el evaporador horizontal, dentro de un congelador-expositor [97,130].
(b) Integración tipo 2.5: Intercambiador-PCM, en contacto con el evaporador horizontal, dentro de un refrigerador doméstico [177].

El estudio se centra en la evaluación de la autonomía del congelador y la estabilidad de la temperatura interior, pues su propósito es mejorar el desempeño de los congeladores-expositores comerciales, ante la usual apertura de puertas o fallos en el suministro eléctrico. Para ello se realiza la “prueba de subida de temperatura” en la cual la celda refrigerada se enfría (compresor On) y una vez se alcanza la temperatura de consigna, se desconecta de la alimentación eléctrica (compresor Off), con el fin de medir “el tiempo de autonomía” del equipo, durante el cual, la temperatura interior se mantiene dentro del rango de operación deseado.

Las pruebas se realizaron a una temperatura ambiente de 25°C, para dos temperaturas de consigna (-22 y -19°C), cargado con “M-packs” preparados según la norma ISO 15502:2005/AC, 2008, y aplicando un régimen de apertura de puertas. En este tipo de integración se utilizan PCMs con una temperatura de fusión próxima a la temperatura de consigna, pero siempre superior a ésta, con el fin de garantizar la carga del PCM (solidificación) durante el funcionamiento del compresor. Por ello, en este estudio se usaron PCMs con temperaturas de fusión de -18 (PCM₋₁₈) y -21°C (PCM₋₂₁). Tomando como referencia una temperatura máxima de -10°C en el interior del congelador, los resultados constatan que el tiempo de elevación de la temperatura (tiempo de autonomía) mejora al usar este tipo de integración, pasando de 7 h a 10.2 h para el PCM₋₁₈ y a 10.8 h para el PCM₋₂₁, lo que supone incrementos del 45 y 50 % [130].

La ventaja de este tipo de integración es su facilidad de implementación en los equipos existentes, y los efectos positivos en autonomía del equipo y estabilidad de la temperatura. Por otra parte, el estudio no realiza un régimen de apertura de puertas para el congelador con y sin PCMs, que permita evaluar el efecto final del PCM en condiciones cercanas al funcionamiento real del equipo, ni evalúa tampoco los efectos en el COP y el consumo energético del sistema.

El estudio de Elarem et al [177], que aplica **también una opción de integración tipo 2.5**, en un refrigerador doméstico vertical de una puerta si analiza los efectos sobre el COP y el consumo energético del sistema. En este caso, el PCM se encapsula en un intercambiador de tubos de cobre, disponiéndolo en posición horizontal, entre el compartimiento de productos refrigerados y de productos congelados. (Fig. 2-18 (b)). De esta manera, la cara superior del intercambiador-PCM queda en contacto directo con el evaporador y su cara inferior queda en contacto con el aire interior del compartimiento de productos refrigerados. Las pruebas fueron realizadas para una temperatura ambiente de 22°C, una HR del 50% y con una temperatura de consigna en el

compartimiento de productos refrigerados de 5°C. El PCM utilizado fue de tipo orgánico, con una temperatura de cambio de fase de 4°C, valor intermedio entre la temperatura de evaporación (-18°) y la temperatura de consigna mencionada. Los resultados experimentales mostraron que para el refrigerador sin PCMs, la temperatura de evaporación media de -10°C y al incorporar el intercambiador- PCM, esta temperatura pasa a -8°C, lo que supone un incremento de 2°C. Por otra parte, la temperatura máxima a la salida del condensador es aproximadamente 32.2°C para el refrigerador sin PCM y de 29.5°C para el refrigerador con PCMs, es decir, hay mayor sub-enfriamiento en el ciclo frigorífico. Teniendo en cuenta estos resultados, el estudio cuantifica el COP del ciclo frigorífico, obteniendo valores de 4.48, para el refrigerador sin PCM y de 4.75 para el refrigerador con PCMs, lo cual indica una mejora del 7.8%.

Esta solución es también de fácil implementación en refrigeradores domésticos. El estudio sin embargo no mide experimentalmente el consumo eléctrico del refrigerador, por lo cual convendría realizar las pruebas obteniendo estas medidas, para validar que efectivamente el aumento estimado del COP implica también una un ahorro del consumo energético. Existen también otros estudios han utilizado las opciones de integración similares a las descritas en este apartado obteniendo resultados similares,

2.5.3 INTEGRACIÓN DE PCMS DENTRO DE LA CELDA REFRIGERADA SIN CONTACTO CON COMPONENTES DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO.

Otra alternativa de integración de los materiales de cambio de fase en los refrigeradores y congeladores consiste en instalarlos dentro de la celda refrigerada (Opción de integración 3). Una de las mayores ventajas de esta opción es su facilidad de implementación, pues no se interviene de ningún modo en el circuito frigorífico, y no existe contacto directo del PCM encapsulado se encuentre en contacto directo con el evaporador, el condensador o el circuito frigorífico, tal como se contempla en las otras opciones de integración.

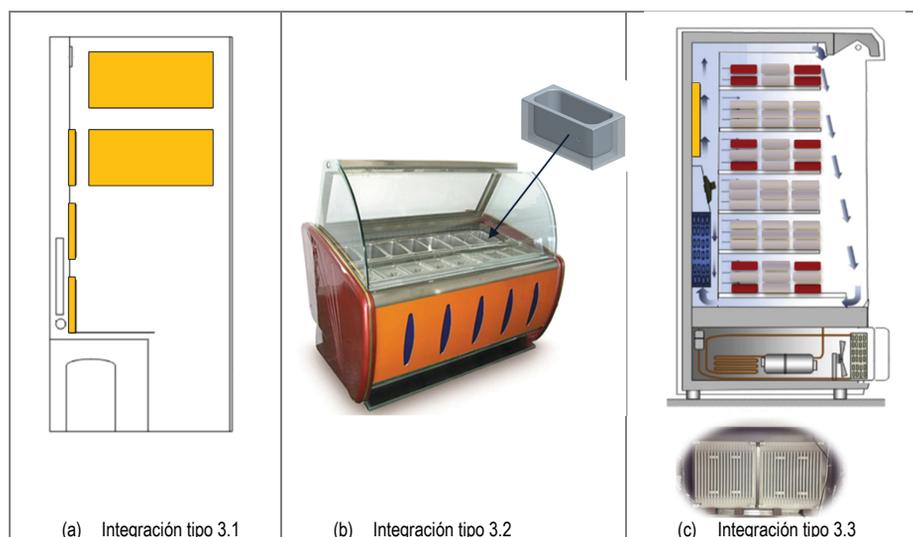


Fig. 2-19. Integración de los PCMs en el interior de la celda refrigerada sin contacto con el evaporador

(a) Integración tipo 3.1: PCM encapsulado en panel, dispuesto en las paredes del refrigerador. [95,159]

(b) Integración tipo 3.2: PCM encapsulado dispuesto en los estantes de un congelador horizontal para helador

(c) Integración tipo 3.3: Otras formas de integración dentro de la celda refrigerada: PCM encapsulado en un radiador dentro de una refrigerador vertical - expositor

La Fig. 2-19 (a), presenta la integración de los PCM encapsulados en paneles, dispuestos en las paredes interiores de la celda refrigerada (**Integración tipo 3.1**). Esta alternativa fue analizada en los estudios de Gin & Farid [95] y de Gin et al [159,160] para un congelador vertical de 152 l de capacidad, en cuyas paredes se instalaron un total de 7 paneles de PCMs con una masa total de 2.2 kg.

El estudio analiza el refrigerador para unos valores de temperatura ambiente de 25 y 32°C, con HR del 60 y 40% respectivamente, y una temperatura de consigna interior de -18°C. No se almacenó producto dentro del refrigerador, pero se practicó un régimen de 13 aperturas de puerta diarias, con el fin de evaluar la influencia de los PCMs en la estabilidad de la temperatura interna del congelador y en su consumo energético. El PCM utilizado fue de tipo inorgánico, en concreto la solución eutéctica acuosa, NH₄Cl al 19.5%, cuya temperatura de fusión es de -15.4°C, valor próximo a la temperatura de consigna.

Los resultados mostraron que los PCMs dan mayor estabilidad a la temperatura del interior del congelador ante la apertura de puertas, además el consumo energético del equipo disminuyó un 8% al incorporar los PCMs. De otra parte, cuando no hay apertura de puertas el consumo energético baja sólo un 1.2%.

Otra opción de integración dentro celda refrigerada es instalar los PCMs en los estantes del refrigerador congelador (**Integración tipo 3.2**). En esta línea, el estudio de Oro et al [163], propone una integración innovadora para un congelador horizontal para helados (Fig. 2-19 (b)). La solución adoptada consistió en diseñar una cubeta / estante adaptado para la preservación del producto, incorporando en sus paredes un PCM con temperatura de fusión de -21.3°C. Las pruebas fueron realizadas para una temperatura ambiente de 25°C, enfriando previamente el producto y los PCMs hasta -28°C. Una vez alcanzada esta temperatura, se realizó la "prueba de subida de temperatura" según la norma EN 62552 [183], con el fin de evaluar la autonomía del congelador, sin alimentación eléctrica para preservar el producto, dentro del rango de operación requerido. Los resultados mostraron que este tiempo de autonomía puede incrementarse hasta 2.50 veces, dependiendo del espesor del PCM utilizado y de la posición de las cubetas adaptadas dentro del congelador. En cuanto a la incidencia de esta disposición de PCMs en el consumo energético del equipo, no se reportan datos.

El estudio de Alzuwaid et al [173], propone otra forma de integración dentro de la celda refrigerada, específicamente encapsula el PCM dentro de un radiador (**Integración tipo 3.3**), con el fin de incrementar el área de contacto del PCM con el ambiente interior. El análisis se realiza para un refrigerador expositor vertical, de 810 l de volumen útil, que utiliza refrigerante R404A, y que utiliza convección forzada en el interior del refrigerador, así como para la disipación de calor en el condensador (Fig. 2-19 (c)). Las pruebas fueron realizadas para una temperatura ambiente de 25°C, 60% de HR, y una temperatura de consigna en el interior del refrigerador de 4°C, pudiendo operar en el rango de 0 a 8°C. Además, el refrigerador fue cargado con producto simulado mediante los M-Pack preparados según la norma la norma EN 62552 [183]. El radiador fue dispuesto en el circuito de circulación del aire de la celda refrigerada, de manera que mientras el compresor está en funcionamiento, el aire que circula a su alrededor estará a menor temperatura que el resto de la celda refrigerada. Por ello, el PCM utilizado fue agua des-ionizada, con una temperatura de cambio de fase de -2.0 °C, a la cual se le adicionaron agentes nucleantes para evitar el fenómeno de sub-enfriamiento que existe cuando el agua tiene sales disueltas. Los resultados mostraron que los PCM disminuyen levemente (1.2%) la temperatura promedio del producto almacenado, y además el consumo energético se reduce en un 5%, así como el tiempo OFF, del ciclo del compresor, es decir, el tiempo de descongelamiento.

Lu et al [157], también propone una solución dentro de la celda refrigerada, modificando el diseño de las estanterías de un refrigerado expositor vertical abierto. El propósito es almacenar el PCM, tubos intercambiadores de calor (heat pipes), provistos de aletas en los extremos y dispuestos en las estanterías del

refrigerador. Las aletas ubicadas en el extremo de estos tubos se ubican en el en el circuito de distribución de aire interior del refrigerador, con el objetivo de acelerar el proceso de carga (solidificación de los PCMs). Los principales efectos identificados en este estudio es el incremento del tiempo de autonomía del refrigerador y también una reducción de la temperatura media del producto refrigerado del orden de 1.5°C . En general para esta opción de integración, los estudios citados reportan mejora de la estabilidad de temperatura, y también una disminución del consumo energético. Otros estudios, sin embargo, han reportado que no se registran ahorros energéticos; tales como el de Liu et al [179], en el cual se incorporan materiales de cambio de fase en los comportamientos de refrigeración y congelación de un refrigerador vertical, utilizando dos tipos PCMs inorgánicos: Agua des-ionizada y una solución de NaCl al 8% con temperaturas de fusión de -2.0 y -18.98°C respectivamente. En este caso el consumo energético del equipo aumenta entre un 16% y un 38%, debido a la configuración y el PCM elegido, exige cambiar la temperatura de consigna de -18°C a -24°C . Se encuentra entonces, que al disponer los PCMs dentro de la celda refrigerada, el proceso de solidificación se ralentiza debido a que no hay un contacto directo con el evaporador, además es conveniente elegir PCMs con temperaturas de cambio de fase que no exijan disminuir el punto de consigna dentro de la celda refrigerada para garantizar su solidificación, pues esto supondrá un mayor consumo energético del refrigerador.

2.5.4 INTEGRACIÓN DE PCMS EN CONTACTO CON EL CONDENSADOR

La influencia de los materiales de cambio de fase en contacto con el condensador en refrigeradores domésticos fue analizada por Cheng et al [161,162], estudio en el cual, se realiza un trabajo experimental con un refrigerador doméstico vertical, con dos compartimientos, uno para alimentos refrigerados y otro para alimentos congelados, con volúmenes útiles de 141 y 79 l respectivamente (Fig. 2.20 (a)). El refrigerador funciona con un ciclo simple de compresión mecánica de vapor y refrigerante R-600a.

La integración propuesta se realiza rodeando el tubo del condensador con PCM y encapsulándolo en una chapa de aluminio de manera que el PCM encapsulado queda dispuesto entre la pared del condensador y la capa del aislamiento del refrigerador (**Integración tipo 4.1**), según se ilustra en la Fig. 2-20 (b) y 2-20 (c).

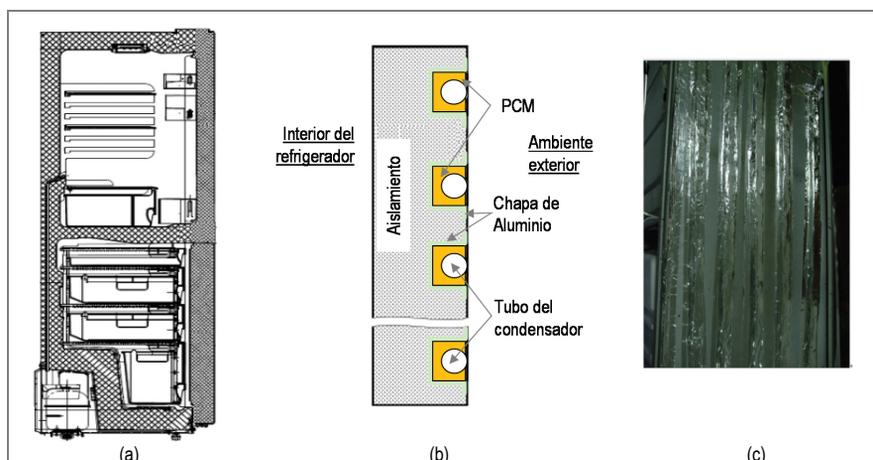


Fig. 2-20. Integración de los PCMs en contacto con el condensador

(a) Detalle corte vertical de refrigerador doméstico vertical con dos puertas y dos compartimientos. (b) Esquema integración tipo 4.1: PCM alrededor de los tubos del condensador, dispuesto entre el condensador y el aislamiento. (c) Detalle de la implementación de la integración. [161,162]

En este tipo de integración, al igual que sucede en las integraciones tipo 1.1 y 1.2, la temperatura de cambio de fase del PCM debe tener un valor intermedio entre la temperatura ambiente y la temperatura de condensación, de manera tal que mientras el compresor este apagado, el PCM alcance la temperatura ambiente y realice el proceso de carga (solidificación). Posteriormente cuando el compresor entre el funcionamiento, la temperatura del condensador subirá y el PCM realizará el proceso de descarga (fusión), retardando la subida de temperatura del condensador, disminuyendo también la temperatura de condensación y por tanto mejorando el COP del ciclo frigorífico.

En el estudio de Cheng [161], las pruebas se realizaron para una temperatura ambiente de 25°C, y para una temperatura de consigna en el compartimiento del congelador de -18°C. El PCM seleccionado fue de tipo orgánico, en concreto una mezcla de parafinas con dos regiones de transición o cambio de fase, la primera entre 24.7 y 34.8°C y la segunda entre 44.0 y 52.9 °C. Los resultados mostraron que al incorporar el PCM en contacto con el condensador, la temperatura del punto medio del condensador disminuye 2.3°C, y la temperatura a la salida del condensador disminuye 5.4°C. En cuanto a la temperatura de evaporación, pasa de -26.9 a -25.2°C, es decir sube 1.7°C [161]. Estos cambios implican un cambio en el COP del ciclo frigorífico, el cual pasa de 1.34 a 1.67, que supone un incremento del 18.6%, registrándose también un descenso de la potencia demanda por el compresor [98,161]. Este tipo de integración, si bien mejora el COP del ciclo frigorífico, resulta de menor interés de cara a aplicarlo en los refrigeradores solares, puesto que esta mejora va acompañada también de una menor duración del ciclo del compresor y la autonomía del refrigerador, variables que son importantes para mejorar la autonomía del refrigerador y el aprovechamiento del recurso solar. De otra parte, las pruebas han sido realizadas sin cargar el refrigerador y sin evaluar otras variables como un régimen de apertura de puertas, por lo que convendría evaluar los efectos del PCM en el refrigerador para diferentes escenarios de régimen de carga.

Cheng et al [98] constataron además, que utilizando simultáneamente la integración de PCMs en el evaporador (Integración tipo 1) y en el condensador (Integración tipo 4), se logran mayores valores del COP para temperaturas de evaporación bajas, -29°C, para el caso analizado. Bajo esta condición y para una temperatura ambiente de 25°C, la incorporación de los PCMs en el condensador y el evaporador, el COP mejora un 38% y el consumo energético diario disminuye en un 32%. Por otro lado, el tiempo de ciclo del refrigerador pasa de 1 a 3.7 horas, mejorando la autonomía el refrigerador en ausencia del suministro eléctrico.

2.6 CONCLUSIONES

Actualmente existen en el mercado PCMs que realizan el cambio de fase a baja temperaturas, en concreto en el rango de -23 a 0°C, dentro del cual los congeladores y refrigeradores domésticos y comerciales realizan la evaporación. Asimismo, hay productos disponibles con temperaturas de cambio de fase entre 0 y 12°C, rango en el cual se preservan una amplia variedad de alimentos frescos.

De acuerdo con la literatura revisada, los PCMs se dividen en dos grandes tipos: Orgánicos e Inorgánicos, y el cambio de fase del cual se saca provecho para realizar el almacenamiento latente es de sólido a líquido, aunque para temperaturas menores de 0°C, hay disponibles también PCM que realizan un cambio de fase de sólido a sólido. Para ambos tipos de PCMs, el material puede diseñarse mediante mezclas eutécticas, que permiten cubrir casi de forma continua, todo el rango de temperaturas analizado.

Dentro de los PCMs inorgánicos están las sales hidratadas y las soluciones eutécticas acuosas salinas, siendo estas últimas las más comunes para aplicaciones de refrigeración. Las principales ventajas de este tipo de

PCMs son su menor coste, inocuidad y no flamabilidad. Por otra parte, su principal desventaja es el sub-enfriamiento que sufren durante el proceso de solidificación, el cual exige disminuir la temperatura de producción de frío, por debajo de la temperatura de cambio de fase del material. Para mitigar este comportamiento se utilizan agentes nucleantes, no obstante, los productos de bajo coste ofertados a nivel comercial no garantizan el uso de este tipo de agentes, por lo cual, para tener productos fiables, sería necesario recurrir a los fabricantes renombrados a nivel internacional que cumplen los estándares de comercialización de PCMs, lo cual supone finalmente el aumento del coste del material.

El agua es el PCM inorgánico de menor coste, no obstante, al igual que los PCMs de este tipo, el agua tiene el sub-enfriamiento en el proceso de solidificación. Por ello, la integración de este material en los refrigeradores comerciales exige también el uso de agentes nucleantes apropiados para minimizar este sub-enfriamiento.

En lo que respecta a los PCMs orgánicos, el tipo más común para el rango de temperatura analizado son las parafinas (alcanos) o mezclas de parafinas, y en menor medida los ácidos grasos, las cetonas y glicoles. Las principales ventajas de estos PCMs son su mayor estabilidad, presencia mínima de sub-enfriamiento e inocuidad; en tanto sus principales desventajas son el mayor coste y también que a temperaturas elevadas pueden ser inflamables. Los PCMs orgánicos también están disponibles a nivel comercial, no obstante, en este caso se debe recurrir a los fabricantes reconocidos a nivel internacional para obtener productos de la suficiente fiabilidad.

A nivel comercial, los PCMs orgánicos tienen la tendencia a tener una entalpía de fusión mayor en comparación con los PCMs inorgánicos, para temperaturas en el rango de temperaturas 0 a 15°C, en tanto, que para las temperaturas inferiores a 0°C, son los PCM inorgánicos los que tienden a tener entalpías de fusión mayores. Por otra parte, pocos fabricantes ofrecen datos de estabilidad de los materiales ante el ciclado, solamente lo reportan fabricantes como Rubitherm de Alemania, Pure Temp de Estados Unidos y PCP de la India. De acuerdo a la información consultada, se encuentra que las soluciones eutécticas acuosas soportan alrededor de 3.000 ciclos térmicos, cifra bastante inferior a la que pueden soportar los PCMs basados en las parafinas, la cual ronda alrededor de los 10.000 ciclos. Estos valores resultan ventajosos al compararlos con los de las baterías eléctricas de mayor disponibilidad comercial, las cuales en promedio soportan 500 ciclos, para el caso de la tecnología convencional de plomo-ácido, y 1000 ciclos, para el caso de la tecnología más avanzada de ion-litio [79].

Teniendo en cuenta lo anterior, se encuentra que la mayor estabilidad de los PCMs orgánicos a largo plazo, les confieren una ventaja importante para su integración en refrigeradores comerciales, en particular para el rango de temperaturas de 0 a 15°C.

Otro factor importante a considerar para la posible integración de PCMs en refrigeradores comerciales, es el tipo de encapsulamiento. Según la revisión realizada existen dos tipos de encapsulamiento: macro-encapsulamiento y micro-encapsulamiento. En el macro-encapsulamiento se utilizan materiales plásticos y metálicos, pudiendo utilizarse tanto en soluciones de integración de PCMs activas como pasivas, por lo cual es apropiado para su uso en refrigeradores comerciales.

De esta manera, de cara al desarrollo de la Tesis, se encuentra que, por su mayor estabilidad a largo plazo, es recomendable utilizar como PCMs, el agua con aditivos para limitar su sub-enfriamiento, y las parafinas cuando las temperaturas de preservación son superiores a 0°C. De cara a realizar la experimentación y simulaciones

de la tesis, se pedirán presupuestos a las empresas fabricantes de PCMs reconocidas a nivel internacional. Por la proximidad se dará prioridad a las empresas del entorno europeo, en particular la empresa Climator de Suecia, Rubitherm de Alemania y PCM Products del Reino Unido.

En cuanto a las opciones de integración de PCMs en refrigeradores y congeladores comerciales, los estudios previos reportan opciones de integración de PCMs en puntos intermedios del ciclo frigorífico, en contacto con el evaporador, dentro de la propia celda refrigerada y en contacto con el condensador. La mayoría de los estudios se centran en analizar la influencia del PCM en el COP de ciclo frigorífico, reportando incrementos entre el 5 y 30% en función de la opción de integración utilizada, y atendiendo a otras variables como la temperatura de consigna interior, la temperatura exterior, la cantidad de PCM utilizada y forma de integración (disposición, espesor, etc), y la carga interna en el refrigerador, entre otras variables.

Cerca de un tercio de los estudios revisan también la influencia del PCM en la autonomía del refrigerador, es decir el tiempo en que el equipo puede mantener la temperatura interna del refrigerador dentro del rango de temperatura deseado, una vez el PCM se ha solidificado (completamente) y en ausencia de suministro eléctrico. Este enfoque es importante para establecimientos comerciales, donde hay aperturas de puertas frecuentes y también en zonas con fallos del suministro eléctrico. En estos casos, las opciones de integración en contacto con el evaporador y dentro de la celda refrigerada son las que mayores mejoras producen en el tiempo de autonomía.

La integración en contacto con el evaporador normalmente exige una modificación del diseño del equipo, que debería realizarse dentro del proceso de manufacturación de los equipos. Por otro lado, la integración dentro de la celda refrigerada es de fácil implementación en refrigeradores existentes aun cuando en este caso no se reporta siempre un impacto positivo en el COP del ciclo frigorífico.

De cara a integrar los PCMs en refrigeradores solares, son las opciones que mejoran la autonomía del refrigerador las que supondrían mayor interés, es decir, las opciones en contacto con evaporador y dentro de la celda refrigerada. Una mayor autonomía del refrigerador ofrecería mayores posibilidades de integración con el recurso solar, normalmente variable y disponible durante el día; por tanto, esta será la opción de integración que seleccionada para el refrigerador horizontal analizado en la tesis.

CAPÍTULO 3

MODELO DEL REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON INTEGRACIÓN DEL PCM

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

3.1 DEFINICIÓN DEL SISTEMA Y DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MODELO

El refrigerador solar seleccionado para el desarrollo de la tesis es un refrigerador/congelador horizontal de compresión mecánica de vapor, con un volumen útil de 349 litros. La selección de este modelo se debe a que está ampliamente extendido a nivel global, incluyendo las zonas tropicales, y especialmente debido a su mayor capacidad de almacenamiento de producto, en comparación con los refrigeradores domésticos más comunes. Adicionalmente, el diseño sencillo con un único compartimento para productos refrigerados o congelados facilita una adaptación para usos diversos en el entorno rural, no sólo en el sector residencial, sino también en pequeños comercios y en el sector agroindustrial. Esta característica facilita también la integración de los PCMs en refrigeradores existentes, y la posibilidad de implementar de forma efectiva en el futuro, la solución analizada en la presente tesis para mejorar la autonomía de los refrigeradores solares, utilizando como almacenamiento energético, el almacenamiento térmico mediante PCMs.

El sistema de refrigeración del equipo usa un ciclo simple de compresión mecánica de vapor, con refrigerante R-134a; está equipado con un compresor alternativo de pistón, marca Danfoss-Secop, 35BD, con un volumen de desplazamiento de 2 cm³, dotado de un motor de corriente continua. El evaporador está embebido en todas las paredes laterales del equipo; en tanto el condensador disipa calor por convección natural. El refrigerador se acciona mediante un sistema fotovoltaico (Fig. 3.1), cuyo componente principal son paneles fotovoltaicos de silicio multi-cristalino dimensionados según la disponibilidad del recurso solar y la demanda de refrigeración para el emplazamiento donde haya de operar.

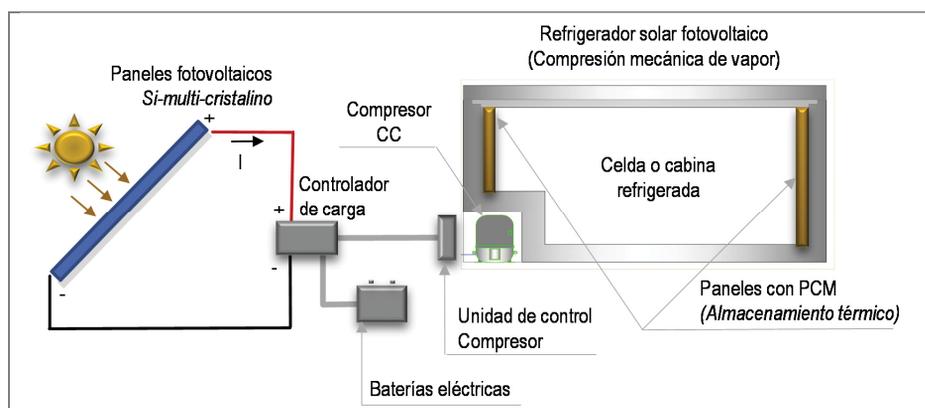


Fig. 3-1. Esquema refrigerador solar PV con almacenamiento térmico mediante PCMs y con baterías eléctricas

El sistema fotovoltaico también incluye baterías eléctricas convencionales de plomo-ácido para almacenar la electricidad producida por los paneles fotovoltaicos, en caso de que no haya demanda o exista excedente de producción, y un controlador de carga que regula la carga de las baterías y la alimentación eléctrica del refrigerador. El compresor está dotado además de una unidad de control, la cual varía la velocidad de giro del compresor, para adaptar el consumo del equipo en función de las condiciones del sistema.

El refrigerador se ha dotado de almacenamiento térmico pasivo, incorporando materiales de cambio de fase (PCM) encapsulados, dispuestos en las paredes interiores de la celda refrigerada, en contacto con el evaporador de pared. Mediante esta opción de integración del PCM, cuando el compresor se ponga en marcha (ON), el PCM y el producto almacenado en el refrigerador se enfriarán, hasta que el producto alcance la temperatura de consigna deseada, momento en el cual, el compresor parará (OFF). Así, el PCM podrá cargarse

(solidificación), mientras el compresor está encendido (ON), y posteriormente podrá descargarse (fusión), cuando el compresor esté apagado (OFF), atendiendo durante ese periodo de descarga, la demanda térmica del refrigerador. De esta manera, el almacenamiento de energía térmica mediante PCMs, podrá aumentar la autonomía del refrigerador en ausencia del suministro eléctrico y mejorar el aprovechamiento del recurso solar durante el día. El objetivo será por tanto, que el compresor funcione durante el día, cuando haya disponibilidad del recurso solar, realizando la carga del PCM, para posteriormente utilizar la energía térmica almacenada durante la noche y en los periodos de baja radiación solar. Todo ello permitirá finalmente reducir el almacenamiento de energía mediante las baterías eléctricas.

En el caso de que las baterías se eliminen completamente, el sistema no estará dotado de un regulador de carga, pero será necesario utilizar un convertidor CC/CC, cuyo objetivo será adaptar el voltaje producido por los paneles fotovoltaicos a las condiciones de accionamiento requeridas por el compresor. En este caso el esquema del sistema corresponde al presentado en la Fig. 3.2.

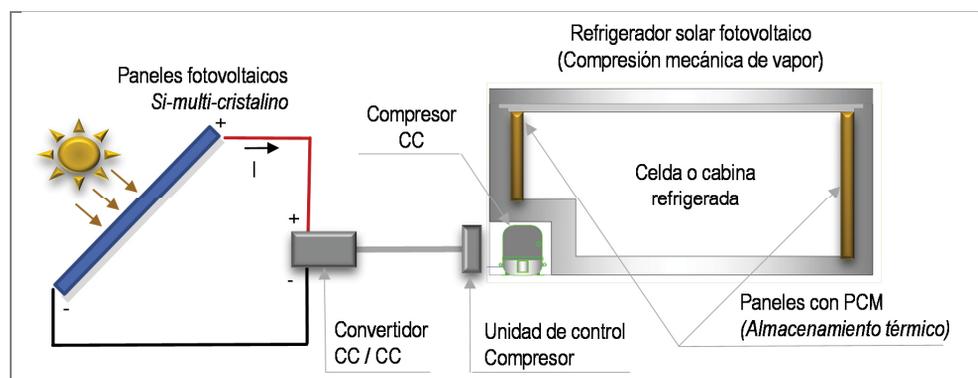


Fig. 3-2. Esquema refrigerador solar PV con almacenamiento térmico mediante PCMs, libre de baterías eléctricas

El modelo de sistema se ha implementado en Matlab, y como herramienta complementaria se ha utilizado el software de simulación dinámica, TRNSYS 16 [184], para simular la producción de los paneles fotovoltaicos. El modelo incluye 4 bloques principales: (a) El almacenamiento térmico en los paneles de PCMs, (b) el sistema de refrigeración, (c) la celda refrigerada y (d) el sistema fotovoltaico.

El objetivo final del modelo es simular de forma dinámica el refrigerador y el proceso de carga /descarga del PCM, teniendo en cuenta las condiciones ambientales variables, y especialmente las restricciones de la disponibilidad de energía eléctrica para atender la demanda del sistema, derivadas de la variabilidad de recurso solar. Esta simulación supone una mayor complejidad en relación con las simulaciones centradas en componentes específicos, y un tiempo alto de simulación y recursos de computación. Por ello se han realizado los siguientes supuestos y simplificaciones generales:

- El modelo de transferencia de calor en el panel de PCM se asume unidimensional y sólo se considera la transferencia de calor por conducción. Estos supuestos se han usado en trabajos previos de uso de PCMs en refrigeradores domésticos convencionales, obteniendo precisiones del orden del 5%.
- No se considera ningún subenfriamiento en el material de cambio de fase. No obstante, en la simulación dinámica se han incluido PCMs de tipo orgánico, para los cuales el sub-enfriamiento es bajo.

- Se asume una temperatura de evaporación equivalente 10°C por debajo de la temperatura de consigna del refrigerador, y una temperatura de condensación 10°C por encima de la temperatura ambiente del refrigerador.
- Teniendo en cuenta las curvas características del compresor, la temperatura de evaporación máxima es de 5°C y la temperatura de condensación mínima es de 35°C .
- Las propiedades termofísicas del aire interior del refrigerador se estiman para la temperatura de consigna del refrigerador, establecida en la simulación.
- No se considera la histéresis en el proceso de solidificación-fusión del PCM; y se toma como referencia la curva de entalpía específica-temperatura, del proceso de solidificación para realizar la simulación.

Utilizando estos supuestos, el tiempo de simulación para una semana completa de operación del sistema en una localidad dada, oscila entre 150 y 180 minutos aproximadamente. Teniendo en cuenta estos supuestos generales, en los apartados siguientes se expone la metodología utilizada para la modelización de cada bloque del modelo, incluyendo las ecuaciones utilizadas, así como los supuestos y simplificaciones aplicadas en cada caso.

3.2 ALMACENAMIENTO TÉRMICO Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL PCM

3.2.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

El almacenamiento de energía térmica, sensible y especialmente latente, realizada mediante los materiales cambio de fase es una parte fundamental del modelo. Tal como se ha expuesto anteriormente, la opción de integración aplicada fue del PCM encapsulado instalado en las paredes interiores del refrigerador, en contacto con el evaporador de pared⁹. Para ello el PCM se dispuso en bolsas de polietileno sobre una lámina de acero para dar estabilidad mecánica al conjunto, el cual finalmente queda emplazado en contacto con el evaporador de pared¹⁰. De tal manera, el PCM encapsulado queda en contacto con el evaporador de pared por su cara interna, y con la lámina de acero por su cara externa, la cual está a su vez en contacto con el aire interior del refrigerador (Fig. 3-3).

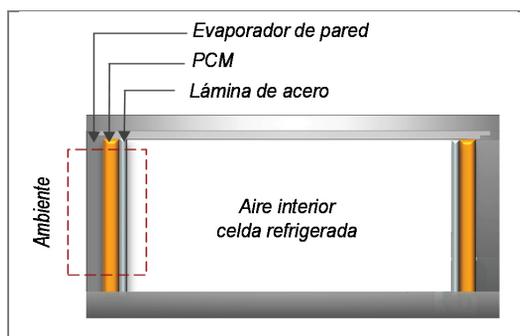


Fig. 3-3. Disposición de PCM en el refrigerador

⁹ Opción de integración 2.4 según tipos de integración presentadas en el Capítulo 2.

¹⁰ Los detalles de la implementación se presentarán en el Capítulo 4.

Para modelar la transferencia de calor dentro del PCM, se utiliza un modelo unidimensional, incluyendo la transferencia de calor por conducción, sin considerar la transferencia de calor por convección en la fase líquida. Un modelo con estas características ha sido aplicado antes en otros estudios de refrigeradores domésticos convencionales con PCMs [94,98,166] obteniendo resultados de precisión adecuada con errores inferiores al 5% al cuantificar entre otras variables, la temperatura del aire interior de la celda refrigerada y el COP del sistema.

3.2.2 MODELO MATEMÁTICO

Tal como se expuso en el capítulo 2, para analizar el almacenamiento de energía térmica y la transferencia de calor por conducción en el PCM, es útil utilizar el método entálpico, aplicando la ecuación general de transferencia de calor por conducción, la cual, para un modelo unidimensional, queda expresada según se indica en la Ec. 3.1.

$$k \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} = \rho \frac{\delta h}{\delta t} \quad (3.1)$$

Donde k y ρ representan la conductividad y densidad del PCM respectivamente, T representa la temperatura del material, la cual varía en la dimensión espacial x , y h representa la entalpía específica del material, cuyo valor varía a lo largo del tiempo (t), y es el principal indicador de la energía térmica almacenada en el material del cambio de fase.

La conductividad y densidad del PCM se asumen constantes para la fase líquida (k_L y ρ_L) así como para la fase sólida (k_S y ρ_S); no obstante, con valores diferentes al comparar una fase con la otra. Adicionalmente para la región de transición o de cambio de fase, presente en los PCMs de sustancias no puras, como son las mezclas de sustancias orgánicas, estas propiedades se calculan por interpolación, según lo especifica Özisik [114], limando la región de cambio de fase, entre la temperatura de solidificación T_S y la temperatura de fusión T_F .

Para resolver la ecuación diferencial 3.1, se ha aplicado el método de diferencias finitas, dividiendo el PCM en $M-1$ de elementos en la dimensión espacial, con un ancho de Δx ; y definiendo $P-1$ intervalos de tiempo, de duración Δt en la dimensión temporal. De esta manera, para el PCM se tendrán M nodos en la dimensión espacial y P momentos en la dimensión temporal (Fig. 3.4(a)). Adicionalmente para la lámina de acero se han definido dos nodos más según se ilustra en la Fig. 3.4(b)).

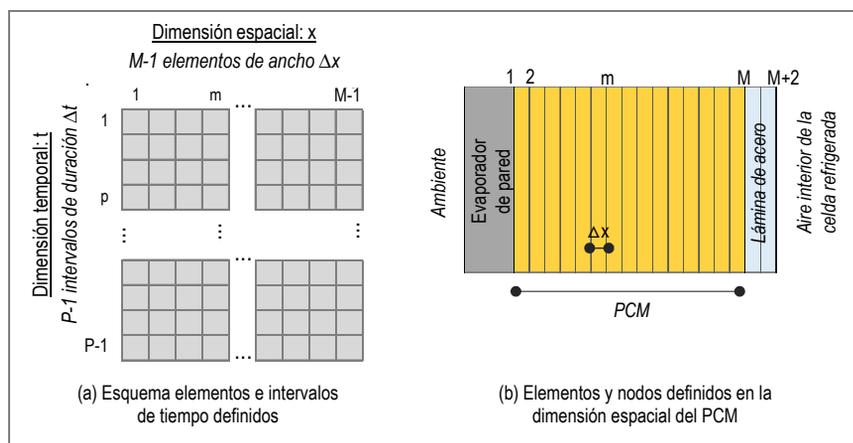


Fig. 3-4. Esquema de elementos e intervalos finitos definidos para el PCM

Utilizando el método explícito para la discretización, y definiendo como subíndices la letra “m” para la dimensión espacial y la letra “p” para la dimensión temporal, los términos de la Ec. 3.1, pueden reemplazarse por las expresiones presentadas en las Ec. 3.2 (a) y 3.2 (b). El procedimiento en detalle del método de diferencias finitas puede consultarse en diferentes referencias, entre ellas Incropera et al [185], Özisik [114] y Patankar [147].

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{h_m^{p+1} - h_m^p}{\Delta t} \quad (3.2 a)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_{m-1}^p - 2T_m^p + T_{m+1}^p}{\Delta x} \quad (3.2 b)$$

Una vez realizada la operación indicada, se obtiene la entalpía específica del nodo m, en el momento p+1 en función de los valores de entalpía específica y temperatura del mismo nodo y nodos adyacentes, del momento anterior (p), según la Ec. 3.3.

$$h_m^{p+1} = h_m^p + C_p \cdot Fo_m^p \cdot (T_{m-1}^p - 2T_m^p + T_{m+1}^p) \quad (3.3)$$

En esta expresión se incluye también el calor específico del material, C_p , que al igual que la densidad y la conductividad se toma constante para la fase líquida y para la fase sólida. Además, la ecuación incluye el número de Fourier (Fo), el cual se calcula a partir de las propiedades del material y los valores definidos para Δx y Δt , mediante la Ec. 3.4, debiendo cumplir los criterios de convergencia adecuados para aplicar efectivamente el método de diferencias finitas [145,146].

$$Fo = \frac{\Delta t \cdot k}{\Delta x^2 \cdot \rho \cdot C_p} \quad (3.4)$$

Además de definir la transferencia de calor en los nodos intermedios del PCM, según la Ec. 3.1, es necesario definir las condiciones de contorno y ecuaciones correspondientes a los nodos frontera, entre el PCM y el evaporador y entre el PCM y la lámina de acero.

Para el **nodo frontera entre el PCM y el evaporador** (nodo 1), el balance de energía queda definido según la Ec. 3.5 (a), en la cual se incluyen: la tasa de calor extraído por el evaporador (q_{ev}), la tasa de ganancia de calor a través de las paredes del refrigerador ($q_{losses1}$), la transferencia de calor por conducción entre los elementos asociados a los nodos 1 y 2 del PCM, a través del área transversal del PCM (A), y finalmente la variación de la energía en el volumen ($\Delta Vol/2$) asociado al nodo 1.

$$q_{ev} + q_{Losses1} + \frac{k \cdot A \cdot (T_2^p - T_1^p)}{\Delta x} = \frac{\Delta Vol}{2} \cdot \rho \cdot \frac{h_1^{p+1} - h_1^p}{\Delta t} \quad (3.5)$$

La tasa de ganancia de calor a través de las paredes del refrigerador ($q_{Losses1}$) se cuantifica a partir de la Ec. 3.6, donde U_{Ref} corresponde al coeficiente de transmisión global del refrigerador, A_{Ref1} corresponde al área de las paredes del refrigerador, T_{ex} es la temperatura el ambiente exterior y T_1 es la temperatura del nodo 1 del PCM. El cálculo del coeficiente U_{Ref} , se presenta en el Anexo 3.1.

$$q_{Losses1} = U_{Ref} \cdot A_{Ref1} \cdot (T_{ex} - T_1) \quad (3.6)$$

Reemplazando la Ec. 3.6 en la Ec. 3.5 y puesto que para el tipo del refrigerador analizado el área transversal del PCM (A) es equivalente al área de las paredes del refrigerador (A_{Refi}), se obtiene la Ec. 3.7 para el nodo del PCM en contacto con el evaporador (nodo 1).

$$h_1^{p+1} = h_1^p + 2 \cdot C_{p1} \cdot Fo_1^p (T_2^p - T_1^p) + \frac{2 \cdot \Delta t \cdot q_{ev}}{\rho \cdot A \cdot \Delta x} + \frac{2 \cdot \Delta t \cdot U_{Ref}}{\rho \cdot \Delta x} \cdot (T_{ex}^p - T_1^p) \quad (3.7)$$

De forma similar, el balance de energía para el **nodo frontera entre el PCM y la lámina de acero** (nodo M), está dado por la Ec. 3.8, donde las propiedades del acero (k_{ST} , ρ_{ST}) se denotan con el subíndice "ST". El volumen asociado al elemento frontera ΔVol , se divide en dos partes, la mitad ubicada en el PCM, y la otra mitad en la lámina de acero, de tal manera la ecuación incluye: la transferencia de calor entre el elemento asociado al nodo M y los elementos asociados al nodo anterior (nodo M-1), ubicado dentro del PCM, y al nodo posterior (M+1), ubicado dentro de la lámina de acero. Asimismo, se incluye la variación de energía en cada porción de volumen ($\Delta Vol/2$) asociadas al nodo M ubicadas en el PCM y en la lámina de acero.

$$\frac{k \cdot A \cdot (T_{M-1}^p - T_M^p)}{\Delta x} + \frac{k_{ST} \cdot A \cdot (T_{ST,M+1}^p - T_M^p)}{\Delta x} = \frac{\rho \cdot A \cdot \Delta x \cdot (h_M^{p+1} - h_M^p)}{2 \cdot \Delta t} + \frac{\rho_{ST} \cdot A \cdot \Delta x \cdot (h_{ST,M}^{p+1} - h_{ST,M}^p)}{2 \cdot \Delta t} \quad (3.8)$$

Reexpresando la variación de entalpía específica en la zona del PCM y la zona del acero mediante las Ec. 3.9 (a) y (b), se obtiene la expresión para el cálculo de la entalpía específica del nodo "M", según la Ec. 3.10.

$$(h_M^{p+1} - h_M^p) = C_{p,M} \cdot (T_M^{p+1} - T_M^p) \quad (3.9 a)$$

$$(h_{ST,M}^{p+1} - h_{ST,M}^p) = C_{p,ST} \cdot (T_M^{p+1} - T_M^p) \quad (3.9 b)$$

$$h_M^{p+1} = h_M^p + \frac{2 \cdot \Delta t \cdot [k \cdot (T_{M-1}^p - T_M^p) + k_{ST} \cdot (T_{ST,M+1}^p - T_M^p)]}{\Delta x^2 [\rho + \rho_{ST} \cdot (C_{p,M}/C_{p,ST})]} \quad (3.10)$$

Para los nodos interiores de la lámina de acero se ha aplicado la ecuación general de transferencia de calor por conducción utilizada para el PCM (Ec. 3.1) y se ha aplicado el mismo procedimiento de discretización utilizado en ese caso.

Finalmente en el **nodo frontera entre la lámina de acero y el aire interior del refrigerador** (nodo M+2), el balance de energía incluye la transferencia de calor por conducción entre el elemento de la lámina de acero asociado al nodo frontera (M+2) y el elemento asociado al nodo adyacente (M+1), así como la transferencia de calor por convección entre el nodo frontera (M+2) y el aire interior del refrigerador y la variación de energía en el volumen $\Delta Vol/2$ asociado al elemento del nodo M+2.

$$\alpha_{ST-air} \cdot A \cdot (T_{air}^p - T_{M+2}^p) + \frac{k_{ST} \cdot A \cdot (T_{ST,M+1}^p - T_{ST,M+2}^p)}{\Delta x} = \frac{\Delta Vol}{2} \cdot \rho_{ST} \cdot C_{p,ST} \cdot \frac{(T_{ST,M+2}^{p+1} - T_{ST,M+2}^p)}{\Delta t} \quad (3.11)$$

$$T_{ST,M+2}^{p+1} = T_{ST,M+2}^p + 2 \cdot Bi_{ST} Fo_{ST} \cdot (T_{air}^p - T_{ST,M+2}^p) + 2 \cdot Fo_{ST} \cdot (T_{ST,M+1}^p - T_{ST,M+2}^p) \quad (3.12)$$

La Ec. 3.11 expresa este balance de energía, donde A es el área transversal de la lámina de acero, la cual es igual al área transversal del PCM, α_{ST-air} representa el coeficiente de transferencia de calor entre la pared del refrigerador y el aire interior el cual se calcula teniendo en cuenta entre otras variables la temperatura superficial de la lámina de acero ($T_{ST,M+2}$) y la temperatura promedio del aire interior del refrigerador (T_{air}). Al igual que en la Ec. 3.8, las propiedades del acero (k_{ST} , ρ_{ST} , $C_{p,ST}$), se denotan con el subíndice ST.

Despejando la temperatura en del nodo M+2, en el momento p+1 de la Ec. 3.11, se obtiene la Ec. 3.12, en la cual dicha temperatura se calcula a partir de las temperaturas de la lámina de acero ($T_{ST,M+2}$ y $T_{ST,M+1}$) y del aire interior (T_{air}) del refrigerador en los momentos anteriores "p". La temperatura también se expresa en función del número de Fourier (FO_{ST}) y del número de Biot (Bi_{ST}) de la lámina de acero, los cuales se calculan según las Ec. 3.13 y 3.14, debiendo cumplir los criterios de convergencia para la aplicación del método de diferencias finitas [145,146].

$$FO_{ST} = \frac{\Delta t \cdot k_{ST}}{\Delta x^2 \cdot \rho_{ST} \cdot C_{p,ST}} \quad (3.13)$$

$$Bi_{ST} = \frac{\Delta x \cdot h_{ST}}{k_{ST}} \quad (3.14)$$

3.2.3 PROPIEDADES TERMO FÍSICAS DE LOS PCM

El rango de temperatura de cambio de fase, elegido para los PCMs incluidos en el modelo, ha sido de 0 a 10°C, esto teniendo en cuenta dos factores principales: 1) Las aplicaciones analizadas en el capítulo 6 de esta tesis corresponden a la preservación de productos entre 0 y 13°C; y 2) la opción de integración del PCM seleccionada para el refrigerador ha sido la de PCM encapsulado en panel, dispuesto verticalmente, entre el evaporador en pared y el interior de la celda refrigerada. Para esta opción de integración la temperatura de cambio de fase del PCM corresponde a un valor intermedio entre la temperatura de evaporación del refrigerante y la temperatura del producto almacenado en el refrigerador solar.

Las propiedades termofísicas de los PCMs incluidos en el modelo han sido tomadas de las fichas técnicas del fabricante. En principio fueron considerados productos de tres fabricantes de PCMs en el contexto europeo: Climator de Suecia, la empresa PCM Products de Inglaterra, y la empresa Rubitherm de Alemania. Posteriormente, teniendo en cuenta los costes de los PCMs presupuestados, se preseleccionaron las empresas Climator y Rubitherm. Finalmente fue seleccionada la empresa Rubitherm de Alemania, debido a la mayor disponibilidad de información técnica del PCM, tanto vía web como proporcionada al momento de realizar el presupuesto. Adicionalmente se adquirieron dos tipos de PCMs de bajo coste disponibles en el mercado, de la empresa Tempack y de una "Marca Blanca", fabricados en Estados Unidos y España respectivamente, y de las cuales, sólo la empresa Tempack proporcionó las propiedades termo-físicas básicas del material utilizado. En la Tabla 3-1 se presentan las principales propiedades termo-físicas, de los materiales finalmente incluidos en el modelo.

Tabla 3-1. Propiedades Termo-físicas principales de los PCMs incluidos en el Modelo

Material	Unidad	Agua Destilada	Tempack Gel positivo	Rubitherm RT3HC	Rubitherm RT5HC	Rubitherm RT9
Tipo de PCM	-	Inorgánico	Inorgánico	Orgánico	Orgánico	Orgánico
Subtipo de PCM ¹	-	-	EWS	MP	MP	MP
Temperatura de cambio de fase	[°C]	0	1	0 a 4	4 a 6	2 a 11
Sub-enfriamiento	[°C]	-	-	-	-	-
Calor latente y sensible ⁴	[kJ / kg]	334.4	279	152	198	142
Calor específico (sólido)	[kJ / kg K]	2.09	2.4	2.0	2.0	2.0
Calor específico (líquido)	[kJ / kg K]	4.18	3.2	2.0	2.0	2.0
Densidad (sólido)	[kg / m ³]	900	989	880 ²	880 ²	880 ²
Densidad (líquido)	[kg / m ³]	1000	1048	770 ³	760 ³	760 ³
Conductividad térmica (sólido)	[W / m K]	1.8	2	0.2	0.2	0.2
Conductividad térmica (líquido)	[W / m K]	0.4	0.5	0.2	0.2	0.2

¹ EWS: Solución eutéctica acuosa, MP: Mezcla de parafinas; ² Valores a -15°C; ³ Valores a 20°C

⁴ Valor para el rango de temperatura indicado para el cambio de fase

La relación entre la entalpía específica y la temperatura del material se establece de forma aproximada mediante la Ec.3.15, donde h es la entalpía específica, L el calor de fusión por unidad de masa, T es la temperatura del material, T_s la temperatura por debajo de la cual el material es completamente sólido, T_l es la temperatura a partir de la cual material es completamente líquido y C_p el calor específico del material, el cual se asume constante tanto para la región sólida como la región líquida.

$$h = \begin{cases} C_p T & \text{Para } T < T_s \text{ Región sólida} \\ C_p T + \frac{T - T_s}{T_l - T_s} L & \text{Para } T_s \leq T \leq T_l \text{ Región de transición} \\ C_p T + L & \text{Para } T > T_l \text{ Región líquida} \end{cases} \quad (3.15)$$

Para el caso de los PCMs RT3HC, RT5HC y RT9, la empresa Rubitherm proporciona las curvas de variación de entalpía en función de la temperatura para la región de transición; por tanto, estos datos tabulados se utilizan en el modelo para determinar la entalpía a partir de la temperatura del material. En las Fig. 3.5 (a), (b) y (c) se presentan la distribución de entalpía específica parcial en función de la temperatura, para los PCMs mencionados, medidas con la técnica de "3-layer calorímetro". El Anexo 3.2, presenta los datos de entalpía tabulados, utilizados en el código implementado en Matlab para la simulación del sistema.

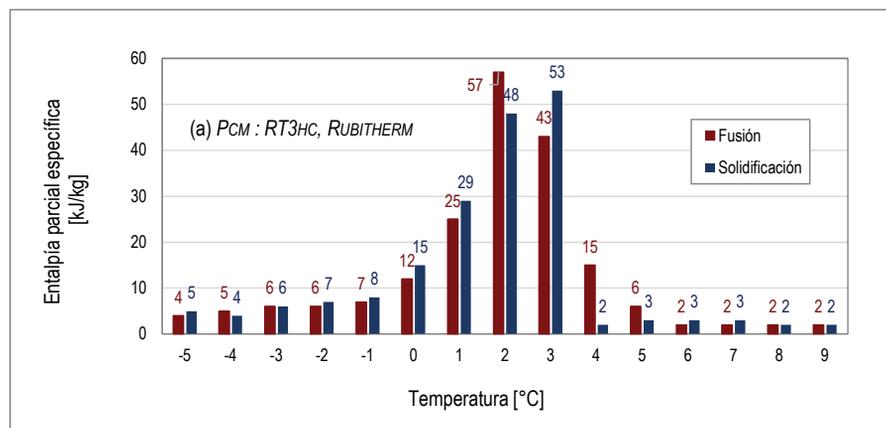


Fig. 3-5 (a). Distribución entalpía parcial específica de los PCMs incluidos en el modelo: RT3HC - Rubitherm[104]

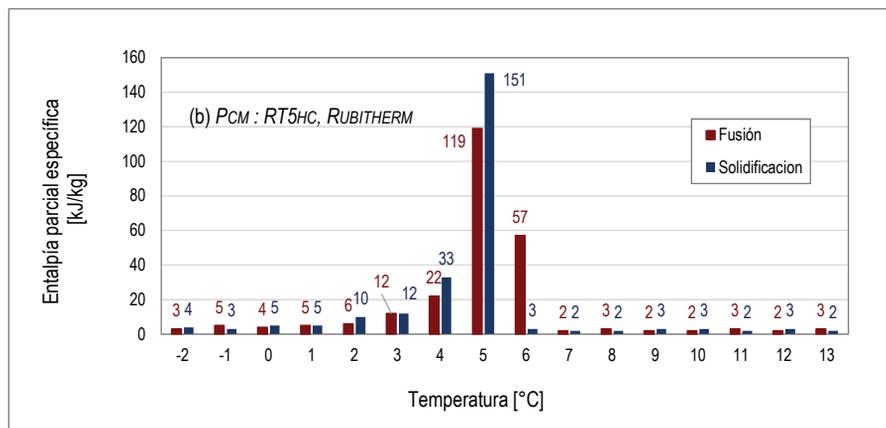


Fig. 3-5 (b). Distribución entalpía parcial específica de los PCMs incluidos en el modelo: RT5HC - Rubitherm [104]

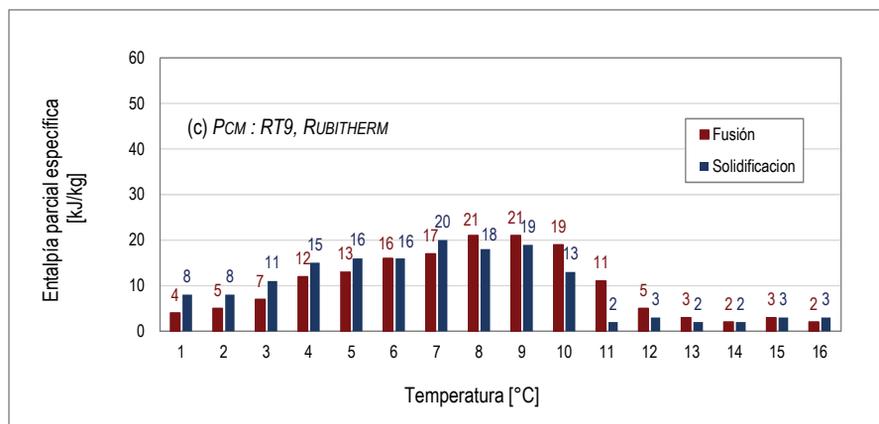


Fig. 3-5 (c). Distribución entalpía parcial específica de los PCMs incluidos en el modelo: RT9 - Rubitherm [104]

3.3 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

3.3.1 DESCRIPCIÓN SISTEMA

El modelo del sistema de refrigeración está basado en un ciclo simple de compresión mecánica de vapor, como el presentado en la Fig. 3.6. El ciclo utiliza como refrigerante el R-134a, el evaporador de pared consiste en un serpentín hecho de tubos de cobre embebido en la pared, con un diámetro externo de 7.92 mm, y con un modo de transferencia de calor por convección. El condensador es de tipo alambre y tubos (wire on tube) de cobre, con diámetros externos de 4.75 y 1 mm respectivamente, con disipación de calor por convección natural. El dispositivo de expansión es un tubo capilar, también de cobre, de diámetro exterior, 1 mm. El compresor es hermético, alternativo de pistón, fabricado por SECOP, referencia BD35F, con un volumen de desplazamiento de 2 cm³, dotado de un motor de corriente continua, de corriente continua, con dos tensiones nominales de alimentación de 12 y 24V.

El refrigerador fue adaptado, disponiendo en el techo, dos ventiladores, con el fin de mejorar el coeficiente de transferencia de calor por convección, durante el período de enfriamiento del PCM y del producto refrigerador. Los ventiladores utilizados son de corriente continua y 1.8 W de potencia cada uno.

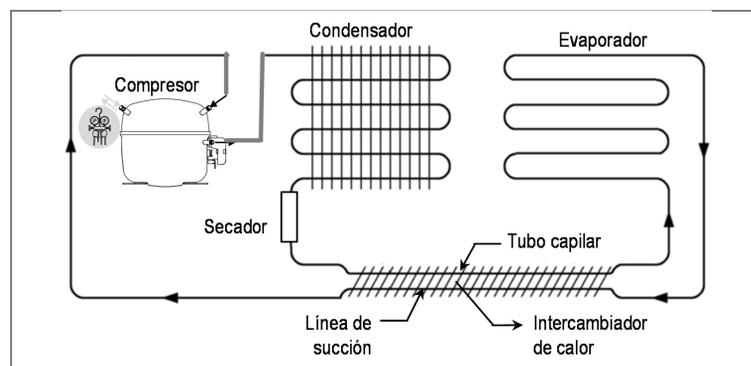


Fig. 3-6. Esquema del circuito frigorífico simple de compresión mecánica de vapor de un refrigerador Fuente: [12,21]

El control del compresor se realiza mediante la unidad electrónica marca Danfoss, 101N0210 mediante el cual puede variarse la tensión de accionamiento del compresor y su velocidad de giro, para adecuarse a la potencia eléctrica de salida del sistema fotovoltaico, así como a la demanda de refrigeración. Este controlador va acoplado a un controlador de temperatura interior del refrigerador, marca RKC, RF100, mediante el cual se realiza un control ON-OFF, definiendo la temperatura de consigna y el rango de operación (histéresis).

Como es usual en este tipo de refrigeradores, el sistema tiene un filtro-secador a la salida después del condensador, con el fin de limpiar y deshumidificar el fluido refrigerante. Por otra parte, después del secador, el tubo capilar está en contacto con la línea de succión, por lo cual, en el ciclo frigorífico hay un intercambio de calor, que permite sub-enfriar el refrigerante a la salida del condensador y elevar su temperatura a la entrada del compresor. La Tabla 3-2 resume las principales características de los componentes del sistema de refrigeración.

Tabla 3-2. Características principales de los componentes del sub-sistema de refrigeración

Elemento	Características
Celda o cabina refrigerada	Dimensiones internas: - Ancho: 1.36 m, Alto: 0.63 m, Profundidad: 0.44 m - Volumen útil: 0.349 m ³
Compresor	- Tipo: Alternativo, hermético - Fabricante: Danfoss, Model: BD35F - Voltaje nominal: 12V / 24V CC - Refrigerante: R134a, - Volumen de desplazamiento: 2 cm ³
Evaporador	- Modo de transferencia de calor: Convección forzada (adaptado) - Tipo de evaporador: Evaporador de pared, superficie: 2.033 m ² - Tubo: Diámetro externo 7.92 mm, espesor: 0.813 mm, longitud 30.29 m. - Material: Cobre
Condensador	- Modo de transferencia de calor: Convección natural - Tipo: Tubos y alambres (Wire on tube) - Tubo: Diámetro externo: 4.75 mm, espesor: 0.762 mm, longitud 13.90 m. - Alambres: Diámetro externo: 1 mm, longitud: 106.6 m, - Material: Cobre
Elemento de expansión	- Tipo: Tubo capilar - Tubos: Diámetro externo: 1 mm, cobre

3.3.2 MODELO MATEMÁTICO

3.3.2.1 COMPRESOR

La modelización del compresor se ha realizado de forma simplificada sin considerar los fenómenos transitorios, considerando una compresión no iso-entrópica y calculando la entalpía a la salida del compresor según se especifica en la siguiente ecuación:

$$h_{com,out} = h_{com,in} + \frac{h_{com,out,s} - h_{com,in}}{\eta_{is}} \cdot (1 - \gamma) \quad (3.16)$$

donde $h_{com,in}$ es la entalpía a la entrada del compresor, $h_{com,out}$ es la entalpía a salida final del compresor, $h_{com,out,s}$ corresponde a la entalpía isoentrópica, y η_{is} es el rendimiento isoentrópico del compresor. También se considera en esta ecuación, las pérdidas por transferencia de calor entre el compresor y el medio ambiente (γ) [186].

El caudal másico del refrigerante (\dot{m}_r) que circula a través del circuito de refrigeración se estima teniendo en cuenta el desplazamiento volumétrico del compresor Vol_{com} , la densidad del refrigerante a la entrada del

compresor $\rho_{com,in}$, la velocidad de giro del motor N , y el rendimiento volumétrico del compresor (η_{vol}), según se indica en la Ec.3.17 [94,187]

$$\dot{m}_r = N \cdot Vol_{com} \cdot \rho_{com,in} \cdot \eta_{vol} \quad (3.17)$$

Finalmente, la potencia eléctrica consumida por el compresor W_{com} se calcula a partir del caudal másico del refrigerante \dot{m}_r , la diferencia entre las entalpías de entrada y salida del compresor, así como el rendimiento eléctrico y mecánico del compresor (η_{com}), tal como se expresa en la Ec.3.18.

$$W_{com} = \dot{m}_r \cdot (h_{com,out} - h_{com,in}) / \eta_{com} \quad (3.18)$$

Los rendimientos, isoentrópico y volumétrico del compresor, varían en función de las condiciones de entrada y salida del compresor. Para obtener los valores correspondientes a estos rendimientos se han utilizado las curvas características del compresor, según la norma EN 12900 y AHRI 540 [20,188]. Estas normas especifican la forma de ensayo de los compresores y caracterizan su comportamiento mediante una regresión cúbica, utilizando como variables explicativas las temperaturas de evaporación (T_e) y de condensación (T_c), según indica la Ec. 3.19, donde la variable Y corresponde a la capacidad frigorífica del compresor y a la potencia eléctrica absorbida, expresando cada variable en función de sus coeficientes C_1 a C_{10} correspondientes.

$$Y = C_1 + C_2 \cdot T_e + C_3 \cdot T_c + C_4 \cdot T_e^2 + C_5 \cdot T_e \cdot T_c + C_6 \cdot T_c^2 + C_7 \cdot T_e^3 + C_8 \cdot T_c T_e^2 + C_9 \cdot T_e T_c^2 + C_{10} \cdot T_c^3 \quad (3.19)$$

Actualmente los fabricantes proporcionan estas curvas de comportamiento, Danfoss por ejemplo cuenta con la aplicación Coolselector®2 [189], que proporciona los datos para los diferentes tipos de compresores. El software de uso libre CoolPack, tiene también asociada la aplicación "IPU CompressorBD" que cuenta con una base de datos de compresores de especificaciones genéricas, y de fabricantes como Bitzer, Bock, Copeland y Danfoss; la información proporciona las curvas y tablas de comportamiento de los compresores.

Este último aplicativo (IPU CompressorBD)[190] procesa de forma automática las curvas que caracterizan el compresor y proporciona la información relativa al rendimiento volumétrico y eficiencia del compresor, con las cuales finalmente podrá modelarse este componente para las condiciones específicas de operación.

En el Anexo 3.3, se incluyen los datos obtenidos para los compresores utilizados en la simulación realizada en la presente Tesis, obtenidos a partir de la información de Coolselector®2 [189] y el aplicativo IPU CompressorBD [190].

3.3.2.2 CONDENSADOR.

La transferencia de calor entre el condensador y el ambiente se realiza mediante convección natural. Un modelo simplificado, para este elemento, se encuentra descrito en Wang et al [153] y Bakhshipour et al [176]. En estos modelos simplificados la transferencia de calor del condensador al ambiente se considera unidimensional y no se toma en cuenta la caída de presión a lo largo del condensador.

Puesto que el refrigerante entra al condensador como fluido sobrecalentado y sale como líquido sub-enfriado, para su modelado se han considerado tres zonas: zona de vapor sobrecalentado, zona de fluido bifásico y zona de fluido sub-enfriado, denotados por sus siglas en inglés con los subíndices sh, tp y scl respectivamente. En la zona de vapor sobrecalentado, el fluido refrigerante entra como vapor sobrecalentado, y sale como vapor saturado. En la zona de cambio de fase, el refrigerante entra como vapor saturado y sale como líquido saturado; y finalmente en la zona de líquido sub-enfriado, el fluido refrigerante entra como líquido saturado y sale como líquido sub-enfriado.

Para cada zona se realiza el balance de energía correspondiente según las Ec. 3.20, 3.21 y 3.22. Donde q es la tasa de calor transferido, $h_{c,in}$ y $h_{c,out}$ corresponden a las entalpías específicas de entrada y salida respectivamente de cada zona analizada del condensador (sh, tp y scl), y asimismo T_c, U_c y A_c corresponden a la temperatura media del fluido refrigerante, el coeficiente global de transferencia de calor y el área en el lado de refrigerante en el condensador, para cada una de las zonas; \dot{m}_r corresponde al caudal del refrigerante en el circuito frigorífico y finalmente T_{ex} corresponde a la temperatura del ambiente exterior.

$$q_{c,sh} = \dot{m}_r \cdot (h_{c,in,sh} - h_{c,out,sh}) = U_{c,sh} \cdot A_{c,sh} \cdot (T_{c,sh} - T_{ex}) \quad (3.20)$$

$$q_{c,tp} = \dot{m}_r \cdot (h_{c,in,tp} - h_{c,out,tp}) = U_{c,tp} \cdot A_{c,tp} \cdot (T_{c,tp} - T_{ex}) \quad (3.21)$$

$$q_{c,sc} = \dot{m}_r \cdot (h_{c,in,sc} - h_{c,out,sc}) = U_{c,sc} \cdot A_{c,sc} \cdot (T_{c,scl} - T_{ex}) \quad (3.22)$$

Los coeficientes globales de transferencia de cada zona se estiman utilizando la Ec. 3.23, aplicable a tubos en los cuales la transferencia de calor se realiza mediante convección natural hacia el ambiente exterior y mediante convección forzada hacia el interior. En esta ecuación $r_{c,i}$ y $r_{c,ex}$ representan los radios interior y exterior de la zona de condensador analizada, $A_{c,i}$ y $A_{c,ex}$ corresponden a las áreas interior y exterior, $\alpha_{c,i}$ y $\alpha_{c,ex}$ corresponden a los coeficientes de transferencia de calor por convección interna y externa y finalmente $Long$, corresponde a la longitud del condensador. Estos últimos coeficientes se estiman aplicando las correlaciones reseñadas en la Tabla 3-3 de la sección 3.3.2.5

$$A_c = A_c^{-1} \cdot \left[\frac{1}{A_{c,i} \cdot \alpha_{c,i}} + \frac{\ln(r_{c,ex}/r_{c,i})}{2\pi \cdot k \cdot Long_{c,ex}} + \frac{1}{A_{c,ex} \cdot \alpha_{c,ex}} \right]^{-1} \quad (3.23)$$

Finalmente la tasa de calor total transferido desde el condensador hacia el ambiente exterior corresponde a la suma de las tasas de calor transferido en cada una de las zonas del condensador según se indica en la Ec.3.24.

$$q_{c,total} = q_{c,sh} + q_{c,tp} + q_{c,scl} \quad (3.24)$$

Una modelización más detallada del condensador puede realizarse utilizando el software IMST-ART [191], en el cual se configura con mayor detalle el condensador, no se desprecian las caídas de presión y se modeliza el condensador utilizando un modelo matemático basado en elementos finitos y teniendo en cuenta además las ecuaciones de continuidad y conservación del momento en el lado del fluido refrigerante. El estudio realizado en la tesis, consideró primero este modelo simplificado y posteriormente se realizó un estudio de sensibilidad en el software IMST-ART (Anexo 3.4).

3.3.2.3 TUBO CAPILAR

Para modelizar el tubo capilar se ha considerado una expansión isoentálpica según la Ec. 3.25, donde $h_{tcap,in}$ y $h_{tcap,out}$, corresponden a las entalpías específicas a la entrada y salida del tubo capilar.

$$h_{tcap,in} = h_{tcap,out} \quad (3.25)$$

3.3.2.4 EVAPORADOR

El modelo utilizado para el evaporador es un modelo simple basado en el coeficiente global de transferencia de calor (U_{ev}), el cual se define para un valor constante, tal como lo plantearon Coberan et al [186] y Montes et al [192], calculando el calculando posteriormente el intercambio de calor mediante el método ϵ -NTU teniendo en cuenta los valores de salida de los fluidos primario y secundario. La transferencia estacionaria de calor desde

el evaporador embebido en la pared hacia el ambiente exterior y el panel de PCM considera un modelo de resistencias térmicas según la Ec. 3.26.

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{\alpha_{ex}} + \frac{x_{st,ex}}{k_{st,ex}} + \frac{x_{e,w}}{k_{e,w}} + \frac{1}{\alpha_{e,r}} + \frac{x_{e,w}}{k_{e,w}} + \frac{x_{al}}{k_{al}} + \frac{x_{pcm}}{k_{pcm}} + \frac{x_{st,i}}{x_{st,i}} + \frac{1}{\alpha_i} \quad (3.26)$$

El coeficiente de convección en el interior del refrigerante ($\alpha_{e,r}$) se calcula aplicando la Ec. 3.27, donde Nu_d es el número de Nusselt calculado para el tubo de diámetro d , $k_{e,w}$ es la conductividad térmica de la pared del tubo de evaporador y $d_{e,i}$ es su diámetro interior. El número de Nusselt en este caso se calcula aplicando la correlación de Dittus-Boettler según la Ec 3.28, y el número de Reynolds, se calcula con la bien Ec. 3.29.

$$\alpha_{e,r} = Nu_d \cdot k_{e,w} / d_{e,i} \quad (3.27)$$

$$Nu_d = 0.023 Re^{4/5} Pr^{2/5} \quad (3.28)$$

$$Re = \rho v d_{e,i} / \mu \quad (3.29)$$

Al igual que en el caso del condensador, mediante el software IMST-ART [9], es posible realizar una modelización más detallada, aplicando el método de elementos finitos, y considerando la caída de presión, y el régimen de flujo en cada elemento con el fin de establecer las correlaciones adecuadas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interior. Igualmente se consideran las ecuaciones de las ecuaciones de continuidad y conservación del momento en el lado del fluido refrigerante. En el marco de la tesis se realizó primero un cálculo base utilizando el modelo simplificado, y finalmente se realizó un estudio de sensibilidad utilizando el software IMST-ART (Anexo 3.4).

3.3.2.5 CORRELACIONES UTILIZADAS

El evaporador y el condensador se han modelado teniendo en cuenta las correlaciones de transferencia de calor para fluidos en evaporación y condensación, aplicadas en el software IMST ART, resumidas en la Tabla 3-3.

Tabla 3-3. Correlaciones utilizadas en el evaporador y el condensador

Intercambiador	Tipo	Coeficiente de Transferencia de Calor			Caída de presión		
		Una fase	Dos fases	Fluido secundario	Una fase	Dos fases	Fluido secundario
Evaporador	Tubos (Coil)	Gnielinski [193] 1	VDI-NB+FC [194] 2	Chi-Chuan Wang (2000)3	Churchill [195]	Friedel [196]	-
Condensador	Tubos y alambres	Gnielinski [193] 1	Cavallini [197]	Melo y Hemes [198]	Churchill [195]	Friedel [196]	-

1 Correlaciones de Gnielinski adaptadas en el programa IMST-ART [199]

2 Correlaciones para Ebullición nucleada (NB) y convección forzada (FC) [194]

3 Correlaciones Chi-Chuan Wang, adaptadas en el programa IMST-ART [199], para aire seco [200,201] y aire húmedo [202].

3.4 CELDA REFRIGERADA

La temperatura del aire interior del refrigerador se ha calculado a partir del balance de energía en la celda refrigerada¹¹. Para ello se ha calculado los diferentes componentes de la carga térmica del refrigerador, de acuerdo a los estándares de ASHRAE [12], incluyendo las ganancias por transmisión de calor a través de los cerramientos (q_{Losses}), la carga térmica debida al producto almacenado o refrigerado (q_{pr}), las ganancias de

¹¹ En inglés: "Refrigerated cabinet" según el International Institute of Refrigeration, también denominado como "Refrigerated cell" en diferentes artículos científicos

calor debidas a los equipos internos en el refrigerador (q_{Int}), y las ganancias de calor por infiltraciones y renovaciones de aire (q_{Inf}). La Fig. 3.7 presenta esquemáticamente los diferentes componentes de la carga térmica del refrigerador.

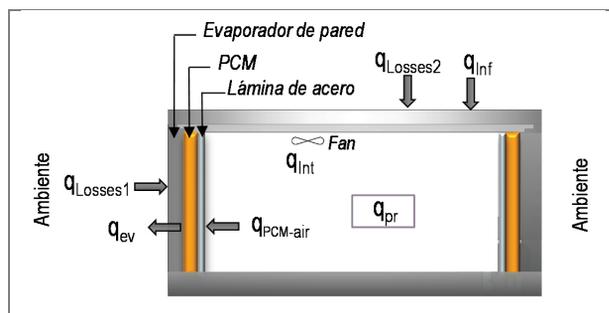


Fig. 3-7. Componentes de la carga térmica del refrigerador

En relación a las ganancias de calor por transmisión, el modelo considera las ganancias de calor a través de los cerramientos verticales ($q_{Losses1}$), así como a través de los cerramientos horizontales ($q_{Losses2}$). Las primeras ($q_{Losses1}$) fueron consideradas en el balance de energía del panel de PCM (apartado 3.2), en tanto las segundas ($q_{Losses2}$) se han incluido en el balance de energía de la celda de refrigerada.

De acuerdo a lo anterior y teniendo en cuenta los componentes de la carga térmica, el balance de energía en la celda refrigerada puede expresarse según la Ec.3.30, donde $q_{PCM-air}$, corresponde a la transferencia de calor entre el panel del PCM y el aire interior del refrigerador.

$$q_{PCM-air} = q_{Losses2} + q_{pr} + q_{Int} + q_{Inf} \quad (3.30)$$

Las ganancias de calor a través de los cerramientos horizontales ($q_{Losses2}$), se calculan aplicando la Ec. 3.31, donde U_{Ref2} corresponde al coeficiente de transmisión global a través de estos cerramientos, A_{Ref2} , al área de dichos cerramientos, T_{ex} , la temperatura ambiente y T_i , la temperatura media en el interior de la celda refrigerada.

$$q_{Losses2} = U_{Ref2} \cdot A_{Ref2} \cdot (T_{ex} - T_i) \quad (3.31)$$

La carga térmica debida al producto almacenado o refrigerado contempla en el modelo sólo el calor sensible, pues para el caso de productos refrigerados a temperaturas superiores a 0°C , se considera que no hay cambio de fase. De esta manera la carga térmica debida al producto almacenado (q_{pr}) se calcula a partir de la Ec. 3.32, donde m_{pr} y $C_{p,pr}$ corresponden a la masa y al calor específico del producto respectivamente, $T_{pr,p}$ y $T_{pr,p+1}$, representan la temperatura inicial y final del producto, del intervalo de tiempo de duración Δt , entre los momentos p y $p+1$.

$$q_{pr} = \frac{C_{p,pr} m_{pr} (T_{pr}^{p+1} - T_{pr}^p)}{\Delta t} \quad (3.32)$$

A esta carga térmica también es posible adicionar la carga debida a la respiración del producto, no obstante, para simplificar el análisis no se ha incluido, pues se supone que los productos a almacenar son terminados y empacados, por lo que no suponen una carga adicional de respiración.

En relación a las ganancias de calor debido a los equipos internos (q_{Int}), en ese caso solo se consideran dos ventiladores de pequeña potencia (1.8 W cada uno), usados para realizar la transferencia de calor por convección forzada en el interior de la celda refrigerada. Estos ventiladores sólo funcionan durante el período enfriamiento y carga del refrigerador, es decir, mientras el compresor está encendido.

Finalmente, las ganancias de calor debido a infiltraciones y renovaciones de aire (q_{Inf}), se han estimado considerando una tasa constante de renovaciones hora en el refrigerador y aplicando la Ec. 3.33, donde h_{ex} es la entalpía específica del aire exterior, h_i a la entalpía específica media del aire interior, ρ_{air} es la densidad media del aire interior, Vol_{Ref} es el volumen útil del refrigerador, y NRH el número de renovaciones de aire realizado cada hora.

$$q_{Inf} = \frac{NRH \cdot Vol_{Ref} \cdot \rho_{air} (h_{ex} - h_i)}{3600} \quad (3.33)$$

3.5 SISTEMA FOTOVOLTAICO

3.5.1 MÓDULOS FOTOVOLTAICOS

Para el módulo fotovoltaico se ha usado el modelo de 5 parámetros de Duffie y Beckman [203], incluyendo las modificaciones de De Soto et al [204]. Este modelo (Fig. 3-8) consta de una fuente de voltaje, un diodo conectado en paralelo, y dos resistencias, una en serie (R_S) y otra en paralelo (R_P), pudiendo aplicarse tanto a una célula fotovoltaica individual como a un módulo fotovoltaico, o un conjunto de paneles fotovoltaicos.

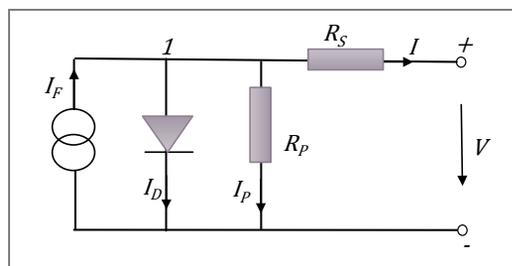


Fig. 3-8. Modelo del panel fotovoltaico
Fuente: [203,204].

Mediante la resistencia en serie se considera la caída de tensión debida a la resistencia de los materiales semiconductores de las células fotovoltaicas, la resistencia de los colectores metálicos (superior e inferior), y en general a las resistencias de los contactos y conexiones metálicas que se realizan en el módulo. De otra parte, mediante la resistencia en paralelo, se considera las corrientes de fuga del sistema. En el módulo fotovoltaico ideal, la resistencia en serie (R_S) es nula y la resistencia en paralelo (R_P) es infinita, y por tanto, el voltaje producido por el módulo (V) correspondería al voltaje de circuito abierto del módulo fotovoltaico (V_{oc}).

Para desarrollar el modelo, se aplica en primer lugar la ley de Kirchof en el nodo 1, de modo que la corriente de salida del sistema I , que circula a través de la resistencia en serie, se expresa según la Ec. 3.41, donde I_F corresponde a la corriente producida por efecto fotovoltaico, I_D corresponde a la corriente de saturación inversa del diodo, e I_P corresponde a la corriente que circula por la resistencia en paralelo.

$$I = I_F - I_D - I_P \quad (3.41)$$

El voltaje en bornes del diodo (V_D) es el mismo voltaje en bornes de la resistencia en paralelo (V_P), y corresponde al voltaje en el nodo 1, el cual puede expresarse según la expresión:

$$V_P = V_D = V + I \cdot R_S \quad (3.42)$$

La corriente (I_P) que circula por la Resistencia en paralelo (R_P) corresponde a relación entre la tensión en bornes de esta resistencia (V_P) y el valor de la misma resistencia, por tanto, esta corriente se expresa de acuerdo a la Ec. 3.43.

$$I_P = \frac{V_P}{R_P} = \frac{V + I \cdot R_S}{R_P} \quad (3.43)$$

Para calcular la corriente que circula por el diodo, uno de los modelos más aplicados es el del Shockley [56,205], en el cual esta corriente está dada por la expresión indicada en la Ec. 3.44.

$$I_D = I_{SD} \cdot (e^{\frac{q \cdot V_D}{\varepsilon_D \cdot \sigma \cdot T_C}} - 1) \quad (3.44)$$

en donde, I_{SD} corresponde a la corriente de saturación inversa del diodo, V_D es la diferencia de tensión entre sus bornes, q es la carga del electrón, σ es la constante de Staphan Boltzmann, T_C es la temperatura absoluta de la celda o módulo fotovoltaico, y ε_D es el coeficiente de emisividad del diodo, el cual depende del material y del proceso de fabricación del diodo.

Expresando el voltaje en bornes del diodo según la Ec. 3.42 y agrupando los coeficientes del exponente en "a", la Ec. 3.44, se puede re-expresar según la Ec. 3.45.

$$I_D = I_{SD} \cdot (e^{\frac{V + I \cdot R_S}{a}} - 1) \quad (3.45)$$

Donde el parámetro "a" está dado por la Ec.3.46, en la cual se ha introducido, además, el parámetro que corresponde al número de módulos fotovoltaicos (N_F) conectados en serie en el campo de producción fotovoltaica.

$$a = \frac{N_F \cdot \varepsilon_D \cdot \sigma \cdot T_C}{q} \quad (3.46)$$

De esta manera, la corriente de salida del modelo puede expresarse según la Ec. 3.47, al reemplazar las ecuaciones 3.43 y 3.45 en la expresión:

$$I = I_F - I_{SD} \cdot \left(e^{\frac{V + I \cdot R_S}{a}} - 1 \right) - \frac{V + I \cdot R_S}{R_P} \quad (3.47)$$

La resolución de esta ecuación exige el conocimiento de *los cinco parámetros del modelo*: (1) La resistencia en serie (R_S), (2) la resistencia en paralelo (R_P), (3) la corriente producida por efecto fotovoltaico (I_F) para las condiciones de referencia, (4) la corriente de saturación inversa del diodo (I_{SD}) para unas condiciones de referencia, y finalmente el factor "a", definido en la Ec. 3.46.

El cálculo de los cinco parámetros se realiza a partir de las características técnicas del módulo fotovoltaico, disponibles en las fichas técnicas del producto, las cuales normalmente incluyen la información del relativa a tres condiciones de operación (corto circuito, circuito abierto y punto de máxima potencia). Todos los datos se proporcionan para las condiciones estándar de ensayo o por sus siglas en inglés (STC -Standard Test

Conditions). Estas condiciones de referencia corresponden a una radiación solar incidente de 1000 W/m^2 , una temperatura del módulo de 25°C y un AM^{12} de 1.5.

Para la *condición de circuito abierto*, la corriente I es nula, y puesto que se conoce el voltaje de circuito abierto a las condiciones de referencia ($V_{OC,REF}$), puede obtenerse la Ec. 3.48, a partir de la Ec.3.47.

$$0 = I_{F,REF} - I_{SD,REF} \cdot \left(e^{\frac{V_{OC,REF}}{a_{REF}}} - 1 \right) - \frac{V_{OC,REF}}{R_{P,REF}} \quad (3.48)$$

De forma similar para la *condición de corto circuito*, el voltaje, V es nulo, y se conoce la corriente de corto circuito a las condiciones de referencia ($I_{SC,REF}$), con lo cual, reemplazando los valores correspondientes en la Ec. 3.47, se obtiene la Ec. 3.49.

$$I_{SC,REF} = I_{F,REF} - I_{SD,REF} \cdot \left(e^{\frac{I_{SC,REF} \cdot R_{S,REF}}{a_{REF}}} - 1 \right) - \frac{I_{SC,REF} \cdot R_{S,REF}}{R_{P,REF}} \quad (3.49)$$

En el *punto de máxima potencia*, se conoce tanto el voltaje ($V_{MP,REF}$) como la corriente ($I_{MP,REF}$), a las condiciones de referencia; por tanto, al reemplazar los valores correspondientes en la Ec. 3.47, se obtiene la Ec. 3.50

$$I_{MP,REF} = I_{F,REF} - I_{SD,REF} \cdot \left(e^{\frac{V_{MP,REF} + I_{MP,REF} \cdot R_{S,REF}}{a}} - 1 \right) - \frac{V_{MP,REF} + I_{MP,REF} \cdot R_{S,REF}}{R_{P,REF}} \quad (3.50)$$

Para calcular los cinco parámetros del modelo es necesario conocer dos condiciones más de operación, además de las tres anteriormente indicadas. Para ello la cuarta condición se obtiene, derivando la Potencia eléctrica (W) en función del voltaje (V), tal como se muestra a continuación.

$$\frac{dW}{dV} = \frac{d(V \cdot I)}{dV} = I + V \cdot \frac{dI}{dV} \quad (3.51)$$

Derivando la corriente respecto al voltaje, en la Ec.3.47, y realizando el reemplazo correspondiente en la Ec. 3.51 se obtienen las ecuaciones 3.52 y 3.53.

$$\frac{dI}{dV} = \frac{\frac{I_{SD}}{a} \cdot e^{\frac{V+I \cdot R_S}{a}} + \frac{1}{R_P}}{1 + \frac{I_{SD} \cdot R_S}{a} \cdot e^{\frac{V+I \cdot R_S}{a}} + \frac{R_S}{R_P}} \quad (3.52)$$

$$\frac{dW}{dV} = I - V \cdot \frac{\frac{I_{SD}}{a} \cdot e^{\frac{V+I \cdot R_S}{a}} + \frac{1}{R_P}}{1 + \frac{I_{SD} \cdot R_S}{a} \cdot e^{\frac{V+I \cdot R_S}{a}} + \frac{R_S}{R_P}} \quad (3.53)$$

Puesto que, en el punto de máxima potencia, la derivada de la potencia con respecto al voltaje es cero, para los módulos de silicio cristalino; si se reemplazan los valores correspondientes en la Ec. 3.53, se obtiene la expresión final de la cuarta condición (Ec. 3.54)

¹² AM indica la proporción de masa de aire en la que incide radiación solar verticalmente a nivel del mar.

$$0 = I_{F,REF} - V_{MP,REF} \cdot \frac{\frac{I_{SD,REF}}{a_{REF}} \cdot e^{\frac{V_{MP,REF} + I_{MP,REF} R_{S,REF}}{a_{REF}}} + \frac{1}{R_{P,REF}}}{1 + \frac{I_{SD,REF} \cdot R_{S,REF}}{a_{REF}} \cdot e^{\frac{V_{MP,REF} + I_{MP,REF} R_{S,REF}}{a_{REF}}} + \frac{R_{S,REF}}{R_{P,REF}}} \quad (3.54)$$

La quinta ecuación puede obtenerse estimando la Resistencia en paralelo del modelo (R_p), a partir del inverso de derivada de la corriente respecto al voltaje, propuesta por Fry [206], según se indica en la Ec. 3.55. Finalmente, reemplazando la Ec. 3.53 en la Ec. 3.55, se obtiene la Ec. 3.56.

$$R_p = \frac{-1}{\left. \frac{dI}{dV} \right|_{V=0}} \quad (3.55)$$

$$R_{p,REF} = \frac{1 + \frac{I_{SD,REF} \cdot R_{S,REF}}{a_{REF}} \cdot e^{\frac{I_{R,S,REF}}{a_{REF}}} + \frac{R_{S,REF}}{R_{P,REF}}}{\frac{I_{SD,REF}}{a_{REF}} \cdot e^{\frac{I_{R,S,REF}}{a_{REF}}} + \frac{1}{R_{P,REF}}} \quad (3.56)$$

Para resolver el grupo de cinco ecuaciones, correspondientes a las condiciones señaladas, debe utilizarse un método numérico de resolución. A este respecto el software de simulación dinámica TRNSYS 18, proporciona el archivo PV_REF_PARAMS.exe, elaborado en EES, mediante el cual se resuelve el sistema de ecuaciones, introduciendo directamente las características técnicas del módulo fotovoltaico a las condiciones de referencia. Una vez calculados los 5 parámetros del modelo, se utiliza el Type 194, del software de simulación dinámica TRNSYS, para cuantificar la producción campo de captación fotovoltaica, para las condiciones diferentes a las de referencia, introduciendo parámetros adicionales proporcionados en la ficha técnica del producto, tales como el área del módulo fotovoltaico, número de módulos fotovoltaicos, el coeficiente de variación por temperatura del voltaje de circuito abierto ($\theta_{V_{OC}}$) y el coeficiente de variación de temperatura de la corriente de corto circuito ($\theta_{I_{SC}}$). Finalmente, a partir de producción fotovoltaica, calculada hora a hora, mediante el citado software, es necesario crear un archivo de datos de producción fotovoltaica, el cual es utilizado como "input" en el modelo principal, implementado en Matlab.

3.5.2 OTROS COMPONENTES DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO

Los otros componentes del sistema fotovoltaico, incluyendo las baterías eléctricas, y el regulador/controlador de carga fueron simulados utilizando los modelos existentes en el software de simulación dinámica TRNSYS 16. En concreto los componentes utilizados fueron el "Type 47a" para las baterías eléctricas y el "Type 48b" para el controlador/regulador de carga.

El modelo de la carga de baterías considera un valor global de eficiencia en la carga /descarga de las baterías (η_{bat}); mientras el regulador controla el estado fraccional de carga (FS), manteniéndola entre un valor mínimo (FS_{dch}) y un valor máximo de (FS_{ch}). Por otra parte, las baterías, sólo pueden iniciar la descarga siempre que el estado fraccional de carga sea igual o mayor al valor FS_b . Además, el controlador de carga también realiza la conversión de corriente continua a continua (CC/CC) con una eficiencia global (η_{reg}). La Tabla 3-4 presenta los valores utilizados en el modelo para los diferentes parámetros.

Tabla 3-4. Valores de parámetros considerados en los modelos de baterías eléctricas y regulador de carga

Descripción	Valor
Valor mínimo del estado fraccional de carga (FS_{dch})	0.30 a 0.50
Valor máximo del estado fraccional de carga (FS_{ch})	1.00
Valor estado fraccional de carga a partir del cual se permite iniciar la descarga (FS_b)	0.85
Eficiencia global de la carga / descarga de las baterías (η_{bat})	0.85
Eficiencia global del regulador (η_{reg})	0.95

La simulación del modelo con baterías eléctricas se realizó directamente en TRNSYS. En este caso como paso previo, se obtiene un perfil de demanda de potencia, el cual se crea a partir de la simulación detallada del sistema, realizada en el programa principal implementado en Matlab. La Fig 3.9 muestra el modelo elaborado en TRNSYS.

Además de los Type 194, 47a y 48 b utilizados para simular el campo fotovoltaico, las baterías eléctricas y el regulador de carga, se utilizaron los siguientes componentes complementarios: el Type 15-3, mediante el cual se lee la información del archivo de datos climáticos y se procesan los datos de radiación solar la inclinación y orientación elegida; el Type 9c, a través del cual se lee los datos del perfil de demanda de potencia, previamente creado en el programa principal implementado en Matlab; los componentes "Equa", en los cuales se procesan los datos del sistema y se simula el panel o cuadro eléctrico; el Type 65d, correspondiente al ploter on-line, y finalmente el Type 25c, mediante los cuales se generan archivos de salida con los resultados minuto a minuto, hora a hora y mensuales.

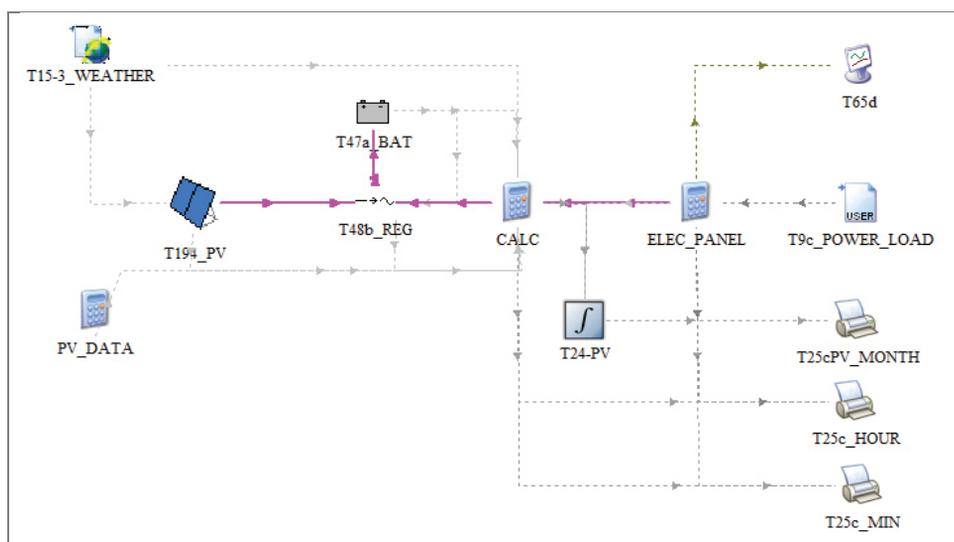


Fig. 3-9. Modelo sistema fotovoltaico implementado en TRNSYS

3.6 SISTEMA DE CONTROL Y ESTRATEGIA DE OPERACIÓN

El sistema de control definido para el refrigerador consta de 3 componentes principales (Fig. 3-10): Un control ON-OFF mediante el cual se mantiene la temperatura interior del refrigerador dentro de un rango de operación deseado, una unidad de control electrónica, mediante la cual se varía la velocidad de giro del compresor, y un Interruptor horario, mediante el cual podrá programarse el encendido del equipo en horario pre-determinado.

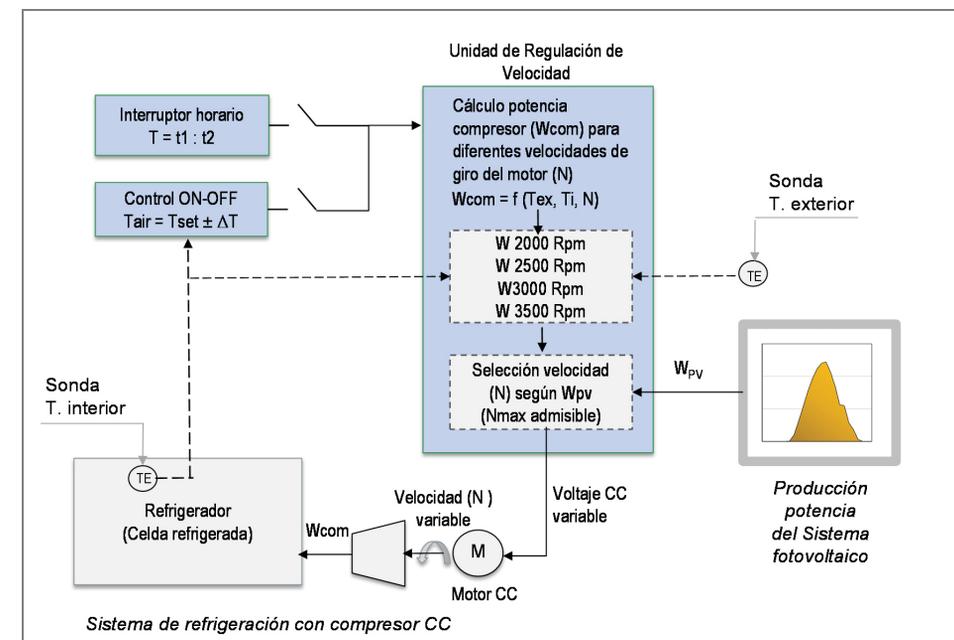


Fig. 3-10. Esquema sistema de control refrigerador solar

El control ON-OFF es un control digital, a través del cual podrá establecerse la temperatura de consigna (T_{set}) en el interior del refrigerador, así como la histéresis de operación (ΔT), definiendo con ello el rango de operación deseado del refrigerador ($T_{set} \pm \Delta T$). El control recibirá la señal de temperatura mediante una sonda, PT100 o de un termopar tipo T, en función de la precisión deseada y de la sensibilidad del producto a preservar. Cuando este control está en ON, el compresor se pone en marcha, de manera que la temperatura se reduce hasta llegar al valor mínimo deseado ($T_{set} - \Delta T$), momento en el cual pasa a estado OFF. Posteriormente la temperatura sube progresivamente hasta alcanzar el valor máximo deseado ($T_{set} + \Delta T$), momento en el cual el control para nuevamente a ON.

La unidad electrónica de control podrá variar la velocidad del motor del compresor, a 4 velocidades: 2000, 2500, 3000 y 3500 min^{-1} , pudiendo regularse la potencia eléctrica demandada por el compresor; adaptándola según la potencia producida por el sistema fotovoltaico.

De acuerdo a la Ec. 3.19, para cada velocidad de giro del motor, la potencia consumida por el compresor depende también de las temperaturas de evaporación y condensación. Teniendo en cuenta esta característica, en cada paso tiempo de la simulación dinámica del sistema, se calculará la potencia eléctrica demanda por el refrigerador para cada velocidad de giro, denotándolas como W_{2000} , W_{2500} , W_{3000} y W_{3500} y seleccionando la máxima posible en función de la producción fotovoltaica disponible. En este cálculo, se asume una temperatura de evaporación, 10°C inferior a la temperatura de consigna; y una temperatura de condensación 10°C superior a la temperatura ambiente.

Finalmente, el Interruptor horario, actuará en paralelo con el Control ON-OFF, de tal forma podrá programarse un horario de encendido matutino del refrigerador a una hora pre-establecida según las condiciones climáticas de cada localidad. De esta manera se evitan retrasos en el encendido del sistema, que pudieran lugar a una carga incompleta del panel de PCM durante el día, con el consecuente déficit de energía térmica almacenada en el PCM para atender adecuadamente la carga térmica del sistema durante la noche.

En el Anexo 3.5 se presenta el diagrama de flujo implementado del modelo implementado en Matlab, en el cual se incluye la lectura de datos externos (producción fotovoltaica generada en Trnsys, datos climáticos, tablas de propiedades del PCM, curvas y tablas de comportamiento del compresor y del refrigerador), así como el bloque iterativo principal del modelo, dentro del cual se incluye el bloque de control descrito en el presente apartado.

3.7 INDICADORES

La definición de indicadores de desempeño de los refrigeradores no sólo está basada en el Coeficiente de Operación (COP) del ciclo frigorífico, sino también en las características de sus ciclos de funcionamiento, según se indica en la norma EN 62552 [183] y diferentes estudios revisados en la presente tesis. En general el funcionamiento del refrigerador se caracteriza por tener un ciclo inicial y los subsiguientes ciclos de mantenimiento, tal como se ilustra en la Fig. 3-11.

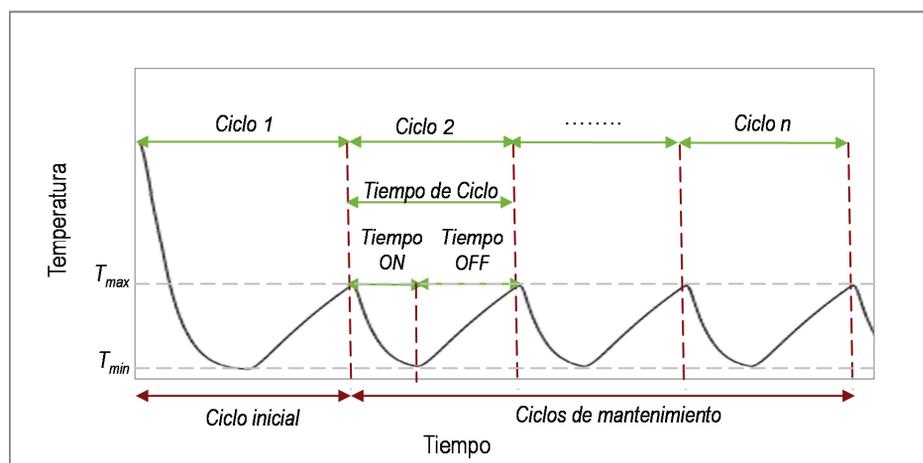


Fig. 3-11. Ciclos de funcionamiento típicos de un refrigerador

En el ciclo inicial el producto a refrigerar se introduce al refrigerador, normalmente a temperatura ambiente, de manera que el compresor se pone en marcha (ON) hasta que el producto alcanza la temperatura mínima permitida (T_{min}). Una vez el compresor para (OFF), la temperatura del producto sube nuevamente hasta alcanzar la temperatura máxima (T_{max}).

Después del ciclo inicial continúan los ciclos de mantenimiento, en los cuales, se inicia con una temperatura interior igual al valor máximo permitido (T_{max}), por lo cual el compresor está alternativamente en marcha (ON) y parado (OFF) manteniendo siempre la temperatura interior entre los valores mínimo (T_{min}) y máximo (T_{max}) permitidos.

Cada ciclo de mantenimiento tiene una duración total de ciclo (Tiempo de Ciclo), que corresponde a la suma del tiempo durante el cual el compresor está encendido (Tiempo ON) y el tiempo durante el cual está apagado (Tiempo OFF).

La norma EN 62552 [183] indica que la evaluación de los refrigeradores, debe realizarse bajo condiciones estables de funcionamiento, es decir, se centra en la evaluación de los ciclos de mantenimiento. Es por ello que los indicadores de desempeño de refrigerador en la presente tesis serán calculados para este tipo de ciclos de funcionamiento del refrigerador.

Otros indicadores relevantes son el número de operaciones ON-OFF diarios del compresor, así como el número de horas diarias que permanece encendido, puesto que inciden sobre su vida útil.

Para evaluar la eficacia del almacenamiento térmico mediante el panel del PCM, con un material de cambio de fase determinado, se calculó el ratio entre la demanda térmica diaria de energía y la capacidad de almacenamiento térmico teórico del PCM. (Ec. 3.43). Para cuantificar la capacidad de almacenamiento térmico del panel de PCM se tiene en cuenta tanto el espesor del PCM, el área total en contacto con el evaporador, la densidad en estado líquido y sólido, y el rango de temperatura de trabajo según la aplicación analizada.

$$Ratio_{Q_{SYS}-Q_{PCM}} = \frac{Q_{SYS}}{Q_{PCM}} \quad (3.43)$$

De otra parte, la evaluación de los sistemas de producción de energía mediante energía solar, típicamente se realiza, utilizando como indicador el Factor de Cobertura Solar (FCS), el cual indica el porcentaje de la energía demandada por el sistema que atiende efectivamente el sistema solar.

En este caso, al tratarse de un refrigerador solar aislado de la red eléctrica, se entiende que el sistema fotovoltaico deberá atender toda la energía demandada, y por tanto, el funcionamiento adecuado del refrigerador, requiere siempre un FCS del 100%.

Además de los indicadores previamente indicados, la producción de energía eléctrica del sistema fotovoltaico y el desempeño del sistema global será evaluado, utilizando los indicadores complementarios indicados en la Tabla 3-6; en la cual se incluyen: el porcentaje de producción de baja potencia que no puede ser utilizada en forma directa para accionar al refrigerador, el porcentaje de sobreproducción de energía eléctrica del sistema fotovoltaico, durante los días inicial y de mantenimiento y finalmente el porcentaje de tiempo durante el cual la temperatura del refrigerador se encuentra fuera de rango, superando el valor máximo de temperatura deseado

Tabla 3-6. Indicadores complementarios para evaluar la producción del sistema fotovoltaico y el desempeño del sistema

Indicador	Objetivo del indicador
% Producción PV de baja potencia	Cuantificar el porcentaje de energía eléctrica producida por el sistema fotovoltaico, cuya potencia está por debajo del valor mínimo requerido para accionar el refrigerador, y que por tanto, no puede utilizarse de forma directa
% Sobre-producción día inicial	Cuantificar para el día inicial de funcionamiento del refrigerador, el porcentaje de energía eléctrica excedente. En este caso se descuenta de la producción diaria, tanto la producción de baja potencia, como la demanda atendida del refrigerador.
% Sobre-producción día de mantenimiento	Cuantificar para el día medio de mantenimiento del refrigerador, el porcentaje de energía eléctrica excedente. Al igual que en el indicador anterior, se descuenta de la producción diaria, tanto producción de baja potencia, como la demanda atendida del refrigerador
% Tiempo de funcionamiento con temperatura fuera de rango	Cuantificar el tiempo en horas de funcionamiento y en porcentaje del tiempo total analizado, durante el cual la temperatura interior del refrigerador superó el valor máximo deseado. Este indicador se calcula sólo para los días de mantenimiento.

3.8 CONCLUSIONES

Para analizar los efectos del panel de PCM en el refrigerador seleccionado, se ha definido un modelado teórico, el cual incluye el sistema fotovoltaico, el sistema de refrigeración, el panel de PCM y la celda refrigerada.

En relación a la transferencia de calor en el PCM, se utilizó un modelo de transferencia de calor por conducción unidimensional; en el cual no se considera la transferencia de calor por convección. Este procedimiento ha sido

aplicado en estudios previos en relación con el uso de PCMs en contacto con el evaporador, en refrigeradores domésticos, proporcionando resultados de precisión adecuada. Para resolver la ecuación diferencial del modelo, se utiliza el método de diferencias finitas, realizando la discretización correspondiente y aplicando el método explícito para resolver las ecuaciones resultantes

La producción del sistema fotovoltaico fue modelada, utilizando el modelo de 5 parámetros, tradicionalmente utilizado en estos sistemas; para el sistema de refrigeración se utilizó un modelo de compresión mecánica de vapor simple, incorporando las curvas de comportamiento del compresor, proporcionadas por el fabricante; y para la celda refrigerada se realizó un balance de energía, teniendo en cuenta los componentes de las cargas térmicas, así como la transferencia de calor entre el panel del PCM y el aire interior del refrigerador

El sistema de control, fue definido para adaptar la velocidad de giro del compresor en función de la producción del sistema fotovoltaico, así como las condiciones de temperatura exterior e interior en el refrigerador. Esta regulación de la velocidad se realiza mediante la unidad electrónica de control del compresor, utilizando como elementos complementarios, un Control ON-OFF con una sonda de temperatura interior y un interruptor horario conectado en paralelo al control anterior, para forzar el encendido diurno del refrigerador.

El modelo, finalmente implementado en Matlab, Incluye diferentes PCMs, incluyendo el agua destilada, y 3 PCMs basados en mezclas de parafinas, con temperaturas medias de cambio de fase de 3, 5, y 9°C. También permite variar diferentes parámetros tales como el espesor del panel de PCM, el espesor del aislamiento del refrigerador, la tasa de renovación de aire y la velocidad del compresor.

Para validar el modelo será necesario realizar un ensayo experimental del refrigerador con los PCMs integrados. No obstante para el sistema fotovoltaico no es necesario implementar ensayos adicionales de validación, puesto que se utilizan modelos convencionales, cuyo uso está consolidado y validado.

CAPÍTULO 4

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL REFRIGERADOR CON EL PCM INTEGRADO¹³

¹³ El contenido de este capítulo está parcialmente incluido en la comunicación presentada en el Solar World Congress 2017 [247]

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL ENSAYO EXPERIMENTAL

Con el fin de validar el modelo presentado en el capítulo 3, y revisar en particular, los efectos de la integración del panel del PCM en el refrigerador, se implementó un montaje experimental en los laboratorios del grupo de investigación CREVER. En este montaje, el refrigerador fue ensayado dentro de una cámara climática, bajo condiciones ambiente estables, considerando dos escenarios de medición principales, el primer escenario corresponde al refrigerador "sin PCMs" y el segundo al refrigerador "con PCMs". Previa a la realización de los ensayos para estos dos escenarios, se realizaron ensayos iniciales, con el fin de verificar que para la opción de integración utilizada y el PCM elegido, la temperatura del producto preservado o refrigerado, se mantuviera dentro del rango de operación requerido.

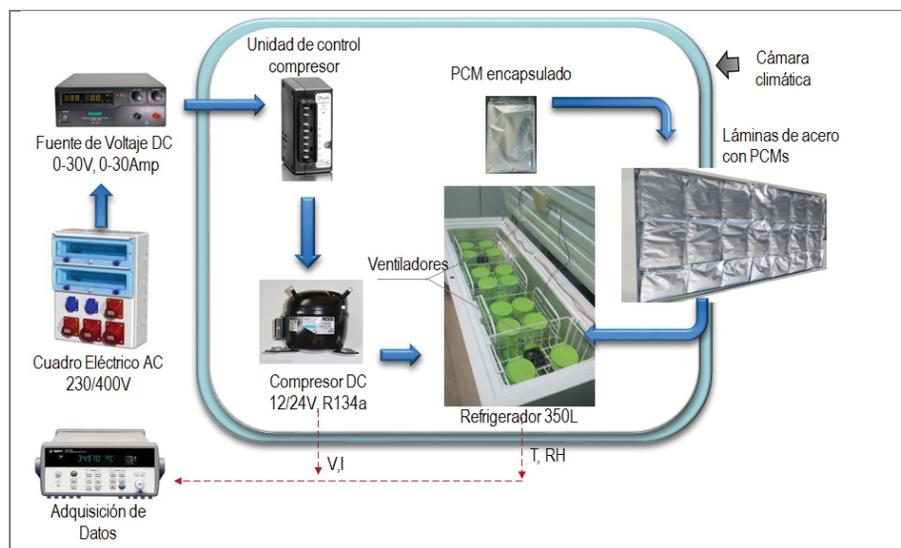


Fig. 4-1. Esquema general del montaje del ensayo experimental

El montaje experimental se esquematiza en la Fig.4-1. El principal equipo del sistema es el refrigerador-congelador horizontal de 349 litros de capacidad, el cual utiliza un ciclo frigorífico simple de compresión mecánica de vapor, que inicialmente funcionaba con un compresor de corriente alterna y refrigerante R-600a; y el cual, previo al desarrollo de la presente tesis¹⁴, fue equipado con un compresor de corriente continua, marca Secop BD35F, que utiliza refrigerante R-134a, y está provisto de una unidad electrónica de control, marca Danfoss 101N21C [21,207].

Para suministrar la corriente eléctrica requerida por el refrigerador durante el ensayo, se utilizó la fuente de regulada de voltaje CC, HCS 3602, apta para suministrar voltaje de 0 a 30V y una corriente eléctrica continua de 0 a 30A, con una potencia máxima de suministro de 900W. El propósito de esta fuente regulada, es simular el suministro eléctrico a 12V CC, que proporcionaría un sistema fotovoltaico con la capacidad adecuada para atender la demanda de energía del sistema. A su vez, la electricidad requerida por esta fuente regulada de voltaje fue suministrada durante los ensayos, mediante un cuadro eléctrico CA estándar.

¹⁴ El refrigerador fue equipado con un compresor de CC, en el marco del desarrollo del proyecto "Fred Solar Fotovoltaic", para el desarrollo sostenible de la actividad pesquera Wayu, en el departamento de la Guagira, Colombia.

Tal como se indicó en el capítulo 3, la opción de integración aplicada en la presente tesis ha sido la disposición de un panel de PCM en las paredes internas del refrigerador, entre el evaporador de pared y el aire interno del refrigerador. Para ello, se realizaron dos tipos de adaptaciones, la primera para el PCM Rubitherm RT5HC [104], cuya temperatura de fusión está entre 4 y 6°C, y la segunda para un PCM de bajo coste, que será referido como PCM de “Marca Blanca”, cuya temperatura de fusión es de 1°C.

El refrigerador también fue equipado con dos ventiladores de pequeña potencia (1.8 W cada uno), emplazados en la zona superior de la celda o cabina refrigerada, con el fin de usar el modo de convección forzada, cuando el compresor está en funcionamiento.

Puesto que la inercia y autonomía del refrigerador, ante fallos de suministro eléctrico, se ve afectada por la presencia del producto almacenado, los ensayos fueron realizados simulando el producto a preservar, mediante agua, de tal manera se logra que los tiempos de autonomía medidos en los ensayos, se aproximen a las condiciones de funcionamiento de un refrigerador, en condiciones reales.

Durante los ensayos se han seguido las recomendaciones para el ensayo de refrigeradores domésticos, de la norma EN 62552 [183], en particular se han tenido en cuenta los siguientes puntos:

- Distancia del refrigerador a las paredes laterales, trasera y frontal de la cámara climática, igual o mayor a 30 cm
- Distancia del refrigerador al techo de la cámara climática, mayor o igual a 30 cm
- Temperatura controlada en la cámara climática a 25°C y humedad relativa menor del 75%.
- Uso de dos sondas de temperatura ambiente, instaladas a 35 cm de las paredes laterales del refrigerador

En total se realizaron mediciones de temperatura en 36 puntos del sistema, y asimismo se midió el consumo eléctrico del refrigerador. Todos los datos medidos durante los ensayos, fueron almacenados, con una periodicidad de 1 minuto, utilizando como sistema de adquisición de datos el Data Logger Agilent 34972 [208].

La Fig. 4-2 muestra una vista general del montaje experimental llevado a cabo, incluyendo los principales equipos mencionados: El refrigerador con compresor de corriente continua (a); la cámara climática, en la cual la temperatura y la humedad están controlados mediante un Sistema de aire acondicionado (b); las láminas de acero con los PCMs encapsulados, a instalar en las paredes interiores del refrigerador, en contacto con el evaporador de pared (c), el panel eléctrico CA estándar (d), la fuente regulada de voltaje (e), el sistema de adquisición de datos (f), los sensores de corriente CC y elementos complementarios (g).

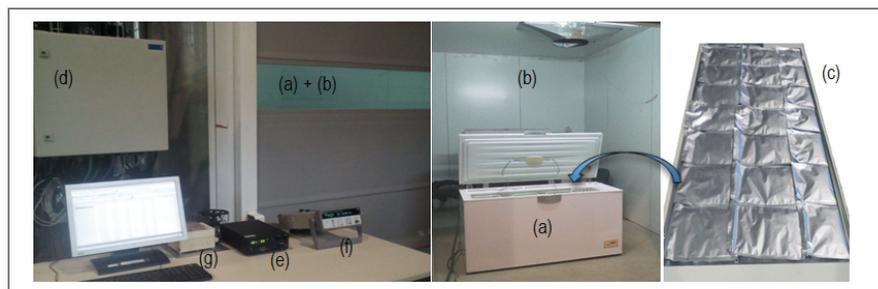


Fig. 4-2. Principales equipos del ensayo experimental

(a) Refrigerador, (b) Cámara climática, (c) PCM encapsulados dispuestos en láminas de acero, (d) Cuadro eléctrico CA, (e) Fuente regulada de voltaje CC, (f) Sistema de adquisición de datos, (g) Sensores de corriente

4.2 ADAPTACIONES REALIZADAS AL REFRIGERADOR

4.2.1 ADAPTACIÓN PARA EL ALMACENAMIENTO DE PRODUCTO

El refrigerador-congelador horizontal, marca Beko HSA 40520 [209], fue el equipo utilizado en el ensayo experimental. Sus dimensiones interiores son 1.36 m de largo, 0.44 m de ancho y 0.63 m de alto (Fig. 4-3 (a)), con un espacio reservado para la ubicación del compresor, en la zona inferior derecha, de dimensiones 0.25 m de largo, 0.44 m de ancho y 0.25 m de alto, lo que finalmente supone una capacidad útil de 349 litros. Este tipo de equipo normalmente va provisto de sólo dos canastillas superiores, sin estanterías interiores adicionales, lo cual permite al usuario final, adaptar el almacenamiento del producto según las necesidades específicas de la aplicación.

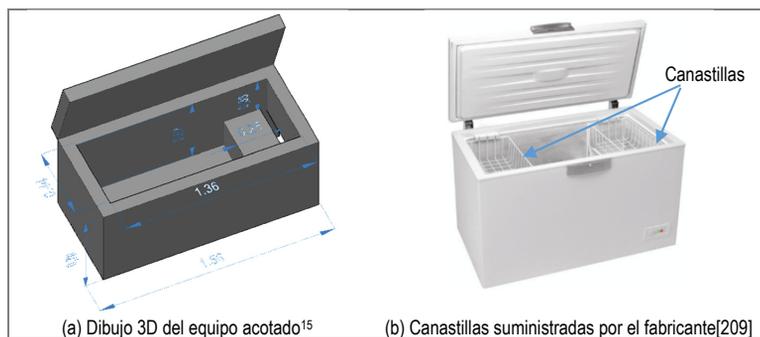


Fig. 4-3. Refrigerador-congelador horizontal Beko HSA 40520

Teniendo en cuenta las aplicaciones a analizar en la tesis, *el refrigerador fue adaptado para almacenamiento de productos, utilizando estanterías de aluminio verticales*. De esta manera, el producto a preservar puede almacenarse de forma ordenada y mejorar la circulación del aire en el refrigerador. La Fig. 4.4 muestra la adaptación realizada, pudiendo apreciarse el refrigerador vacío (Fig. 4-4 (a)), el tipo de estructura incorporada al refrigerador (Fig. 4-4 (b)) y la disposición final de estructuras dentro del refrigerador (Fig. 4-4 (c)).

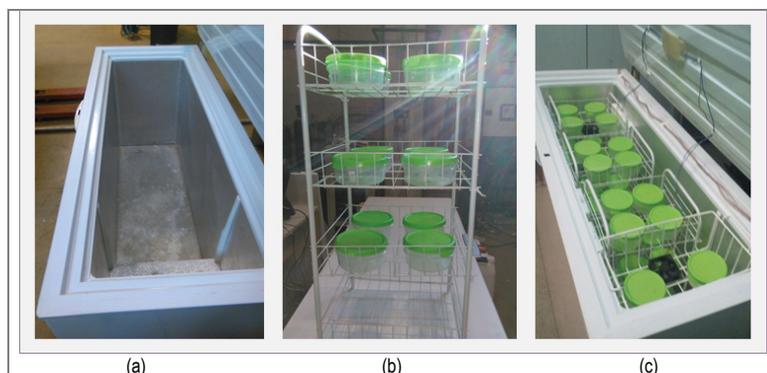


Fig. 4-4. Adaptación del refrigerador para el almacenamiento del producto a preservar

(a) Refrigerador vacío. (b) Estructura tipo incorporada al refrigerador. (c) Disposición final de estructuras dentro del refrigerador

¹⁵ Medidas expresadas en metros (m)

En total se incorporaron tres estructuras verticales, de tres niveles cada una, ubicadas en la zona izquierda y, central, reutilizando además la canastilla suministrada de fábrica, en la zona derecha. Tal como se ha indicado, los ensayos, se realizaron simulando el producto a preservar, mediante agua. En total se almacenaron 16 kg de agua, dentro de 40 envases de material plástico. No obstante lo anterior, la disposición de las estanterías permite almacenar hasta 38 kg de agua.

4.2.2 ADAPTACIÓN PARA LA INTEGRACIÓN DE LOS MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

La segunda y más importante adaptación, fue la realizada para la integración de los materiales de cambio de fase en el refrigerador, emplazándolos alrededor de las paredes interiores en contacto con el evaporador de pared. El primer tipo de PCM utilizado en los ensayos experimentales fue PCM RT5HC [104] de la empresa alemana Rubitherm, de tipo orgánico, basado en una mezcla de parafinas. Este PCM tiene una zona de transición o cambio de fase entre los 4 y 6°C, y su uso inicial en el marco de la tesis se prevé para temperaturas de preservación de producto entre 7 y 13°C. En la Fig. 4-5 se presentan los detalles de la integración realizada.

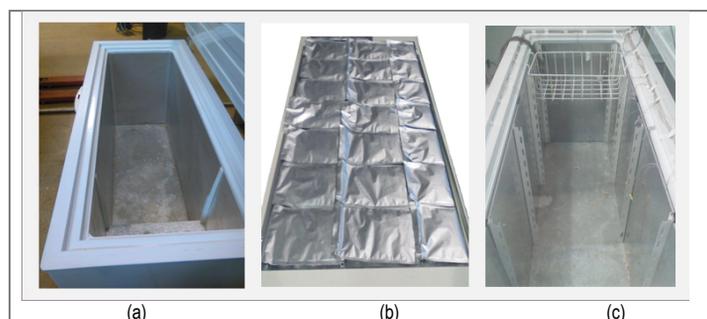


Fig. 4-5. Integración de PCM RT5HC encapsulado en contacto con el evaporador de pared. (a) Refrigerador vacío, sin PCMs integrados. (b) Lámina de acero con PCMs encapsulados. (c) Integración final de las láminas de acero con PCMs en el refrigerador

En este caso el PCM fue encapsulado utilizando bolsas de polietileno con una capa de aluminio; suministradas por la empresa local Pack-Lab [141], con medidas estándar de 160x260 mm. El espesor de encapsulamiento se limitó a 8 mm, para ello fue implementado un molde para el llenado manual (Fig. 4-6(a)), procediendo al sellado final de cada bolsa, mediante una termo-selladora manual que proporciona una temperatura de 250°C.



Fig. 4-6. Detalle bolsas de polietileno para o encapsulamiento PCM RT5HC (a) Molde para sistema de llenado manual. (b) Bolsa estándar de 160 x 260 mm y adaptaciones puntuales realizadas.

Una vez llenadas las bolsas, fueron dispuestas sobre las láminas de acero, de dimensiones adecuadas para ser instaladas finalmente en las paredes interiores del refrigerador, en contacto con el evaporador de pared. Estas láminas estaban provisionadas de perfiles cuadrangulares transversales de 8 mm de espesor en la cara en contacto con los de PCMs, para dar apoyo a las bolsas dispuestas sobre ellas, limitando a la vez su espesor. Asimismo, contaban con perfiles longitudinales, en la cara en contacto con el aire interior del refrigerador, con el fin de dar estabilidad mecánica al conjunto.

Fue necesario además realizar adaptaciones de los tamaños de las bolsas ubicadas en la parte inferior y lateral de las láminas de acero, con el fin de adecuarse al tamaño exacto de las láminas de acero. Adicionalmente, se realizaron adaptaciones a un total de 9 bolsas con el fin de introducir las sondas de temperatura para medir la temperatura del PCM durante el proceso de cambio de fase. La Fig. 4-6 (b) muestra los diferentes tipos de adaptaciones implementados.

La masa total de PCM finalmente instalada en el refrigerador fue de 8.91 kg, encapsulada en un total de 63 bolsas. Los detalles de las cantidades de bolsas, con las correspondientes masas, instaladas junto a cada una de las caras internas del refrigerador se resumen en la Tabla 4-1.

Tabla 4-1. Masa de PCM RT5HC encapsulado en bolsas de PE, utilizada en el ensayo experimental

Pared interna del refrigerador	Nº bolsas tamaño estándar	Nº bolsas otros tamaños	Total bolsas	Masa bolsas [g]	Masa PCM [g]	Masa total [g]
Trasera - T	16	8	24	200	3482	3682
Frontal - F	16	8	24	200	3497	3697
Lateral Izquierda - LI	6	3	9	75	1224	1299
Lateral Derecha - LD	3	3	6	45	706	751
Total	41	22	63	520	8909	9429

El segundo tipo de material de cambio de fase, usado en los ensayos experimentales, fue un PCM de bajo coste disponible en el mercado local. En relación a estos PCMs de bajo coste, tal como se expuso en el Capítulo 3, se consideraron inicialmente dos marcas: la primera, que será referida como "Marca Blanca", está disponible en una tienda con una amplia red comercial en España y varios países del contexto europeo; y la segunda es Marca Tempack [91], empresa con sede en España, especializada en la comercialización de productos para el transporte de alimentos refrigerados, manufacturado en este caso, en Estados Unidos.

Ambos PCMs, corresponden a soluciones eutécticas acuosas, con temperatura de cambio de fase de 1°C, encapsuladas en envases rectangulares de PE-HD (Fig. 4-7(a)). Su uso inicial, en el marco de la tesis, se prevé para temperaturas de preservación de producto de 2 a 7°C, pues la temperatura de cambio de fase, superior a 1°C, evitaría el almacenamiento térmico latente por debajo de 0°C, que podría dar lugar a la formación de cristales en el interior de los productos preservados, por la congelación del agua existente en ellos y su consecuente deterioro.

El encapsulado de la "Marca Blanca", tiene unas dimensiones exteriores de 75 mm x 165 mm x 15 mm, con un espesor de pared de 1 mm; en tanto para la "Marca Tempack", estas dimensiones son de 143 mm x 180 mm x 36 mm, también con 1 mm de espesor de pared. Sólo la "Marca Tempack" proporcionó las propiedades termo físicas básicas del material (Tabla 3.1), mientras que la "Marca Blanca" únicamente indicó la temperatura de fusión. Teniendo en cuenta la geometría el encapsulado, el PCM finalmente utilizado en el ensayo experimental, fue el de la "Marca Blanca", debido a que su menor espesor facilita de una parte la transferencia de calor en el

PCM y de otra parte, da mayor flexibilidad, para disponer los PCMs, y ajustarse mejor a las dimensiones de las paredes interiores del refrigerador. En concreto, los PCMs fueron dispuestos en las paredes interiores del refrigerador, en contacto con el evaporador de pared, instalando los encapsulados transversalmente, formando 8 filas desde la línea inferior de cada pared, hasta llegar a la línea superior (Fig. 4-7 (b)). Para dar estabilidad mecánica al conjunto se instalaron perfiles de material plástico, a lo largo y ancho de las paredes, así como entre las paredes frontal y trasera del refrigerador. Una vez integrado el PCM se realizaron los ensayos correspondientes, incorporando en el refrigerador el producto almacenado, según muestra el detalle de la Fig. 4-7 (c).



Fig. 4-7. Integración de PCM encapsulado marca blanca, en contacto con el evaporador de pared. (a) Detalle de PCM de bajo coste, encapsulado en envase PE-LD, (b) Integración de PCMs encapsulados dispuestos en las paredes interiores. (c) Detalle de producto almacenado en el refrigerador, junto al PCM integrado

En total se instalaron 122 encapsulados de los PCMs de la “Marca Blanca”, con una masa total de 22.57 kg, de los cuales 18.79 kg corresponden al PCM y 3.78 kg corresponden a los encapsulados vacíos. El número de encapsulados por pared, instalados en el refrigerador, se resumen en la Tabla 4-2.

Tabla 4-2. Masa de PCM de bajo coste, encapsulado en PE-LD utilizada en el ensayo experimental

Pared interna del refrigerador	Nº encapsulados	Masa encapsulados [g]	Masa PCM [g]	Masa Total [g]
Trasera -T	46	1426	7084	8510
Frontal - F	46	1426	7084	8510
Lateral Izquierda - LI	20	620	3080	3700
Lateral Derecha - LD	10	310	1540	1850
Total	122	3782	18788	22570

4.3 INSTRUMENTACIÓN Y MEDIDA

Para analizar el funcionamiento del refrigerador, se tomaron medidas de temperatura, del consumo de electricidad y de la humedad relativa, según se resume en la Tabla 4-3. En total se utilizaron 36 sondas de temperatura, instaladas en los diferentes componentes del sistema (producto almacenado, PCMs, circuito frigorífico y ambiente exterior). Igualmente se midió la humedad relativa en el interior del refrigerador y se mantuvo la humedad relativa del ambiente entre el 50 y 60% mediante el sistema de control de la cámara climática. Para cuantificar el consumo eléctrico se midió de forma independiente el voltaje y la corriente eléctrica continua, demandadas por el refrigerador.

Tabla 4-3. Resumen de sensores utilizados en el ensayo experimental

Tipo de sensor		Precisión	Rango de operación	Número de sensores	Ubicación
Sensores de temperatura	Termopares tipo T	+/- 0.5°C	-75 a +250 °C	10	Paredes interiores del refrigerador
				10	Producto almacenado
				9	PCMs encapsulados
				5	Circuito frigorífico.
	PT100	+/- 0.1°C	-25°C a +250°C	1	Controlador de temperatura interior del refrigerador
Sensores de voltaje y corriente	Voltaje CC: Medición mediante Agilent 34970A Data Logger	0.0003% (de la medida)	100 mv a 100V	1	Circuito eléctrico de CC
	Corriente CC: Sensores Hall, Arduino ACS712	1.5% (Fondo de escala)	0 a 5 A	1	Circuito eléctrico de CC
Humedad relativa	Sensor de humedad relativa	+/-2.5% (Fondo de escala)	0 a 100%	1	Interior del Refrigerador

Todos los datos medidos fueron leídos y almacenados mediante el sistema de adquisición de datos, integrado por Data Logger, Agilent, 34972 [208] y un ordenador. En función del tipo de sensor, se utilizaron alimentaciones a 5 y 24V CC. La Tabla 4-3 presenta la ubicación y principales detalles técnicos de los sensores utilizados.

La medición de temperatura en 36 puntos diferentes del montaje experimental se realizó utilizando termopares tipo T, clase B, los cuales tienen una precisión de +/- 0.5°C. Estos termopares fueron calibrados utilizando como equipo de referencia el termómetro portátil de la marca ASL, modelo F-100. De los 36 termopares tipo T utilizados en el sistema, 10 fueron instalados en contacto con la pared interior del refrigerador, es decir, en contacto con el "evaporador de pared"; 10 fueron dispuestos en el interior de los recipientes que contienen agua para simular el producto almacenado; 9 se instalaron dentro de los PCMs encapsulados; 5 más en contacto con la pared exterior de diferentes elementos del circuito frigorífico; y 2 más para la medición de la temperatura ambiente de la cámara climática. Las ubicaciones de los diferentes sensores de temperatura se presentan en las Fig. 4-8 (a), 4.8 (b) y 4.8 (c).

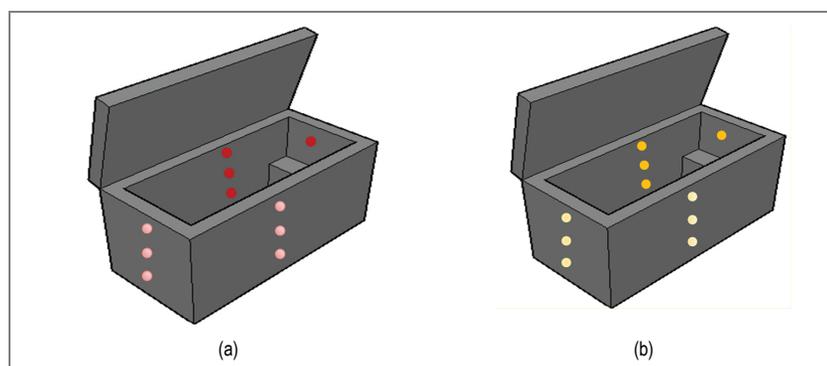


Fig. 4-8 (a) y (b). Ubicación de los sensores de temperatura en el refrigerador. (a) Ubicación de puntos de medida de temperatura en las paredes internas del refrigerador (evaporador de pared). (b) Ubicación de los PCMs encapsulados con sensores de temperatura en contacto con el evaporador de pared.

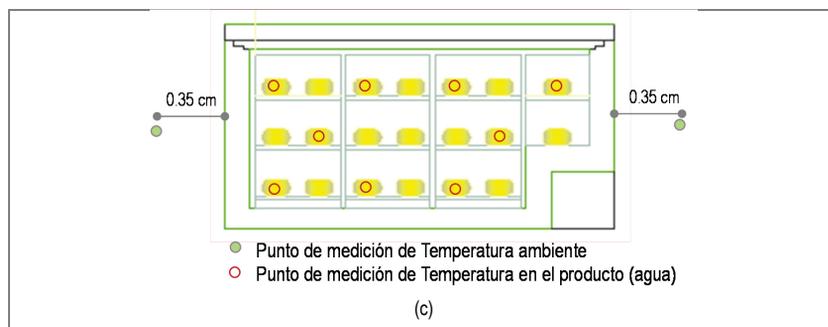


Fig. 4-8 (c). Ubicación de los sensores de temperatura en el refrigerador

(c) Ubicación de sensores de temperatura en los recipientes con el producto almacenado (agua) y de temperatura ambiente.

Los puntos de medida de temperaturas realizadas en el circuito frigorífico se resumen en la Tabla 4-4.

Tabla 4-4. Puntos medida de temperatura, en la pared externa del tubo frigorífico

Punto de medida	Ubicación	Denominación
1	Entrada al compresor	T_com_w_in
2	Salida del compresor	T_com_w_out
3	Entrada del condensador	T_con_w_in
4	Condensador medio	T_con_w_mid
5	Salida del condensador	T_con_w_out
6	Entrada tubo capilar	T_tcap_w_in

Para los termopares destinados a la medición de la temperatura en las paredes internas del refrigerador y en las paredes externas de los diferentes puntos del circuito frigorífico, se utiliza lámina adhesiva (Fig. 4-9 (a)) con el fin de asegurar el contacto, entre el termopar y el objeto cuya temperatura se desea medir. Por otra parte, para la medición de la temperatura del producto almacenado (agua) y del PCM, se utilizaron vainas de protectoras de 50 mm de longitud (Fig. 4.9 (b)).

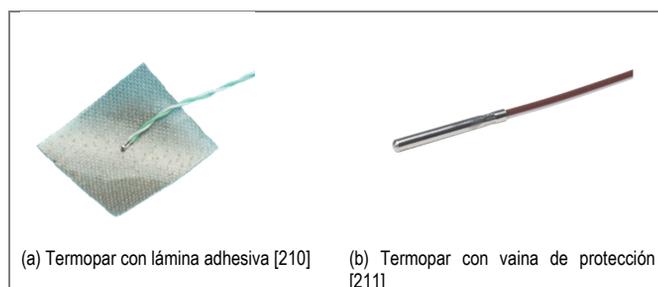


Fig. 4-9. Detalle elemento primario de termopares tipo T utilizados

Adicionalmente, con el fin de realizar un control más preciso sobre el rango de temperatura de operación del refrigerador, el termostato mecánico (Fig. 4-10(a)), fue reemplazado por el termostato digital RF100, con controlador PID incorporado (Fig. 4-10 (b) y (c)), el cual va provisto de una sonda de temperatura, PT100 a 3 hilos, con vaina protectora. De esta manera, la temperatura máxima y mínima del refrigerador pueden definirse con diferentes histéresis, en función de las condiciones de operación requeridas para el ensayo

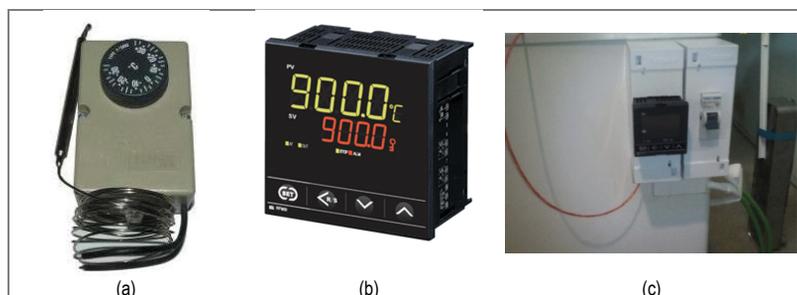


Fig. 4-10. Adaptación de Controlador de temperatura interior
 (a) Termostato mecánico, original del refrigerador [209]. (b) Termostato digital nuevo con controlador PID incorporado al refrigerador [212]. (c) Detalle de ubicación del Termostato digital.

Para la medición de la humedad relativa en el interior del refrigerador se utilizó el sensor marca Delta Ohm, serie HD4817TC, apto para medir humedades relativas entre el 0 y 100% en el rango de temperatura de -40 a 150°C . El sensor requiere alimentación a 24V CC , con una señal de salida estándar de 0 a 20 mA , la cual fue leída directamente mediante el Datalogger.

Para cuantificar el consumo eléctrico del refrigerador se tomaron medidas de del Voltaje CC y la Corriente CC demandadas por el refrigerador. Puesto que el voltaje requerido por el compresor CC está entre 12 V , esta variable también fue medida directamente a través del Datalogger.

Por otra parte, para medir la corriente eléctrica CC, se utilizó un sensor de efecto Hall, Arduino ACS712 (Fig. 4-11), manufacturado por Allegro MicroSystems [213] y cuyo rango de medida del sensor es de 0 a 5 A CC . Este sensor requiere una alimentación de 5V y tiene una sensibilidad de 185.0 a 185.5 mV/A . El sensor fue calibrado utilizando como referencia la Fuente regulada de voltaje HCS 3602.

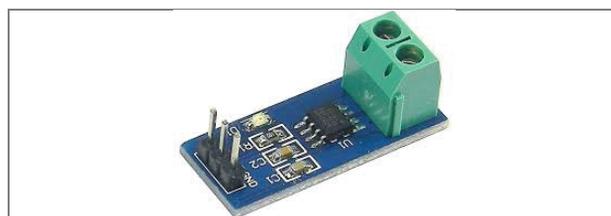


Fig. 4-11. Sensor de efecto Hall utilizado para la medición de la corriente continua.
 Fuente:[213]

4.4 RESULTADOS EXPERIMENTALES PARA EL PCM DE BAJO COSTE, TEMPERATURA INTERIOR 5°C

En este apartado se muestran los resultados obtenidos para el refrigerador, funcionando con una temperatura de consigna de $5\pm 2^{\circ}\text{C}$, y utilizando el PCM de "Marca Blanca", cuya temperatura de cambio de fase es de 1°C . Específicamente se muestra el ensayo inicial, en el cual se realizaron mediciones del refrigerador con PCMs, para verificar el funcionamiento del sistema, al integrar el PCM indicado y revisar en particular la evolución de la temperatura del producto y de los PCMs.

Los resultados obtenidos muestran que el producto refrigerado, alcanza la temperatura mínima deseada (3°C), después de 13.43 horas de funcionamiento continuo del compresor. En ese momento, las temperaturas de los PCMs encapsulados, dispuestos en la zona superior, media, e inferior de la pared interior del refrigerador, son de -0.3 , 0.8 y 0.8°C respectivamente, sin tener lugar, en ningún caso el proceso de cambio de fase.

Si se reduce la temperatura de consigna a $3\pm 2^{\circ}\text{C}$, el producto preservado alcanza la temperatura mínima deseada (1°C), cuando han transcurrido 15.37 horas de funcionamiento continuo del compresor, momento en el cual, las temperaturas mencionadas en los PCMs encapsulados, son de -1.8 , -0.7 , y -0.9°C , sin darse en este caso tampoco, el proceso de cambio de fase. En la Tabla 4-5, se presentan las temperaturas de producto y consigna mencionadas.

Tabla 4-5. Temperaturas en PCMs al alcanzar la temperatura de consigna para el refrigerador con PCMs de bajo coste

Descripción	Unidad	Temperaturas en PCMs al alcanzar al temperatura de producto mínima deseada	
Temperatura mínima de producto	[$^{\circ}\text{C}$]	3.0	1.0
Tiempo de operación del compresor	[h]	13.43	15.37
Temperatura producto zona superior	[$^{\circ}\text{C}$]	3.0	1.0
Temperatura PCM zona superior	[$^{\circ}\text{C}$]	-0.3	-1.8
Temperatura PCM zona media	[$^{\circ}\text{C}$]	0.8	-0.7
Temperatura PCM zona inferior	[$^{\circ}\text{C}$]	0.8	-0.9
Proceso de solidificación	-	No	No

Resultados obtenidos para PCM bajo coste "Marca Blanca"

Teniendo en cuenta este resultado previo, se realizó un ensayo complementario, definiendo una temperatura de consigna de -10°C , con el fin de verificar la temperatura para la cual se realizaba el proceso de cambio de fase de los PCMs. La Fig. 4-12 muestra el resultado obtenido durante 96 horas de ensayo., pudiendo apreciarse que el proceso de solidificación de los PCMs encapsulados ubicados en la zona superior, media e inferior de la pared del refrigerador, tiene lugar después de que el producto preservado en la zona superior del refrigerador ya se ha congelado.

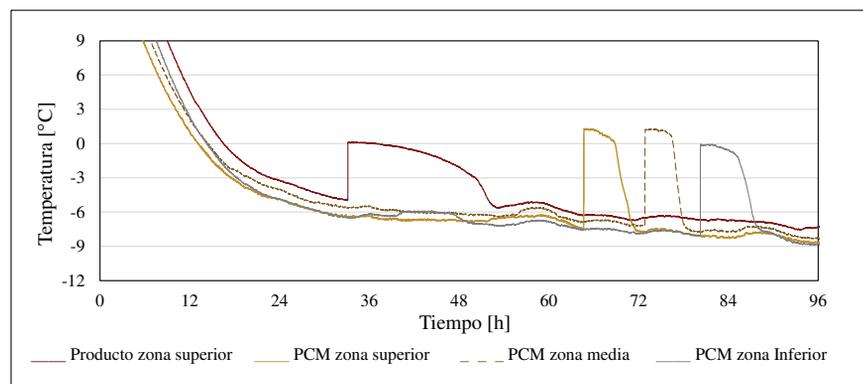


Fig. 4-12. Evolución de temperatura del PCM de bajo coste y el producto preservado
Resultados obtenidos para PCM bajo coste "Marca Blanca"

Se constata también que la temperatura de cambio de fase del PCM, está acorde con las especificaciones del fabricante, pues es próxima a 1°C . No obstante, el fenómeno de sub-enfriamiento en este PCM es alto, con valores entre 8.0 y 8.6°C , lo cual da lugar a que el producto ubicado en la parte superior del refrigerador, cuyo sub-enfriamiento es de 5.1°C , se congele antes que el PCM.

Se constata también que la cristalización del PCM, comienza en momentos diferentes dependiendo de la zona donde se encuentre ubicado el encapsulado. Para el PCM ubicado en la zona superior de la pared interior del refrigerador, el proceso comienza cuando han transcurrido 64.67 horas de operación continua del compresor; mientras que los PCMs ubicados en la zona media e inferior, inician este proceso 8.17 h y 15.52 h más tarde

respectivamente. Los resultados, en relación a la temperatura de cambio de fase, sub-enfriamiento y tiempo de inicio de la cristalización se resumen en la Tabla 4-6.

Tabla 4-6. Temperaturas de inicio de la cristalización, cambio de fase y sub-enfriamiento para el refrigerador con PCMs de bajo coste

Descripción	Temperatura [°C]			Hora de inicio de la cristalización	Hora de inicio del plato de congelación
	Inicio cristalización	Cambio de fase	Sub-enfriamiento		
Producto zona superior	-4.95	0.1	5.1	33.13	33.15
PCM zona superior	-7.49	1.1	8.6	64.67	64.67
PCM zona media	-7.16	1.2	8.4	72.83	73.00
PCM zona inferior	-8.08	-0.1	8.0	80.18	80.25

La conclusión principal de estos resultados es que el producto refrigerado realiza el cambio de fase antes que los PCMs de bajo coste encapsulados y dispuestos en contacto con el evaporador de pared. El alto sub-enfriamiento del PCM ensayado, no hace viable su uso para la aplicación deseada, pues se necesita que su temperatura de cambio de fase sea superior a 0°C, que el sub-enfriamiento sea bajo, y que el PCM cambie de fase, antes que el producto, manteniendo la temperatura del producto dentro del rango de operación deseado.

Por otra parte, el espesor del encapsulado es alto (15 mm), lo cual ralentiza la transferencia de calor en el PCM. Además, la geometría del encapsulado, con esquinas redondeadas, no permite cubrir la totalidad del área del evaporador de pared, dejando espacios del 3 mm entre las esquinas de unos y otros, lo cual finalmente repercute en un enfriamiento más rápido del producto almacenado y en la ralentización del enfriamiento del PCM.

En resumen, el alto sub-enfriamiento del PCM inviabiliza su uso en este tipo de aplicación; además el menor calor de fusión frente al agua, hace más recomendable el uso de agua destilada, con aditivos para limitar el sub-enfriamiento, siguiendo las recomendaciones mencionadas en el trabajo realizado por Alzuwaid et al [173].

4.5 RESULTADOS EXPERIMENTALES PARA EL PCM RT5HC, TEMPERATURA INTERIOR 11°C

En este apartado se muestran los resultados obtenidos para el refrigerador, funcionando con una temperatura de consigna de 11 ± 2 °C, y utilizando el PCM RT5HC, con una zona de transición o de cambio de fase entre 4 y 6°C. En este caso los ensayos iniciales mostraron que el sistema funcionaba correctamente, iniciando la congelación del PCM, manteniendo la temperatura del producto dentro del rango de operación deseado.

De esta manera, a continuación, se mostrarán los resultados de los ensayos finales realizados, para los dos escenarios considerados: (1) Refrigerador sin PCMs y (2) Refrigerador con PCMs. En cada escenario se considera el funcionamiento del refrigerador para el Ciclo Inicial de funcionamiento y para el Ciclo de Mantenimiento. Tal como se expuso en la sección de indicadores, incluida en el Capítulo 3, durante del Ciclo Inicial, el producto se enfría desde una temperatura inicial (25°C) hasta la temperatura final requerida para el producto preservado (11°C); y durante el ciclo de Mantenimiento, la temperatura del producto se mantiene dentro del rango de temperatura de operación deseado, que en este caso es 11 ± 2 °C.

Teniendo en cuenta los dos tipos de ciclos, para cada escenario analizado (Con y Sin PCMs), se ha considerado un "Día Inicial" tipo, en el cual tienen lugar un ciclo inicial con los subsiguientes ciclos de mantenimiento; y un "Día de Mantenimiento" tipo, en el cual sólo tienen lugar ciclos de mantenimiento.

4.5.1 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PRODUCTO ALMACENADO Y ESTRATIFICACIÓN

La Fig. 4.13 presenta la evolución de la temperatura en la zona superior del refrigerador, así como en la zona inferior, para los dos escenarios analizados (con PCMs y sin PCMs). Los resultados indican que la temperatura en las dos zonas del refrigerador (superior e inferior), se mantienen dentro del rango de operación deseado ($11 \pm 2^\circ\text{C}$). La máxima diferencia de temperatura entre ambas zonas, durante los ciclos de mantenimiento, es del 5% para el escenario "Sin PCMs" y del 6% para el escenario "con PCMs"

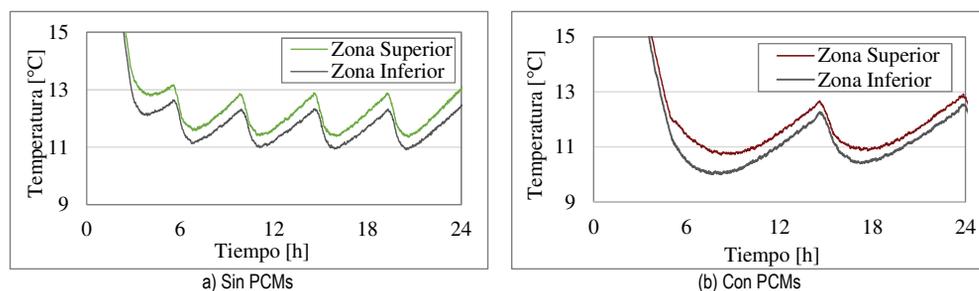


Fig. 4-13. Evolución de la temperatura de producto día inicial

De esta manera, los datos permiten concluir que la influencia de los PCMs en la estratificación de temperaturas es baja. No obstante lo anterior, la temperatura del producto refrigerado para el escenario "con PCMs" es más baja, que la obtenida para el escenario "sin PCMs", registrándose una diferencia de 1.5°C entre ambos escenarios.

La menor temperatura obtenida para el escenario "con PCMs" se debe a que una vez, el compresor para o se detiene, la energía térmica a baja temperatura, almacenada en el PCM, continúa removiendo calor del producto refrigerado. Por tanto, es aconsejable tener en cuenta este comportamiento del sistema, para ajustar y mejorar la estrategia de control en el escenario "con PCMs"

4.5.2 DURACIÓN DEL CICLO DEL COMPRESOR Y TIEMPO DE ELEVACIÓN DE LA TEMPERATURA

La duración total del ciclo del compresor, y en particular el tiempo ON y el tiempo OFF del compresor, son muy importantes para la integración del refrigerador solar, pues indican el tiempo que el refrigerador necesitará suministro eléctrico por parte del sistema fotovoltaico (tiempo ON), y el tiempo que el refrigerador tendrá la capacidad de mantener la temperatura del producto dentro del rango adecuado de operación, en ausencia de suministro eléctrico (tiempo OFF).

Además del tiempo OFF, la norma EN 62552 referente a los ensayos de los refrigeradores domésticos [183], contempla la realización del Ensayo de Subida de Temperatura, en el cual, una vez el refrigerador ha alcanzado la temperatura de operación mínima admitida, el refrigerador se desconecta del suministro eléctrico, procediendo a medir el tiempo que la temperatura interior del refrigerador permanece dentro del rango de operación deseado.

Los diferentes tiempos indicados, Tiempo ON, Tiempo OFF y Tiempo de Ciclo, y Tiempo de subida de temperatura, fueron medidos durante el ensayo experimental, los resultados obtenidos, se presenta en la Tabla 4-7. En general la integración de los PCMs, en contacto con las paredes interiores del refrigerador, dispuestos entre el evaporador de pared y el aire interior, incrementa la duración de los ciclos (inicial y de mantenimiento)

así como el tiempo de subida de temperatura, el cual pasa de 5.01 h a 11.31h; lo cual implica un incremento del 126%.

Tabla 4-7. Tiempo de ciclo y tiempo de elevación de la temperatura

Descripción	Sin PCMs [h]			Con PCMs [h]		
	Tiempo ON	Tiempo OFF	Tiempo Total	Tiempo ON	Tiempo OFF	Tiempo Total
Ciclo Inicial	2.63	2.72	5.35	4.78	9.38	14.16
Ciclo de Mantenimiento	0.57	4.02	4.59	1.18	8.08	9.26
Tiempo de elevación de la temperatura		5.01	5.01		11.31	11.31

4.5.3 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PCM Y VERIFICACIÓN DEL PROCESO DE CARGA /DESCARGA

El proceso de carga y descarga de los PCMs, puede analizarse de forma simple, monitorizando la temperatura de los PCMs encapsulados. La Fig. 4-14 muestra la evolución de la temperatura media, medida en el interior de los encapsulados, diferenciándolos en función de la zona de ubicación, junto a la pared interna del refrigerador (zona alta, media y baja).

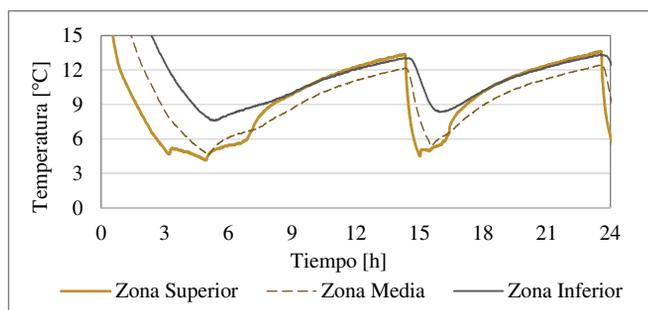


Fig. 4-14. Evolución de la temperatura en el PCM

La información obtenida, indica que en los PCMs en contacto con la zona alta y media de la pared refrigerador alcanzan una temperatura de al menos 5°C, con lo cual se realiza un almacenamiento térmico sensible y latente. No obstante, para los PCMs en contacto con la zona baja de la pared del refrigerador no se alcanza la temperatura de cambio de fase del PCM ensayado y por tanto, sólo realizan un almacenamiento térmico sensible.

Este resultado indica que para optimizar los resultados de la integración del PCM en el refrigerador, es recomendable utilizar un PCM con una temperatura de cambio de fase superior, más próxima a la temperatura de consigna del producto, con el fin de garantizar un proceso de cambio de fase completo. Otra alternativa de solución consistiría en disponer el PCM ensayado en contacto sólo con las zonas superior y media de la pared del refrigerador, en las cuales el evaporador de pared tiene más baja temperatura.

4.5.4 POTENCIA ELÉCTRICA DEMANDADA Y CONSUMO ELÉCTRICO DIARIO

La potencia eléctrica demanda por el refrigerador fue media para 48 horas de funcionamiento, para los dos escenarios analizados (con PCMs y sin PCMs). De acuerdo a los datos obtenidos, fueron definidos dos perfiles de demanda para los dos días tipo analizados; (1) "Día Inicial" (Fig. 4-14 (a)), en el cual el producto se enfría

desde la temperatura inicial de 25°C hasta la temperatura de consigna; y (2) “Día de Mantenimiento” (Fig. 4-15 (b)), en el cual, el producto almacenado se mantiene dentro del rango de operación requerido.

La potencia eléctrica media del refrigerador para el escenario “sin PCMs” fue de 38.7W, con un valor mínimo de 33.2W y un máximo de 45.8 W; mientras que para el escenario “con PCMs”, el valor mínimo obtenido fue de 35.9W y el valor máximo de 48.4W. Este hecho implica que la incorporación de PCMs en el refrigerador incrementó el valor medio de la potencia demanda en un 7%.

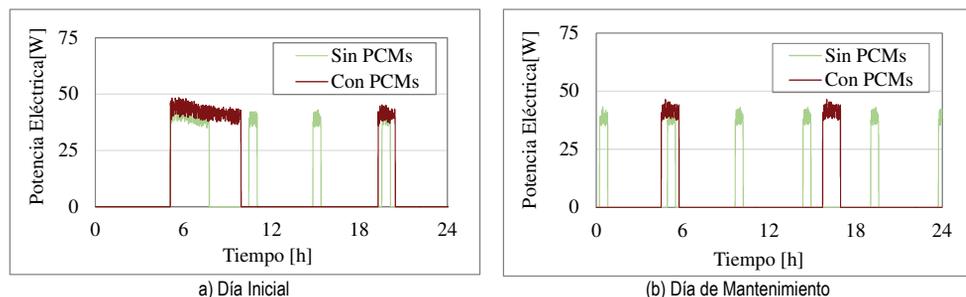


Fig. 4-15. Perfiles de demanda de potencia para día inicial y día de mantenimiento, con y sin PCMs

En relación al consumo diario de electricidad, cuando el refrigerador no tiene PCMs, el valor obtenido fue de 710 kJ/día para el “Día Inicial” y de 415 kJ/día para el “Día de Mantenimiento”. Cuando se incorporan los PCMs al refrigerador, este consumo eléctrico es de 915 kJ/día y de 477 kJ/día, para los días Inicial y Mantenimiento respectivamente. De esta manera, se encuentra que al instalar los PCMs en el refrigerador hay incrementos importantes en el consumo de electricidad, con valores del 31.0% y 14.9% para el “Día Inicial” tipo y “Día de Mantenimiento” tipo respectivamente. Esta variación repercutirá en el dimensionamiento del sistema fotovoltaico y la viabilidad económica del refrigerador con PCMs.

4.5.5 NÚMERO DE OPERACIONES ON-OFF DEL COMPRESOR

Analizando los perfiles de demanda de potencia presentado en la Fig. 4.15, del apartado anterior, es posible verificar que el número de operaciones ON-OFF se reduce de 4 a 2 para el “Día Inicial” tipo, y de 5 a 2 para el “Día de Mantenimiento” tipo.

Este resultado implica que para un mes completo, en el cual hay un “Día Inicial” y 29 “Días de Mantenimiento”, el número operaciones ON-OFF podría reducirse un 59.7%, pasando de 149 a 60 operaciones por mes; hecho que además tendrá un impacto positivo sobre la vida útil del compresor.

4.5.6 COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL SISTEMA

El Coeficiente de Operación del Sistema (COP_{SYS}) fue calculado de acuerdo a la Ec.3.41, presentada en el Capítulo 3 referente al Modelo del Refrigerador Solar. Al igual que en los apartados anteriores, los cálculos se realizaron para el Ciclo Inicial tipo y el Ciclo de Mantenimiento tipo, y considerando los dos escenarios (con PCMs y sin PCMs). La Tabla 4-6 resumen los resultados para ambos escenarios.

Tabla 4-8. Coeficiente de operación del sistema (COP_{SYS})

Ciclo	COP_{SYS} sin PCMs	COP_{SYS} con PCMs
Ciclo Inicial	2.6	1.9
Ciclo de Mantenimiento	2.9	2.8

Se constata que el escenario "sin PCMs" tiene un COP superior al registrado en el escenario "Con PCMs", tanto para el ciclo inicial como para el ciclo mantenimiento. Este hecho se debe principalmente a que en el tipo de integración utilizada, el PCM constituye también una resistencia térmica entre el evaporador y el producto refrigerado. Durante el ciclo inicial, además, el COP del refrigerador con PCMs es más bajo, debido a que la energía destinada a la carga inicial del PCM, no se contabiliza dentro del COP del sistema.

4.6 TEMPERATURAS EN EL CIRCUITO FRIGORÍFICO

Las temperaturas medidas en las paredes exteriores en diferentes puntos del circuito frigorífico fueron medidas durante los ensayos realizados para el refrigerador Con PCMs y sin PCMs, considerando dos temperaturas de ambiente exterior (25 y 30°C) y dos temperaturas de consigna interior (5 y 11°C). La Fig. 4-16 ilustra los resultados obtenidos para una de las mediciones realizadas.

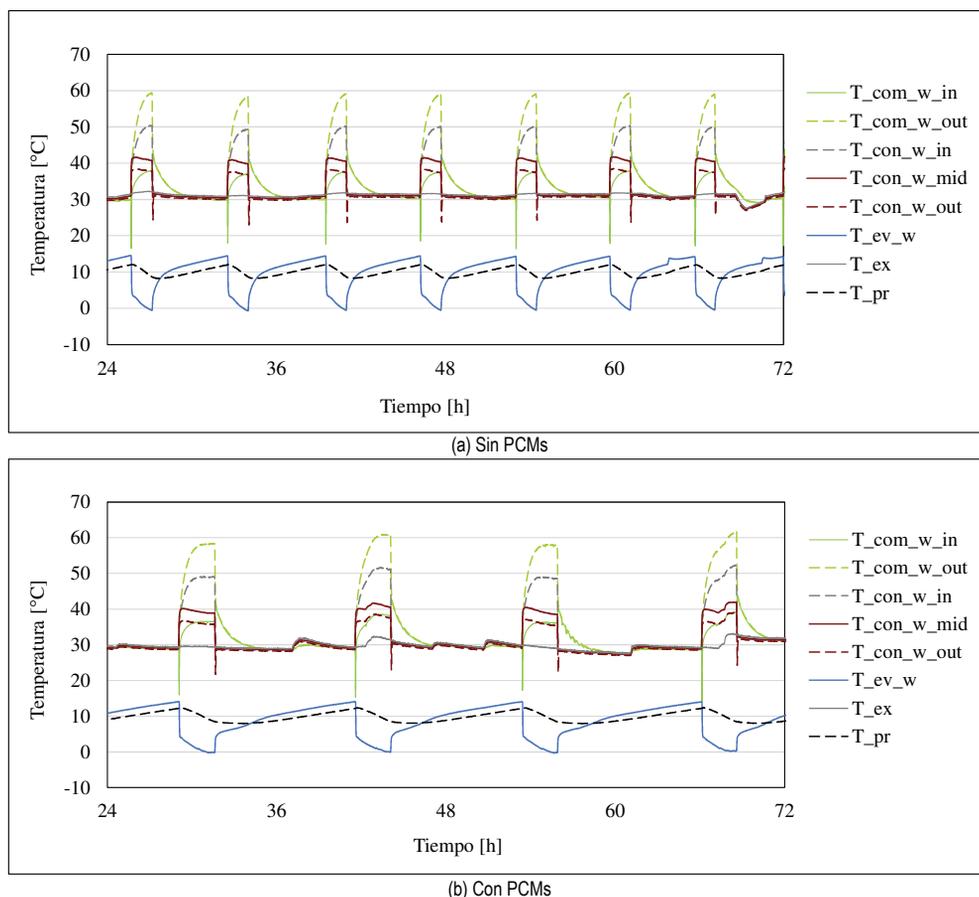


Fig. 4-16. Temperaturas del circuito frigorífico

(a) Refrigerador sin PCMs, T interior 11°C, Exterior 30°C. (b) Refrigerador con PCMs, T interior 11°C, Exterior 30°C

Para este caso, el salto térmico medio, entre la temperatura de consigna interior y la temperatura mínima medida en el evaporador, fue de 11.0, 10.9 y 10.8 °C, durante los ciclos de mantenimiento 2 3 y 4, para el refrigerador sin PCMs. Al integrar el panel de PCMs, el valor de este salto térmico fue de 11.0°C, 10.8 y 10.7°C

para los mismos ciclos de mantenimiento; de la manera que la variación media es del -0.3% respecto al refrigerador sin PCMs

Tabla 4-9. Temperaturas de pared media en distintos puntos del circuito frigorífico

Descripción	Ciclo	Tiempo ON [h]	Tiempo Ciclo [h]	Temperatura [°C]													
				T _{com,w,in}	T _{com,w,out}	T _{con,w,in}	T _{con,w,mid}	T _{con,w,out}	T _{tcap,w,in}	T _{ev,w}	T _{ex}	T _{pr}	T _{pcm,mid}	T _{ev,w,min}	Δ(T _{con,w} - T _{ex})	Δ(T _{pr} - T _{w,ev})	
<i>T interior 5°C – T exterior 25°C</i>																	
Sin PCMs	1	ON	8.42	12.53	35.6	56.9	49.6	36.0	33.4	35.1	1.1	25.4	10.7	-	-3.9	10.7	14.6
	2	ON	2.74	6.60	33.2	51.8	45.3	34.9	32.2	34.0	-2.3	25.3	5.0	-	-4.0	9.6	8.0
	3	ON	2.75	6.87	32.7	50.8	44.5	34.5	31.9	33.5	-2.0	25.2	5.0	-	-4.0	9.3	8.0
	4	ON	2.79	6.74	32.8	51.0	44.6	34.7	31.9	33.7	-1.9	24.7	5.1	-	-3.9	10.0	8.0
Con PCMs	1	ON	16.67	39.83	35.9	55.8	48.1	35.6	35.5	42.2	0.9	26.2	8.9	4.2	-4.1	9.4	13.0
	2	ON	8.09	32.85	34.9	55.7	48.2	35.4	35.2	35.1	-1.3	25.6	4.9	1.4	-4.1	9.8	9.0
	3	ON	8.15	32.45	35.1	55.9	48.4	35.6	35.4	35.3	-1.1	26.0	4.9	1.4	-4.4	9.6	9.3
	4	ON	8.22	32.05	34.6	55.1	47.7	35.3	35.1	34.9	-1.1	25.7	4.9	1.4	-4.4	9.5	9.3
<i>T interior 5°C – T exterior 30°C</i>																	
Sin PCMs	1	ON	3.87	7.85	36.2	55.7	47.3	39.3	36.3	36.9	-0.9	30.8	7.2	-	-4.3	8.5	11.5
	3	ON	1.95	6.05	34.5	52.2	44.7	38.4	35.5	36.1	-2.1	30.2	4.6	-	-4.3	8.3	8.9
	4	ON	1.95	6.18	33.9	51.1	43.7	37.8	34.8	35.4	-2.1	29.5	4.6	-	-4.3	8.2	8.9
	5	ON	1.99	6.19	33.5	50.1	43.1	37.5	34.5	35.1	-1.7	29.5	4.6	-	-4.4	8.0	9.0
	Con PCMs	1	ON	16.67	32.10	35.9	56.4	47.8	38.9	35.7	36.2	1.3	29.6	10.4	4.7	-4.5	9.3
2		ON	8.95	26.55	38.1	58.4	49.1	40.1	37.2	37.9	-0.8	31.9	4.9	1.3	-4.2	8.2	9.1
3		ON	8.65	25.68	37.0	57.3	47.9	39.2	36.3	37.0	-1.0	30.9	4.9	1.3	-4.2	8.3	9.1
4		ON	8.24	26.25	36.8	57.5	48.3	39.4	36.4	37.1	-1.0	30.8	5.0	1.3	-4.2	8.5	9.1
<i>T interior 11°C – T exterior 25°C</i>																	
Sin PCMs	1	ON	2.65	5.35	37.1	58.1	-	36.7	-	29.2	5.4	24.8	17.0	-	-0.1	11.9	17.0
	2	ON	0.57	4.37	35.6	51.9	-	35.3	-	29.5	3.4	24.9	10.5	-	-0.5	10.4	11.1
	3	ON	0.55	4.70	35.4	49.7	-	34.2	-	28.6	2.8	24.7	9.9	-	-0.7	9.5	10.6
	4	ON	0.58	4.70	35.4	48.8	-	33.7	-	28.3	2.9	24.5	10.1	-	-0.8	9.2	10.8
Con PCMs	1	ON	5.98	18.85	37.0	58.2	51.7	37.9	35.6	37.3	5.2	26.0	16.0	9.3	-0.5	11.9	16.4
	2	ON	2.48	14.12	33.6	51.3	45.8	35.8	33.8	35.4	3.3	25.4	10.6	6.7	-0.4	10.4	11.0
	3	ON	2.45	14.11	35.2	53.4	47.4	36.7	34.7	36.3	2.9	26.1	10.4	6.2	-0.1	10.6	10.6
	4	ON	2.45	14.71	33.6	51.4	45.5	35.8	33.8	35.2	2.9	25.3	10.4	6.2	-0.2	10.4	10.7
<i>T interior 11°C – T exterior 30°C</i>																	
Sin PCMs	1	ON	5.25	11.30	39.2	60.7	52.8	43.3	39.8	40.3	4.6	33.7	17.7	-	-0.5	9.6	18.1
	3	ON	1.60	6.89	35.5	52.1	46.2	40.5	37.5	38.0	2.7	32.0	10.7	-	-0.3	8.6	11.0
	4	ON	1.65	6.87	35.4	51.4	45.5	39.8	36.9	37.4	3.1	31.6	10.7	-	-0.2	8.5	10.9
	5	ON	1.65	6.05	35.8	51.7	45.7	40.0	37.0	37.6	3.1	31.7	10.6	-	-0.1	8.5	10.8
	Con PCMs	1	ON	7.45	16.67	39.1	60.6	52.6	42.5	39.1	39.8	6.3	32.4	18.0	10.3	-0.5	10.1
2		ON	2.80	12.20	36.6	55.1	47.7	40.1	37.0	37.7	3.2	31.1	10.6	6.2	-0.4	9.0	11.0
3		ON	2.75	12.68	34.9	52.7	45.7	38.1	35.6	36.2	3.5	29.5	10.7	6.4	-0.1	8.6	10.8
4		ON	2.67	11.27	36.3	54.1	46.6	39.6	36.5	37.1	3.1	30.7	10.5	5.9	-0.2	8.9	10.7

En cuanto al salto térmico entre la temperatura del condensador medio y la temperatura exterior, los valores medidos para el refrigerador sin PCMs fueron de 8.5, 8.2 y 8.2°C durante los ciclos de mantenimiento antes

indicador (2, 3 y 4), valores que se elevaron a 9.0, 9.1 y 8.9°C, al integrar el panel de PCM, lo que supone un incremento medio del 8.1%. En la Tabla 4-9, se muestran los resultados obtenidos para las diferentes mediciones realizadas.

En general se constata que la integración de los PCMs no tiene una incidencia significativa en el salto térmico entre temperatura de consigna interior y la temperatura de la pared del evaporador, registrando un valor medio de 9.94°C. Asimismo, hay poca incidencia en el salto térmico entre la temperatura de la pared del condensador y la temperatura exterior registrando valores medios de 9.87°C y 8.46°C, para las temperaturas exteriores de 25°C y 30°C respectivamente.

4.7 VALIDACIÓN DEL MODELO.

Para validar el modelo se consideraron como variables principales, la temperatura media interior del refrigerador, la potencia eléctrica consumida y la temperatura en el PCM. La validación se ha realizado, comparando los resultados experimentales obtenidos para el PCM Rubitherm RT5HC, y la simulación realizada, bajo las condiciones de operación del ensayo experimental resumidas en la Tabla 4-10. A continuación se exponen los resultados obtenidos.

Tabla 4-10. Condiciones del ensayo experimental usadas en la validación del Modelo

Ciclo	COP _{sys} sin PCMs
Temperatura ambiente media	24.5°C
Humedad relativa ambiente	60%
Temperatura de consigna en el refrigerador	10.6°C
Histéresis del control ON-OFF	+/- 1°C
RPM compresor	2000

En relación a la temperatura media del aire interior del refrigerador (Fig. 4-17), el modelo se ajusta correctamente, obteniéndose un error medio del 5.7% para los ciclos de mantenimiento. En relación a los ciclos iniciales, el modelo evoluciona de forma más rápida que la medida real, existiendo error medio superior, con un valor del 6.4 %. La mayor discrepancia en el ciclo inicial, también se debe a que las condiciones de funcionamiento en este ciclo son menos estables.

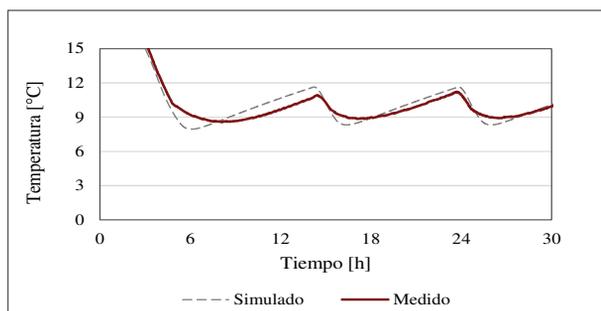


Fig. 4-17. Temperatura media del aire interior del refrigerador, medida y simulada

En cuanto a la demanda de electricidad, el modelo es simple, pues considera las condiciones medias de operación del sistema de refrigeración, definiendo una potencia eléctrica consumida en función de la temperatura de evaporación y de condensación. Durante el ensayo el suministro de electricidad se proporcionó

a un voltaje constante de 12 Voltios, variando la corriente eléctrica, según la demanda del sistema. Al comparar los valores medidos y simulados para la corriente eléctrica (Fig. 4-18), el error medio obtenido es del 2.5% para el ciclo inicial y 1.9% para los ciclos de mantenimiento.

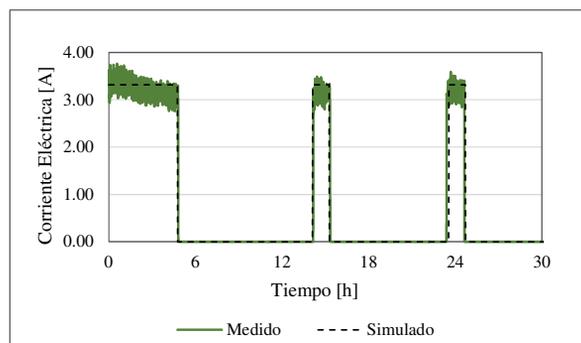


Fig. 4-18. Corriente eléctrica consumida por el refrigerador medida y simulada

Las discrepancias entre el modelo y el valor simulado se deben principalmente al comportamiento transitorio de las corrientes de arranque del compresor, las cuales no se incluyen en el modelo implementado. La simulación de estas corrientes eléctrica transitorias se contemplan en otro tipo de modelos, donde se analiza en detalle el funcionamiento eléctrico y mecánico del compresor.

Como parte de la validación del modelo, también se han comparado la evolución de la temperatura simulada en el PCM, con la temperatura medida durante el ensayo. En la Fig. 4-19, se muestra la evolución de la temperatura simulada para el nodo del PCM que está en contacto el evaporador, y la temperatura del PCM, medida en la zona media del evaporador de pared.

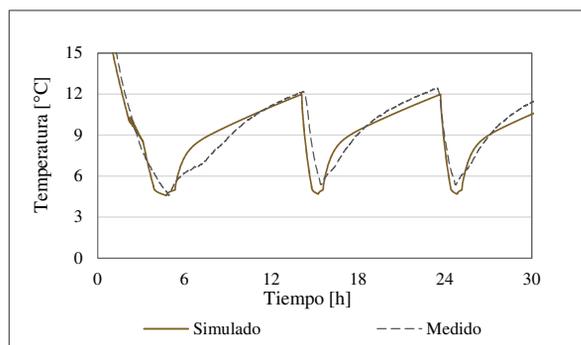


Fig. 4-19. Temperatura en el PCM medida y simulada

Valor medido para el PCM dispuesto en contacto con la zona media del evaporador de pared. Valor simulado para el nodo del PCM en contacto con el evaporador de pared.

En este caso, el error medio obtenido es del 8.2% para el ciclo inicial y del 7.4% para los ciclos de mantenimiento. Se constata además que la curva de carga del PCM (solidificación), se ajusta mejor que la curva de descarga (fusión). Este comportamiento es coherente, con el modelo implementado, en cual se utiliza una curva única entalpía específica-temperatura para el PCM.

Por tanto, el resultado puede mejorarse realizando la simulación con las dos curvas (fusión y solidificación en el modelo); no obstante, aumentará el tiempo de simulación del sistema.

No obstante lo anterior, se encuentra que atendiendo a las tres variables analizadas (temperatura media del producto, demanda de potencia eléctrica y temperatura del PCM), el modelo se ajusta con menor error para los ciclos de mantenimiento, y serán por tanto, este tipo de ciclos los que serán considerados principalmente en las simulaciones y análisis presentados en los Capítulos 5 y 6.

4.8 CONCLUSIONES

En relación al PCM de bajo coste, de “Marca Blanca” utilizado en el ensayo experimental del refrigerador para una temperatura de consigna de 5°C, se encuentra que alto sub-enfriamiento, impide que el material cambie de fase antes que el producto refrigerado, y que en todo caso su congelación, no puede llevarse a cabo respetando el rango de temperatura deseado para el producto almacenado.

Teniendo en cuenta tal sub-enfriamiento y el menor calor latente de este tipo de PCM, frente al agua, se encuentra que para la temperatura de consigna de 5°C, es más adecuado utilizar como PCM de bajo coste, el agua destilada con los aditivos adecuados para limitar su sub-enfriamiento.

Por otra parte, los resultados experimentales, permiten concluir que para la opción de integración aplicada, utilizando como PCM el RTHC, manufacturado por la empresa Rubitherm, cuya temperatura de cambio de fase está entre 4 y 6°C, encapsulado en un panel con 8 mm de espesor, y para una temperatura de preservación de producto de 11°C, los principales efectos del PCM sobre el desempeño del sistema son los siguientes:

La incorporación de PCM, no tiene un alto impacto en la estratificación de la temperatura del producto, sin embargo, la temperatura del producto refrigerado es menor cuando el Refrigerador tiene el Panel PCM. Esto se debe a que el proceso de descarga del PCM continúa en cada ciclo, una vez que el compresor se detiene. La diferencia de temperatura entre el escenario “sin PCMs” y el “escenario con PCMs” es de 1.5°C, por lo cual es aconsejable tener en cuenta este comportamiento del sistema con PCMs para definir mejor la estrategia de control.

En relación al proceso de carga de PCM, fue posible verificar que el PCM ubicado en las zonas superior y media de la pared del refrigerador, alcanza la temperatura requerida para llevar a cabo el proceso de solidificación, pudiéndose almacenar energía térmica sensible y latente. Sin embargo, para el PCM ubicado en la zona inferior de la pared del refrigerador, no se alcanza la temperatura de solidificación requerida, realizándose en este caso un almacenamiento de tipo sensible.

Este resultado hace necesario utilizar un PCM con una temperatura de cambio de fase superior a la de RT5HC, más próxima a la temperatura de consigna del producto de 11°C, con el fin de garantizar un proceso de cambio de fase completo. Otra alternativa de solución consistiría en disponer el PCM usado en el ensayo, disponiéndolo sólo en las zonas superior y media de la pared del refrigerador, en las cuales el evaporador de pared tiene más baja temperatura.

En cuanto a la mayor inercia que los PCMs le confieren al refrigerador, los resultados experimentales de esta tesis, confirman las conclusiones obtenidas en estudios previos; pues en el escenario “con PCMs” se reduce de 5 a 2 el número de ciclos diarios del compresor. Esta característica implica también una reducción del número

de operaciones OFF-ON diarias del compresor, lo cual tiene un impacto positivo indirecto en la vida útil del compresor.

En cuanto al consumo diario de electricidad, hay un aumento del 31,0% en el "Ciclo inicial" y 14.9% en el "Ciclo de mantenimiento", lo cual se debe a que en la opción de integración utilizada, el PCM constituye también una resistencia entre el evaporador y el producto refrigerado. No obstante, la mayor inercia que el PCM le confiere al refrigerador, facilitará su integración con el sistema fotovoltaico.

Esta mayor inercia del sistema, puede analizarse midiendo el tiempo de subida de la temperatura del refrigerador (tiempo de autonomía), ante la ausencia del suministro eléctrico. Los resultados al respecto, mostraron que este tiempo se incrementa de 5.01 a 11.31 h cuando se integran los PCMs en el refrigerador, lo que implica un aumento del 126% en su autonomía. Este efecto da la posibilidad también de reducir el tamaño de las baterías eléctricas en el sistema fotovoltaico de los refrigeradores solares.

CAPÍTULO 5 INFLUENCIA DEL PCM Y OTRAS VARIABLES RELEVANTES EN EL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERADOR SOLAR¹⁶

¹⁶ El contenido de este capítulo está parcialmente incluido en las comunicación presentada en *Eurosun Conference 2018* [248] y en el *"International Conference of Refrigeration" 2019* [249]

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

5.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL ESTUDIO

En este capítulo se estudia la influencia del espesor del panel de PCM integrado en el refrigerador, sobre sus indicadores de desempeño, bajo condiciones ambiente estables. Para ello se ha realizado un estudio paramétrico, simulando el refrigerador “sin PCMs” y “con PCMs”, para diferentes espesores del panel de PCM y utilizando tres materiales, con temperaturas de cambio de fase diferentes, para dos temperaturas de consigna interiores de 11°C y 5°C.

Para la temperatura de consigna de 11°C, los materiales incluidos en el estudio fueron: agua destilada, mediante el cual se prevé realizar sólo almacenamiento térmico sensible, y los dos PCMs RT5HC y RT9, manufacturados por la empresa Rubitherm, con temperaturas de cambio de fase media de 5°C y 9°C respectivamente. Por otra parte, para la temperatura de consigna de 5°C, los materiales utilizados en el estudio fueron el agua destilada y los PCMs RT3H y RT5HC, manufacturados por la misma empresa, cuyas temperaturas medias de cambio de fase son 0, 3 y 5°C respectivamente. Las propiedades termofísicas utilizadas en la simulación para cada material se presentaron ya de forma detallada en el Capítulo 3.

En cada caso simulado se ha analizado el ciclo de mantenimiento medio, y un día de mantenimiento tipo, en el cual sólo tienen lugar ciclos de mantenimiento. Para ello se ha revisado en primer lugar, la evolución de la temperatura interior del refrigerador, para constatar que su valor se mantiene dentro de las condiciones deseadas de operación. Asimismo, se ha revisado la evolución de la temperatura del PCM usado en cada caso, para verificar si el proceso de cambio de fase se ha realizado de forma completa o parcial.

Para el ciclo de mantenimiento medio, se han calculado el Tiempo ON, el Tiempo OFF y el Tiempo de Ciclo del refrigerador, sobre los cuales se hizo alusión en el Capítulo 3 en la sección 3.7 correspondiente a indicadores. En particular, el Tiempo OFF es un indicador importante, pues muestra el tiempo de autonomía del refrigerador, en ausencia de suministro eléctrico. El Tiempo de Ciclo es también de gran importancia, pues su valor debe ser próximo a 24 horas, para mejorar la integración del refrigerador y el sistema fotovoltaico.

Finalmente, se han calculado los indicadores de desempeño convencionales, incluyendo el consumo eléctrico diario para el día de mantenimiento tipo, y el COP del sistema (COP_{SYS}). Las simulaciones se han realizado para dos valores de temperatura ambiente de 25 y 30°C, con una humedad relativa constante del 60%, utilizando varias velocidades de giro de compresor y con los parámetros complementarios, presentados en la Tabla 5-1.

Tabla.5-1. Condiciones y parámetros base de simulación

Variable	Valor	
Temperatura de consigna en el refrigerador	11°C	5°C
Temperatura ambiente media	25°C, 30°C	
Humedad relativa ambiente	60%	
Histéresis del control ON-OFF	+/- 2°C	
Velocidad de giro de compresor	3000 min ⁻¹	
Velocidad aire interior	0.2 m/s	
Espesor aislamiento	80 mm	
Conductividad del aislamiento	0.05 W/ m K	
Renovaciones de aire por hora (NRH)	00.25	
Espesor panel de PCM	8 mm	

La temperatura de evaporación se asume constante, estimándola a partir de la temperatura de consigna interior del refrigerador, con valores de 1°C y -5°C para las temperaturas de consigna de 11°C y 5°C respectivamente. La temperatura de condensación se define a partir de la temperatura exterior, utilizando un salto térmico de 10°C, entre el ambiente exterior y la temperatura media del condensador.

Con el fin de realizar un análisis integral del comportamiento del refrigerador, el estudio paramétrico también analiza la influencia de otras variables relevantes en el desempeño del sistema. Las variables adicionales consideradas fueron el espesor del aislamiento, la tasa de renovaciones por hora, y la velocidad de giro del motor del compresor del sistema frigorífico. La Fig. 5.1 presenta las variables analizadas en el estudio paramétrico, los indicadores utilizados para la evaluación de su desempeño y los PCMs utilizados para cada temperatura de consigna.

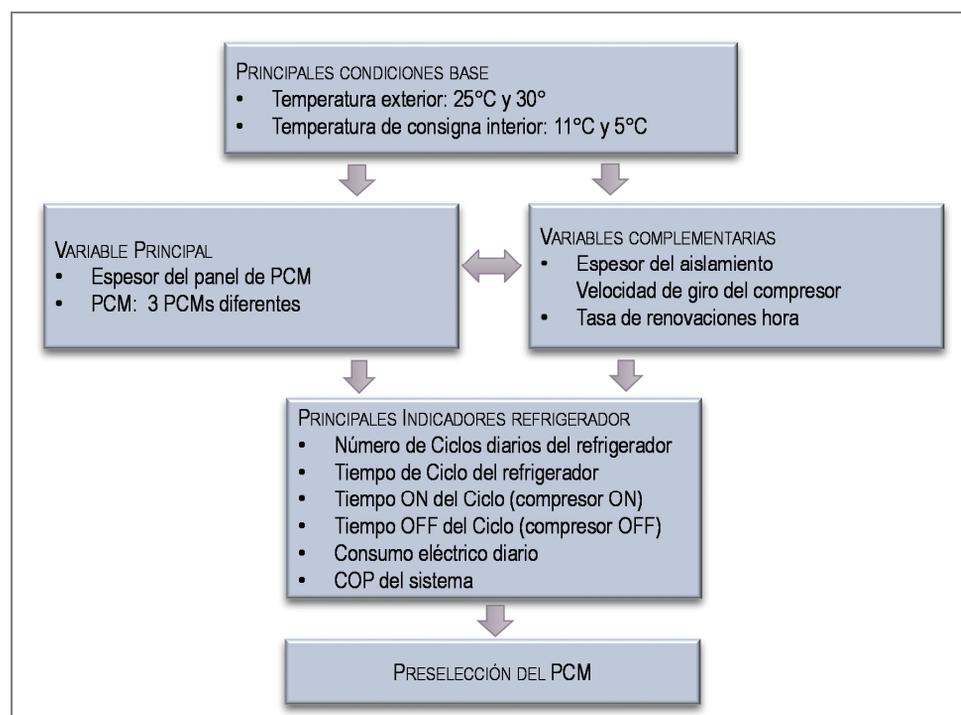


Fig. 5-1. Variables e Indicadores utilizados en el estudio paramétrico.

Finalmente, a partir de los resultados obtenidos es posible seleccionar el PCM que mayor tiempo de autonomía confiere al refrigerador según la temperatura de consigna analizada; para posteriormente analizar el refrigerador solar integrado al sistema fotovoltaico. En este sentido, en este estudio paramétrico, se analizan también, los efectos del espesor del PCM en el desfase entre la producción fotovoltaica y la demanda de energía eléctrica del sistema. En este caso se dimensiona el campo de captación fotovoltaico, considerando un emplazamiento tropical tipo, una temperatura ambiente de operación del refrigerador de 25°C, y una temperatura de consigna de 11°C.

Las simulaciones se realizaron para 168 horas de funcionamiento de refrigerador, utilizando un paso de tiempo máximo de 0.5 s, y con una temperatura inicial interior del refrigerador de 25°C. La simulación calcula los valores de temperaturas, potencias eléctricas y potencias térmicas, para cada paso de tiempo Δt durante las

168 horas de simulación, lo que implica 1.2 millones de iteraciones del programa principal, para cada caso simulado y un tiempo alto de procesamiento.

Tal como se ha indicado, los indicadores básicos fueron calculados para el ciclo de mantenimiento medio, por lo cual ha sido necesario realizar un post-procesamiento de datos, el cual fue implementado en Matlab, siguiendo los pasos indicados en la Fig. 5.2.

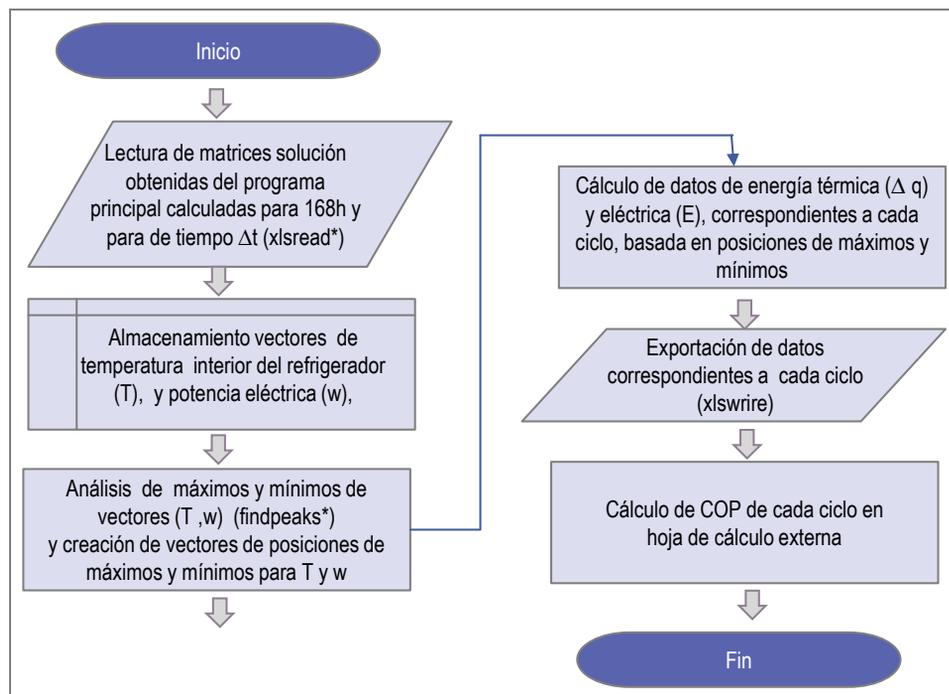


Fig. 5-2. Esquema procedimiento usado para post-procesamiento de datos para analizar indicadores de ciclo de mantenimiento medio.

5.2 ANÁLISIS PARA UNA TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO DE PRODUCTO 11°C

5.2.1 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PRODUCTO ALMACENADO Y DE LOS PCMS

La evolución de la temperatura del producto almacenado en el refrigerador “sin PCMs” y “con PCMs”, usando diferentes materiales (agua, RT5HC y RT9) se presenta en la Fig. 5.3, para las condiciones base de simulación, una temperatura ambiente de 25°C, estableciendo una temperatura de consigna 11± 2°C, y utilizando un espesor de panel de PCMs de 8 mm. Durante los ciclos de mantenimiento, el refrigerador “sin PCMs” mantiene el producto dentro del rango deseado de temperatura (9 a 13°C). Al instalar el panel de PCMs, la temperatura permanece por debajo del valor máximo deseado (13°C); no obstante, para la temperatura mínima, los valores obtenidos están 1.4°C, 2.2°C y 1.8°C por debajo del valor mínimo deseado (9°C), para el agua, el RT5HC y el RT9 respectivamente. Tal como sucedió en el estudio experimental, este comportamiento se debe a que una vez el compresor para, la energía térmica almacenada a baja temperatura en el PCM continúa removiendo calor del producto. En este caso se encuentra, además, que es para el PCM RT5HC, cuando más se enfría el producto por debajo del valor deseado.

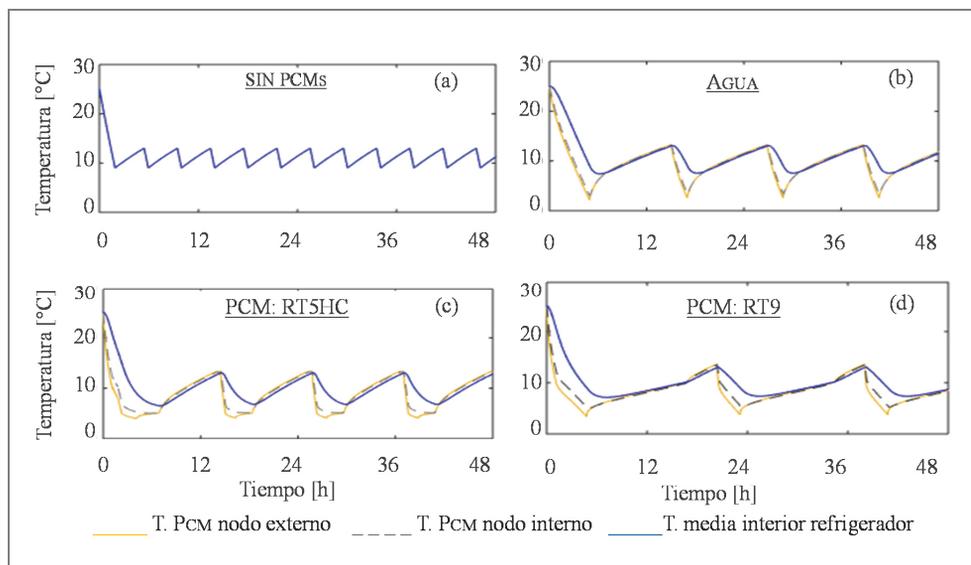


Fig. 5-3. Evolución de la temperatura de producto y del PCM para Temperatura de consigna interior 11°C y Temperatura ambiente de 25°C y las condiciones base de operación.

La Fig. 5.3 también muestra la evolución de la temperatura del PCM, incluyendo los valores en el nodo externo del PCM, que está en contacto con el evaporador de pared, así como el nodo interno del PCM, que está próximo al aire interior de la celda refrigerada. En el caso del agua destilada, la temperatura mínima es de 2.5°C y 3.4°C para los nodos externo e interno del PCM, respectivamente; por lo tanto, como es de esperar, el almacenamiento térmico en este material es sólo de tipo sensible. Para el PCM RT5HC, la temperatura mínima alcanzada es de 4.2°C y 5.1°C en los nodos externo e interno; por tanto, en este PCM, el proceso de cambio de fase se realiza parcialmente, puesto que la zona de transición principal va desde los 4°C a los 6°C, es decir, en el este PCM si se aprovecha el almacenamiento térmico latente, aunque de forma parcial. En cuanto al PCM RT9, la temperatura mínima es de 3.4°C en el nodo externo y de 4.9°C en el nodo interno. En este caso, el proceso de cambio de fase se realiza de forma completa, puesto que la región de cambio de fase principal está entre 7°C y 10°C. De esta manera, se concluye que este PCM logra aprovechar tanto el almacenamiento sensible como latente, para el refrigerador analizado.

Cuando la temperatura exterior es de 30°C el comportamiento es similar, realizándose un proceso de cambio de fase parcial para PCM RT5H, y un proceso completo para el PCM RT9. Igualmente, para el agua no se realiza sólo almacenamiento térmico de tipo sensible. Teniendo en cuenta los resultados se encuentra que el para el tipo de refrigerador y opción de integración de PCM analizada, el PCM que realiza de forma completa el cambio de fase, es el PCM RT9; el cual corresponde al PCM cuya temperatura de solidificación es más próxima a la temperatura de consigna establecida para el refrigerador.

5.2.2 EFECTO DEL ESPESOR DEL PANEL DE PCM

Para una mejor de integración del refrigerador solar y el sistema fotovoltaico, el número diario de ciclos del refrigerador debería ser cercano a uno, lo que implica un Tiempo de Ciclo próximo de 24 horas. De esta manera se facilitará que la demanda de electricidad del sistema sea atendida en su totalidad durante el día, cargando el PCM y atendiendo la demanda térmica del refrigerador. Posteriormente, durante la noche, el PCM podrá descargarse y atender la demanda térmica del refrigerador, sin contar suministro eléctrico.

Teniendo en cuenta la importancia de esta variable, en este apartado se revisó en primer lugar, la **influencia del espesor del panel del PCM en el Tiempo de Ciclo** del refrigerador. En línea con los resultados experimentales, las simulaciones realizadas muestran que la integración del panel de PCM, confiere mayor inercia al refrigerador, aumentando este Tiempo de Ciclo y reduciendo, por tanto, el número de ciclos diarios. Los resultados bajo las condiciones base de simulación se presentan en la Fig. 5.4.

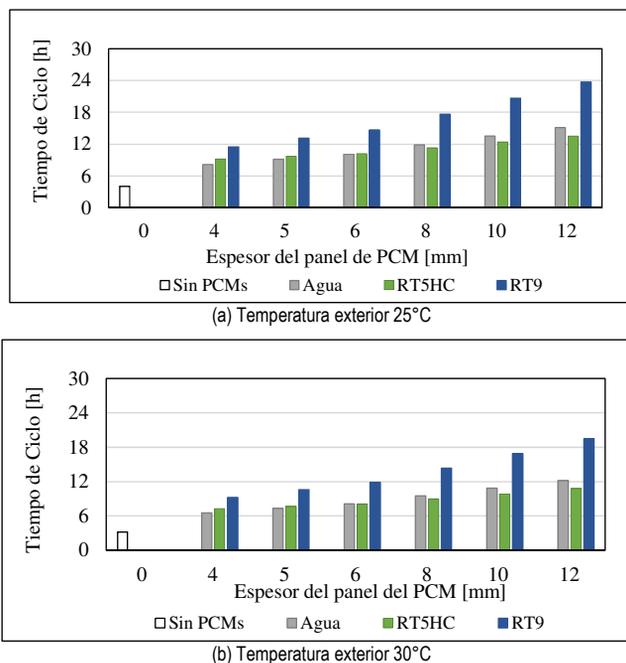


Fig. 5-4. Efecto del espesor del panel de PCM en tiempo de ciclo del compresor, para una temperatura interior de 11°C.

Cuando la temperatura ambiente es de 25°C, el Tiempo de Ciclo del refrigerador sin PCMs es de sólo 4.03 h; valor que se incrementa a 8.1, 9.2 y 11.5 h cuando se incorpora el Panel de PCMs de 4 mm de espesor, utilizando agua, el PCM RT5HC y el PCM RT9 respectivamente. Si el espesor toma un valor de 12 mm los Tiempos de Ciclo mencionados aumentan a 15.1, 13.5 y 23.7 h. Cuando la temperatura ambiente es de 30°C, los Tiempos de Ciclo para este mismo espesor de 12 mm, son ligeramente menores, obteniéndose valores de 12.2, 10.8, y 19.5 h para el agua, el PCM RT5HC y el PCM RT9, respectivamente.

Los resultados indican que, para la temperatura de consigna analizada, el PCM RT9 es el que mayor inercia y autonomía confiere al refrigerador y mediante el cual, se alcanza un mayor Tiempo de Ciclo. Además, se encuentra que el agua, como es de esperar, sólo realiza almacenamiento térmico sensible, pues el sistema no alcanza en ningún momento su temperatura de cambio de fase. A pesar de esto, el agua ofrece mejores resultados, en cuando a Tiempo de Ciclo, que el PCM RT5HC, puesto que el proceso de cambio de fase en este PCM, se realiza de forma parcial, y además su conductividad es inferior a la del agua.

Además del Tiempo de Ciclo del sistema, es importante revisar también, la **influencia del panel de PCM en el consumo eléctrico**, pues la demanda diaria de electricidad incide en el dimensionamiento de los componentes del sistema fotovoltaico. De esta manera, en este apartado se revisa también, la variación del consumo diario de electricidad para diferentes espesores del PCM, bajo las condiciones base de simulación y asumiendo que

durante el día sólo tienen lugar ciclos de mantenimiento. Los resultados al respecto se ilustran en la Fig. 5-5 para las temperaturas ambiente de 25 y 30°C.

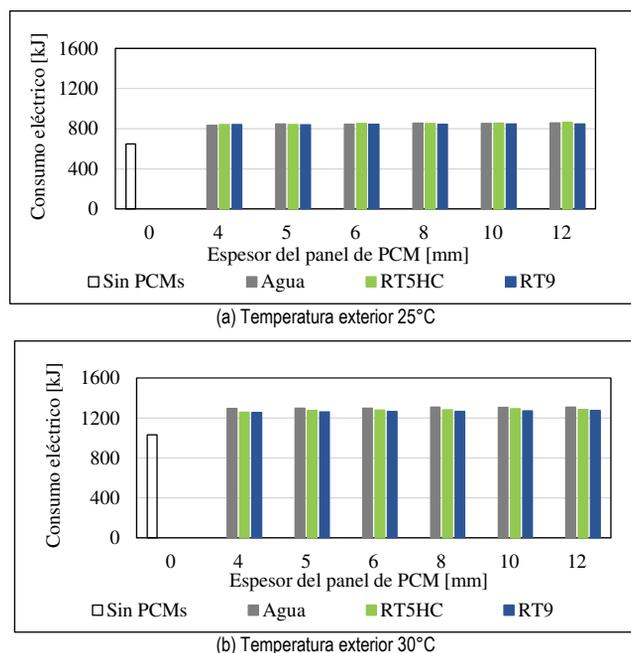


Fig. 5-5. Efecto del espesor del panel de PCM en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 11°C.

Para la temperatura ambiente de 25°C, el consumo eléctrico diario es de 649 kJ, para el refrigerador sin PCMs. Al incorporar el panel de PCM hay incrementos del consumo eléctrico diario entre el 28.5% y el 32.1% cuando se usa agua, entre 29.5% y 30.5% cuando se utiliza el PCM RT5HC, y entre el 29.4% y 30.5% cuando se usa el PCM RT9. Cuando la temperatura ambiente es de 30°C, el comportamiento es similar, obteniéndose incrementos en el consumo eléctrico diario entre el 30% y el 40% para el agua, entre 24.6% y 31.4% para el PCM RT5HC, y entre el 22.7% y 33.1% para el PCM RT9. Se encuentra, por tanto, que cuanto más espesor tiene el panel del PCM, mayor es el consumo de electricidad y que para los materiales analizados, el PCM RT9 es que registra incrementos menores.

En cuanto al COP del sistema (COP_{SYS}), los resultados muestran valores similares para el refrigerador sin PCMs y el refrigerador con PCMs, obteniéndose un valor de 2.8 y 2.9 respectivamente, cuando la temperatura exterior es de 25°C ; y un valor de 2.4 y 2.5 cuando la temperatura exterior es de 30°C.

5.2.3 EFECTO DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO

Las ganancias de calor, a través de la envolvente del refrigerador, tienen un peso importante en la carga térmica total del refrigerador. Por ello, el espesor del aislamiento ha sido ampliamente analizado en numerosos estudios previos. ASHRAE recomienda, dentro de los diferentes tipos de aislamiento, el poliuretano con un espesor mínimo de 50 mm para temperatura de preservación de producto entre 4 y 16°C [12]. Debido a la importancia de esta variable, en este apartado se analizan los efectos del espesor del aislamiento en la duración del Tiempo de Ciclo del compresor, así como en el consumo eléctrico diario. Puesto que el PCM RT9, fue el material para

el cual se obtuvieron mejores resultados en los apartados previos, en esta sección las simulaciones se han realizado utilizando este material con espesores del panel de PCM de 8 y 10 mm. Los resultados en relación a la influencia en el Tiempo de Ciclo del refrigerador se presentan en la Fig. 5.6

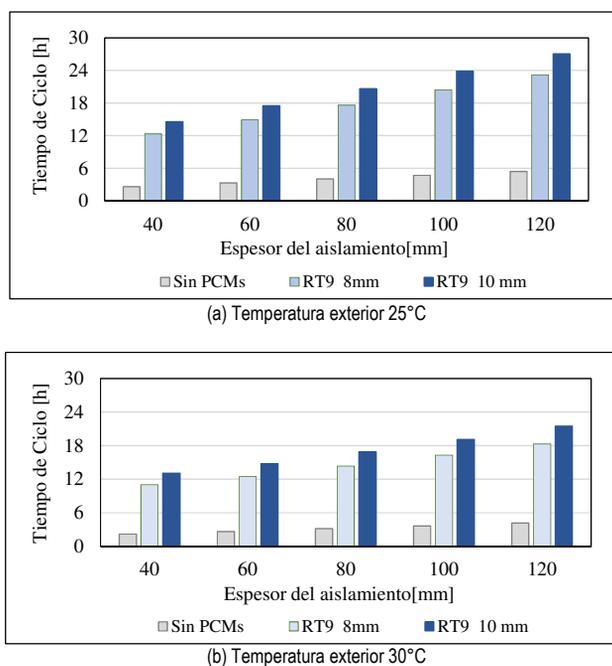


Fig. 5-6. Efecto del espesor del aislamiento en el tiempo de ciclo del compresor, para una temperatura interior de 11°C.

Cuando la temperatura ambiente es de 25°C (Fig. 5.6 (a)), el Tiempo de Ciclo del refrigerador sin PCMs pasa de 2.6 a 5.4 h, cuando el espesor del aislamiento pasa de 40 mm a 120 mm; es decir, al triplicar el espesor del aislamiento se duplica aproximadamente el Tiempo de Ciclo del refrigerador. A pesar de la mejora obtenida, este Tiempo de Ciclo, está lejos de alcanzar las 24h requeridas de duración, para una mejor integración del refrigerador con el sistema fotovoltaico. Por el contrario, el Tiempo de Ciclo aumenta sustancialmente (entre 4.4 y 5.6 veces), si se introduce, además, el panel de PCM con 10 mm de espesor; obteniéndose un Tiempo de Ciclo de 14.6 h, para un espesor del aislamiento de 40 mm, y de 23.9 h si dicho espesor es de 100 mm. De forma similar, cuando la temperatura ambiente es de 30°C (Fig.5.6(b)), el Tiempo de Ciclo del refrigerador pasa 2.2 a 3.7 h al aumentar el espesor del aislamiento de 40 a 100 mm en el refrigerador "Sin PCMs". Estos valores son de 13.1 y 19.1 h, cuando además se utiliza el panel de PCM de 10 mm de espesor, lo cual equivale a un aumento de entre 5.2 y 6.0 del tiempo de ciclo.

En cuanto al **consumo eléctrico diario**, el incremento del espesor del aislamiento tiene un efecto positivo importante para las condiciones de operación analizadas; puesto que, las ganancias de calor por transmisión de calor, a través de la envolvente del refrigerador, representan más del 80% de la carga térmica total del durante los ciclos de mantenimiento. Los resultados al respecto, se presentan en la Fig. 5.7.

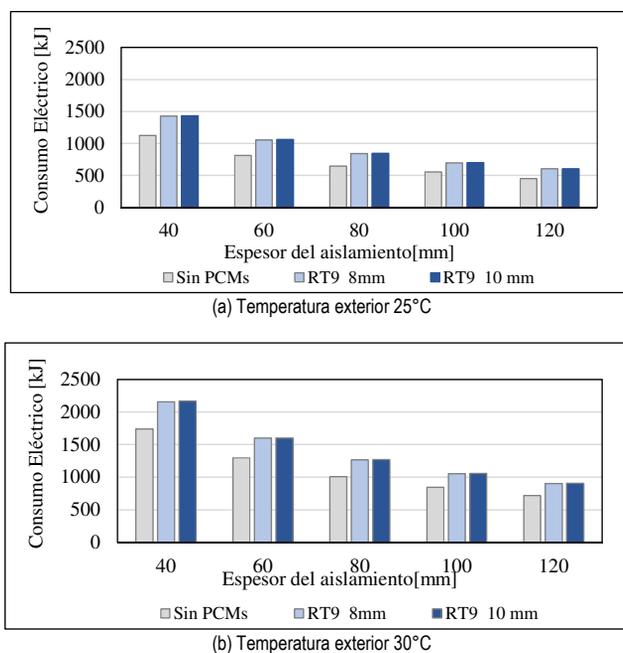


Fig. 5-7. Efecto del espesor del aislamiento en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 11°C.

Si se compara un refrigerador con un aislamiento, de espesor estándar de 80 mm, con otro de cuyo espesor de aislamiento es de 100 mm, el consumo eléctrico diario disminuye un 14.8% para el refrigerador sin PCMs, y un 17.0% para el refrigerador con un panel de PCM de 10 mm, cuando la temperatura ambiente es de 25°C. Estos valores porcentuales son similares cuando la temperatura ambiente es de 30°C, caso en el cual el consumo eléctrico disminuye un 16.2% y 16.9% para el refrigerador sin PCMs y con PCMs respectivamente.

En todo caso el uso del panel de PCM supone siempre un aumento del consumo eléctrico. En concreto para el refrigerador del caso anterior, con un espesor del aislamiento de 100 mm, y con el panel de PCM de 10 mm, el incremento del consumo eléctrico es del 27.1% y del 25.1% para una temperatura ambiente de 25°C y 30°C respectivamente. En la Tabla 5.3, presentada al final de este apartado 5.2, se resumen los valores obtenidos para los diferentes casos simulados.

5.2.4 EFECTO DEL NÚMERO DE RENOVACIONES DE AIRE POR HORA

El efecto del número de renovaciones de aire por hora permite evaluar de forma indirecta la carga térmica asociada a las infiltraciones y apertura de puertas en el refrigerador, si bien, su evaluación puede llevarse a cabo mediante metodologías de mayor complejidad, como las especificadas en el Manual de Refrigeración de ASHRAE [12].

Las simulaciones se realizaron con el PCM, para el cual se obtuvo Tiempos de Ciclo mayores. En concreto, para la temperatura de consigna de 11°C, se utilizó el PCM RT9, con un espesor de 10 mm, variando el número de renovaciones de aire por hora (NRH) entre 0.25 y 3. Los resultados obtenidos se muestran en la Fig. 5.8.

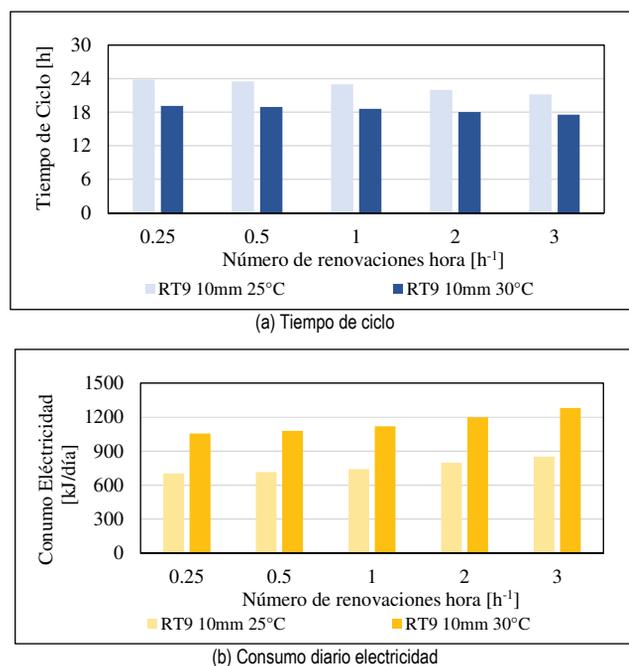


Fig. 5-8. Efecto del número de renovaciones de aire hora (NRH), para el PCM seleccionado, para una temperatura interior de 11°C. Cálculos realizados para el PCM RT9 de 10 mm de espesor

Como era de esperar, cuanto mayor es el número de renovaciones por hora (NRH) menor es el Tiempo de Ciclo y mayor es el consumo eléctrico diario. Para una temperatura ambiente de 25°C, un incremento del NRH de 0.25 a 2, implica una reducción del 11.2% del Tiempo de Ciclo; y supone también un aumento del 21.2% del consumo diario de electricidad. Cuando la temperatura ambiente es 30°C, estos porcentajes son del 8.2 y 21.5%. Por tanto, es necesario establecer adecuadamente las condiciones de operación del refrigerador, para definir con mejor precisión el espesor del panel de PCM adecuado, que garantice el tiempo de ciclo de 24 h y una autonomía adecuada del sistema.

5.2.5 EFECTO DE LA VELOCIDAD DEL COMPRESOR

La Tabla 5.2 resume los efectos de la variación de la velocidad de giro del motor del compresor sobre el sistema. Teniendo en cuenta los mejores resultados obtenidos para el PCM RT9, los resultados se presentan para este material y un espesor del panel de PCM de 10 mm.

En general se constata que cuanto mayor es la velocidad de giro del motor del compresor, mayor es el Tiempo de Ciclo; por ejemplo, cuando la velocidad cambia de 2000 a 3500 min⁻¹, el tiempo de ciclo se incrementa de 19.2 h a 21.0 h. Además, el "Tiempo ON" del compresor se reduce de 4.4 h a 2.9 h, con lo cual habrá un menor número de horas de funcionamiento del compresor y por tanto se tendrá un impacto positivo sobre su vida útil.

Tabla.5-2. Influencia de la velocidad del compresor en diferentes indicadores del sistema

Descripción	Unidad	Velocidad del Motor del Compresor (min ⁻¹)			
		2000	2500	3000	3500
Tiempo de Ciclo	[h]	19.2	19.9	20.7	21.5
Tiempo ON	[h]	4.4	3.7	3.2	2.9
Tiempo OFF	[-]	14.8	16.2	17.4	18.5
Potencia media	[W]	36.7	48.3	58.6	68.9
Consumo diario de electricidad	[Wh]	223	231	235	239
COP del sistema	[-]	2.99	2.92	2.90	2.88
Tamaño de las baterías eléctricas	[Wh]	94	86	83	63

Resultados calculados para el PCM RT9 y un espesor del panel de PCM de 10 mm

Por otra parte, el incremento de la velocidad del compresor también implica un ligero incremento del 7% en el consumo diario de electricidad, y un importante incremento del 88% en la potencia demandada. Asimismo el COP del sistema se afecta negativamente al aumentar esta velocidad. A pesar de ello, se encuentra que el proceso de carga del PCM es más efectivo, puesto que hay una reducción del 33% en el tamaño de las baterías eléctricas, calculadas para un tiempo de autonomía de 24h. Esto significa que el sistema aprovecha mejor el almacenamiento térmico (latente y sensible) cuando se incrementa la velocidad del compresor.

Este comportamiento del sistema debe ser tenido en cuenta en la definición de la estrategia de control del sistema, de tal manera que se incremente la velocidad del compresor cuando la radiación solar sea alta y asimismo, se baje la velocidad cuando la radiación solar también sea baja.

En la Tabla 5.3 se resumen los resultados en las diferentes simulaciones realizadas para el RT9, y en el Anexo 5.1 se presentan también la tabla resumen de resultados para los PCM RT5HC y el Agua.

Tabla 5-3. Resultados simulaciones para temperatura de consigna interior 11°C, para el RT9

T.Ext [°C]	Esesor panel PCM [mm]	Esesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
<i>VARIACIÓN DEL ESPESOR DEL PANEL DEL PCM</i>										
25	0	80	0.25	4.0	0.5	3.5	304	109	2.8	649
	4	80	0.25	11.5	1.8	9.7	1160	402	2.9	840
	6	80	0.25	14.7	2.3	12.4	1488	515	2.9	843
	8	80	0.25	17.6	2.7	14.9	1799	620	2.9	844
	10	80	0.25	20.7	3.2	17.4	2113	729	2.9	847
	12	80	0.25	23.7	3.7	20.0	2433	838	2.9	847
30	0	80	0.25	3.2	0.6	2.6	326	136	2.4	1031
	4	80	0.25	9.2	2.0	7.2	1224	483	2.5	1256
	6	80	0.25	11.9	2.6	9.3	1580	624	2.5	1264
	8	80	0.25	14.4	3.1	11.2	1921	757	2.5	1266
	10	80	0.25	16.9	3.7	13.2	2264	894	2.5	1270
	12	80	0.25	19.5	4.3	15.2	2619	1035	2.5	1276
<i>VARIACIÓN DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO</i>										
25	10	40	0.25	14.6	3.9	10.7	2529	872	2.9	1436
	10	60	0.25	17.5	3.4	14.1	2253	778	2.9	1066
	10	80	0.25	20.7	3.2	17.4	2113	729	2.9	847
	10	100	0.25	23.9	3.1	20.8	2028	699	2.9	703
	10	120	0.25	27.1	3.0	24.1	1971	680	2.9	603
30	10	40	0.25	13.1	4.9	8.2	2988	1180	2.5	2167
	10	60	0.25	14.8	4.1	10.7	2494	986	2.5	1601
	10	80	0.25	16.9	3.7	13.2	2266	894	2.5	1270
	10	100	0.25	19.1	3.5	15.7	2131	841	2.5	1055
	10	120	0.25	21.5	3.3	18.1	2044	809	2.5	905
<i>VARIACIÓN DE LA TASA DE RENOVACIÓN DE AIRE</i>										
25	10	100	0.25	23.8	3.1	20.7	2028	699	2.9	704
	10	100	0.5	23.5	3.1	20.4	2042	703	2.9	717
	10	100	1	23.0	3.2	19.8	2070	710	2.9	742
	10	100	2	22.0	3.3	18.7	2128	733	2.9	800
	10	100	3	21.2	3.3	17.8	2188	751	2.9	853
30	10	100	0.25	19.1	3.5	15.6	2131	841	2.5	1055
	10	100	0.5	19.0	3.5	15.4	2153	853	2.5	1081
	10	100	1.0	18.6	3.6	15.0	2195	870	2.5	1121
	10	100	2.0	18.0	3.7	14.3	2284	902	2.5	1200
	10	100	3.0	17.6	3.9	13.7	2375	938	2.5	1282

5.3 ANÁLISIS PARA UNA TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO DE PRODUCTO 5°C

La temperatura de consigna interior más común en refrigeradores es de 5°C, con una histéresis del control ON-OFF de 4°C, lo que supone un rango de temperatura de operación de 1 a 9°C. Por ello, es este rango de temperatura el más comúnmente analizado en los estudios previos sobre el uso de PCMs en refrigeradores domésticos. No obstante lo anterior, aún no se ha hecho dicho análisis, para la temperatura de consigna indicada, utilizando el modelo de refrigerador horizontal considerado en la presente tesis.

En la preservación de productos a pequeña escala, en el sector agroindustrial, el rango de temperatura de 1 a 9°C, resulta muy elevado, pues una mayor temperatura de preservación de los productos, suele implicar una reducción de la vida útil de los alimentos producidos en las pequeñas granjas, limitando su posterior comercialización. Asimismo, la preservación de otros productos sensibles, tales como vacunas y sangre, requieren también temperaturas de preservación de 5°C, pero con rangos de operación más ajustados. Es por esto que en este apartado se analiza la influencia del panel de PCM sobre los indicadores de desempeño del refrigerador, realizando un estudio análogo al del apartado 5.2, pero aplicando una temperatura de consigna de $5\pm 2^\circ\text{C}$. A continuación, se presentan los resultados obtenidos.

5.3.1 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL PRODUCTO ALMACENADO Y DE LOS PCMS

Tal como se indicó en el apartado 5.1, los PCMs considerados para esta temperatura de consigna, han sido el agua destilada, el PCMs RT3HC y el PCM RT5HC, con temperaturas medias de cambio de fase de 0°C, 3°C y 5°C respectivamente. El agua se considera al ser el PCM más común y de menor coste, con mejores propiedades termo-físicas, en cuanto a conductividad y calor de fusión.

La evolución de la temperatura media de producto para el refrigerador sin PCMs y para los diferentes PCMs evaluados se presenta en la Fig. 5.9, para la temperatura ambiente de 25°C. En todos los casos se constata que la temperatura media interior se mantiene dentro del rango de temperatura adecuado, puesto que el sistema de control está definido para encender y apagar el compresor del refrigerador en el rango de operación ($5 \pm 2^\circ\text{C}$).

No obstante, tal como ocurrió en las simulaciones realizadas en el apartado 5.2, cuando el compresor se detiene, la temperatura interior continúa bajando debido al almacenamiento térmico previamente realizado en el PCM a baja temperatura. La reducción adicional de temperatura es de 0.54, 0.78, y 0.88°C para el Agua, el RT3HC y el RT5HC respectivamente.

En cuanto a la temperatura mínima alcanzada en los nodos exteriores e interiores de los PCMs, los valores obtenidos son de 0 y 0.23 °C para el agua destilada, -0.81 y 0.42°C para el RT3HC y de -4.14 y -2.67°C para el RT5HC. Por tanto, se encuentra que, en todos los casos, el PCM inicia el proceso de cambio de fase. Sin embargo, para el agua destilada, el cambio de fase se realiza en forma parcial, pues el sistema alcanza la temperatura de consiga del producto, antes de que se haya completado dicho proceso de cambio de fase.

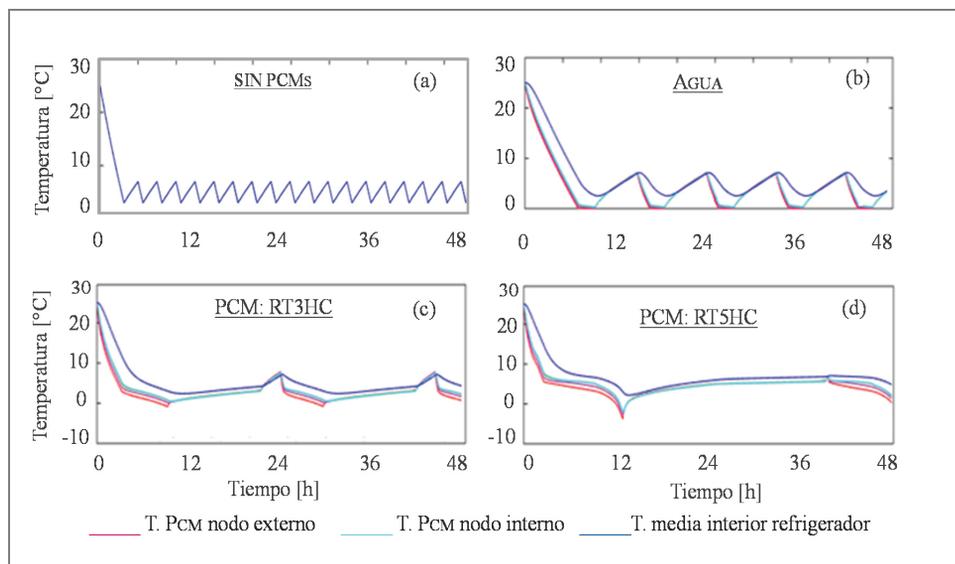


Fig. 5-9. Evolución de la temperatura media de producto y de los PCMs, para una temperatura de consigna interior 5°C. Para temperatura ambiente 25°C las condiciones base de operación.

Los resultados muestran que si bien, el agua es el PCM de más bajo coste, y con características termo físicas más ventajosas, se constata, que para la opción de integración de PCM utilizada, y la temperatura de consigna establecida, no es el material que otorga mayor inercia y autonomía al refrigerador. Para lograr un proceso de cambio de fase completo del agua en el refrigerador analizado, sería necesario establecer una temperatura de consigna más baja, preferiblemente menor de 0°C, pero en tal caso, no se garantizaría una temperatura de preservación del producto almacenado superior a 2°C, lo que resultaría incompatible con la preservación de determinados productos sensibles y productos médicos tales como vacunas y sangre.

5.3.2 EFECTO DEL ESPESOR DEL PANEL DE PCM

En línea con los resultados del apartado 5.2, en este caso, también se constata que el incremento del espesor del panel de PCM, incrementa el Tiempo de Ciclo del refrigerador (Fig. 5.10), otorgándole mayor inercia y tiempo de autonomía en ausencia de suministro eléctrico. Cuando la temperatura ambiente es de 25°C, bajo las condiciones base de simulación, la obtención de Tiempo de Ciclo, próximo a 24 horas, requiere un espesor de panel de PCM de 6 mm para el PCM RT5HC, y de 10 mm para el PCM RT3HC (Fig. 5.10 (a)). Sin embargo, para el agua destilada, no es posible alcanzar este tiempo de ciclo, debido a que su proceso de cambio de fase es parcial.

Para las mismas condiciones base de operación, si la temperatura ambiente es de 30°C, los espesores del panel de PCM requeridos son también de 6 mm y 10 mm para los PCMs RT5HC y RT3HC respectivamente, aunque el Tiempo de Ciclo disminuye ligeramente (Fig. 5.10 (b)). Estos resultados indican que, para la temperatura de consigna de 5°C, es el PCM RT5HC el que produce mayor incremento en el Tiempo de Ciclo y en el tiempo de autonomía del refrigerador.

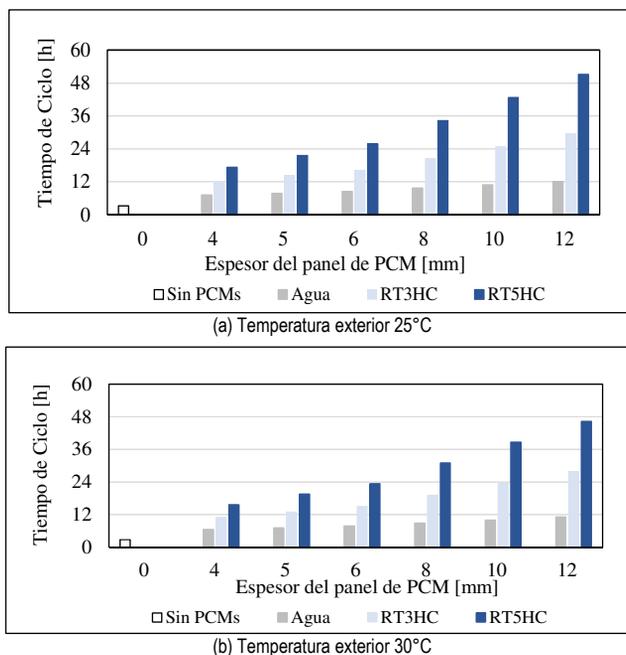


Fig. 5-10. Efecto del espesor del panel de PCM en tiempo de ciclo compresor, para una temperatura interior de 5°C.

Asimismo, el aumento del espesor del panel de PCM implica también, un aumento del consumo diario de electricidad del refrigerador, De forma similar a lo constatado en el apartado 5.2, para la temperatura de consigna de $11 \pm 2^\circ\text{C}$.

En el caso analizado en la presente sección, para la temperatura de consigna de $5 \pm 2^\circ\text{C}$, los incrementos del consumo diario de electricidad, varían entre 18.6% y 18.8% para el PCM RT5HC, y entre 26.5% y 28.7% para el PCM RT3HC, cuando la temperatura ambiente es de 25°C. (Fig. 5.11 (a)). Estos incrementos porcentuales son similares, para la temperatura ambiente de 30°C (Fig. 5.11 (b)), obteniéndose valores de 17.5% para el PCM RT5HC y entre 24.6% y 26.3% para el PCM RT3HC.

Se encuentra, por tanto, que para la temperatura de consigna de 5°C, el PCM RT5HC, es el que mejores resultados globales arroja, pues el incremento del consumo eléctrico diario es menor. Además este PCM prolonga el tiempo de ciclo entre 1.4 y 1.7 veces más que el PCM RT3HC.

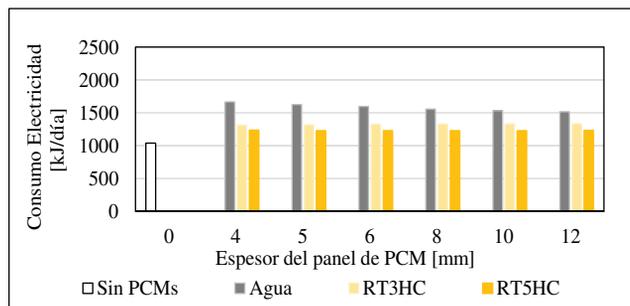


Fig. 5-11 (a). Efecto del espesor del panel de PCM en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 5°C, temperatura exterior 25°C

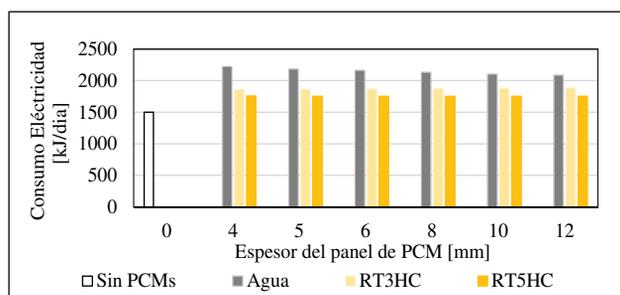
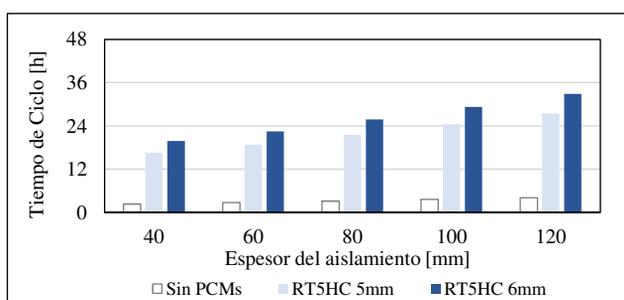


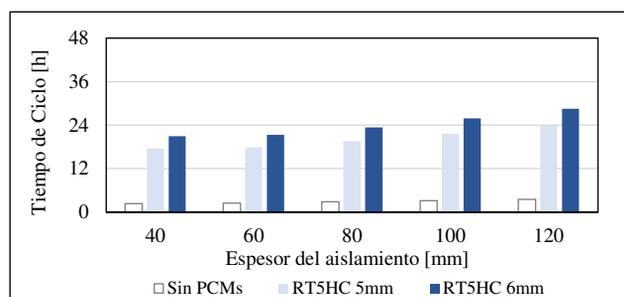
Fig. 5-11 (b). Efecto del espesor del panel de PCM en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 5°C, temperatura exterior 30°C

5.3.3 EFECTOS DE OTRAS VARIABLES

Los efectos de las otras variables consideradas en el análisis, en concreto el espesor del aislamiento y el número de renovaciones por hora, siguen un patrón similar a los identificados en el apartado 5.2 para la temperatura de consigna de 11°C. Los resultados obtenidos en cada simulación se presentan en la Tabla 5.4, incluida al final de este apartado y a continuación se identifican los efectos principales. Teniendo en cuenta los mejores efectos del PCM RT5HC sobre el Tiempo de Ciclo del compresor y sobre el consumo eléctrico diario del refrigerador, fue éste el PCM seleccionado para realizar las simulaciones adicionales variando el espesor del aislamiento y la tasa de renovaciones de aire. De esta manera, el **efecto del espesor del aislamiento** fue analizado para un espesor de panel de PCM RT5HC de 5 y 6 mm, y para los valores base de la simulación.



(a) Temperatura exterior 25°C



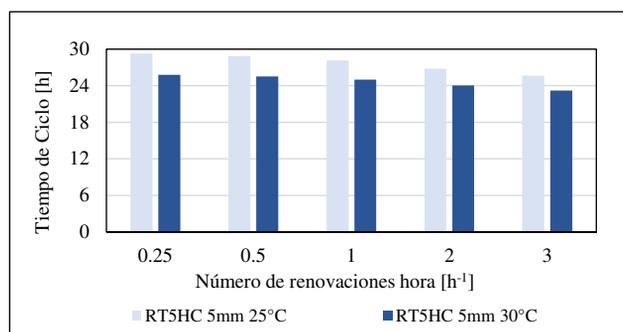
(b) Temperatura exterior 30°C

Fig. 5-12. Efecto del espesor del aislamiento en el consumo eléctrico diario, para una temperatura interior de 5°C.

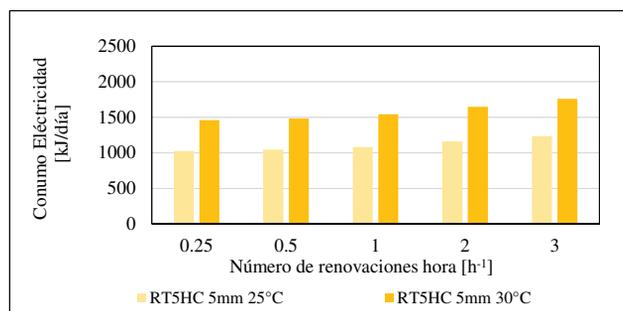
En general se encuentra que utilizando el panel de PCM de 5 mm de espesor, es necesario utilizar un espesor de aislamiento de 10 mm, para obtener un tiempo de ciclo de 24 horas, cuando la temperatura ambiente es de 25°C; debiendo incrementarse hasta 12 mm, si dicha temperatura se eleva a 30°C. Si el espesor de panel de PCM es de 6 mm, es posible utilizar un espesor de aislamiento de 10 mm, para las dos temperaturas ambiente consideradas (Fig. 5.12 (a) y 5.12 (b)).

En cuanto al consumo eléctrico diario, un incremento del espesor del aislamiento de 80 mm a 100 mm, produce un ahorro entre el 17.1% para el refrigerador "Sin PCMs" y del 16.8% para refrigerador con el panel de PCM de 5 mm de espesor. Estos ahorros aumentan ligeramente cuando la temperatura ambiente es de 30°C.

Respecto a la influencia del **Número de renovaciones de aire por hora**, el incremento del número de renovaciones hora disminuye progresivamente el Tiempo de Ciclo del compresor, aumentando a la vez el consumo eléctrico diario (Fig. 5.13 (a) y 5.13 (b)), por tanto, en este caso también es necesario analizar el régimen de funcionamiento del refrigerador, para seleccionar el espesor adecuado del PCM.



(a) Tiempo de ciclo



(b) Consumo diario electricidad

Fig. 5-13. Efecto del número de renovaciones de aire hora (NRH), para el PCM seleccionado, para una temperatura interior de 5°C.

Cálculos realizados para el PCM RT5HC de 5 mm de espesor

En la Tabla 5-4 se resumen los resultados en las diferentes simulaciones realizadas para el RT5HC, y en el Anexo A.5.2 se presentan las tablas resumen para los otros PCMs analizados (RT3HC) y Agua destilada.

Tabla 5-4. Resultados simulaciones para temperatura de consigna interior 5°C, para el RT5HC

T_{ex} [°C]	Esesor panel PCM [mm]	Esesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q_{sys} [kJ/ciclo]	E_{sys} [kJ/ciclo]	COP_{sys} [-]	Consumo eléctrico diario [kJ/día]
<i>VARIACIÓN DEL ESPESOR DEL PANEL DEL PCM</i>										
25	0	80	0.25	3.2	0.7	2.5	339	137	2.5	1039
	4	80	0.25	17.3	4.4	12.9	2257	888	2.5	1235
	5	80	0.25	21.5	5.4	16.1	2811	1103	2.5	1229
	6	80	0.25	25.8	6.5	19.3	3365	1320	2.5	1229
	8	80	0.25	34.3	8.6	25.7	4467	1753	2.5	1228
	10	80	0.25	42.7	10.7	32.0	5571	2188	2.5	1230
30	0	80	0.25	2.8	0.8	2.0	376	174	2.2	1491
	4	80	0.25	15.6	5.3	10.4	2538	1143	2.2	1756
	5	80	0.25	19.5	6.6	12.9	3163	1425	2.2	1754
	6	80	0.25	23.3	7.9	15.5	3783	1703	2.2	1752
	8	80	0.25	31.0	10.4	20.6	5021	2264	2.2	1754
	10	80	0.25	38.6	13.0	25.6	6260	2821	2.2	1753
<i>VARIACIÓN DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO</i>										
25	5	40	0.25	16.6	7.0	9.5	3655	1436	2.5	2081
	5	60	0.25	18.8	5.9	12.9	3076	1208	2.5	1544
	5	80	0.25	21.5	5.4	16.1	2811	1103	2.5	1229
	5	100	0.25	24.5	5.1	19.4	2659	1045	2.5	1026
	5	120	0.25	27.5	4.9	22.5	2559	1004	2.5	877
30	5	40	0.25	17.5	10.0	7.5	4824	2173	2.2	2975
	5	60	0.25	17.8	7.6	10.3	3632	1638	2.2	2207
	5	80	0.25	19.5	6.6	12.9	3163	1425	2.2	1754
	5	100	0.25	21.6	6.1	15.5	2913	1313	2.2	1461
	5	120	0.25	23.8	5.7	18.1	2756	1244	2.2	1254
<i>VARIACIÓN DE LA TASA DE RENOVACIÓN DE AIRE</i>										
25	5	100	0.25	24.5	5.1	19.3	2659	1045	2.5	1026
	5	100	0.5	24.1	5.1	19.0	2673	1048	2.6	1043
	5	100	1	23.5	5.2	18.3	2700	1058	2.6	1082
	5	100	2	22.4	5.3	17.1	2754	1082	2.5	1161
	5	100	3	21.4	5.4	16.0	2808	1103	2.5	1236
30	5	100	0.25	21.6	6.1	15.5	2912	1313	2.2	1461
	5	100	0.5	21.3	6.1	15.3	2933	1320	2.2	1485
	5	100	1	20.9	6.2	14.7	2977	1342	2.2	1542
	5	100	2	20.1	6.4	13.7	3060	1381	2.2	1651
	5	100	3	19.4	6.6	12.8	3153	1421	2.2	1760

5.4 EFECTO DEL ESPESOR DEL PCM EN EL DESFASE ENTRE LA PRODUCCIÓN FOTOVOLTAICA Y EL PERFIL DE POTENCIA DEMANDA

Teniendo en cuenta los perfiles de demanda diaria de electricidad para los diferentes casos simulados, en este apartado se analiza la influencia del espesor del PCM en el desfase entre la producción de electricidad del sistema fotovoltaico y la demanda; pues cuanto menor sea el desfase mejor será la integración del refrigerador con el sistema fotovoltaico. Para analizar este desfase se ha seleccionado un emplazamiento ubicado en un clima tropical. La localidad elegida está ubicada en la región de Nyanza (Kenia, con una latitud de 0.08°N, y una longitud de 35.06°E)¹⁷, tomando como periodo de análisis, el mes de noviembre, puesto que es el mes de menor producción fotovoltaica. Se supone además que el refrigerador opera a temperatura ambiente de 25°C, con una temperatura de consigna de 11±2°C y bajo las condiciones de simulación establecidas para el apartado 5.2 y utilizando los mismos PCMs: Agua, RT5HC y RT9.

A partir de las simulaciones realizadas, en el mencionado apartado, se establecieron los perfiles diarios de demanda de potencia eléctrica, para el refrigerador “Sin PCMs” y para el refrigerador “con PCMs, calculando la demanda diaria de electricidad y dimensionando el área de captación fotovoltaica.

Tanto para el refrigerador “con PCMs” como para el refrigerador “sin PCMs, fue seleccionado un módulo fotovoltaico de silicio multi-cristalino, con una potencia pico de 100 Wp STC (Standard Test Conditions). Para el mes analizado la producción fotovoltaica media diaria es de 1533 kJ/día, con valores máximos y mínimos de 1215 y 1807 kJ/día respectivamente.

Una vez establecidos los perfiles de producción y demanda, se cuantificó en cada caso el porcentaje de desfase para cada caso analizado. En la Tabla 5-5 se resumen los desfases obtenidos para los tres materiales considerados en el estudio, y para los diferentes espesores del panel del PCM simulados. Los resultados muestran que para el refrigerador sin PCMs es desfase es del 69%; mientras que al incorporar el panel de PCM, es desfase puede reducirse hasta 37%, 44%, y 11% para el agua, el PCM RT5HC y el PCM RT9 respectivamente, utilizando un espesor de 12 mm para el PCM.

Tabla.5-5. Desfase entre la producción fotovoltaica y la demanda de potencia eléctrica para diferentes espesores del PCM

Material	Espesor de panel TES [mm]						
	0	4	5	6	8	10	12
Agua destilada	69%	57%	55%	55%	49%	44%	37%
RT5HC	69%	57%	55%	52%	48%	46%	44%
RT9	69%	55%	52%	46%	34%	21%	11%

Este desfase se ilustra para diferentes espesores del panel de PCM en la Fig. 5.13, utilizando el PCM RT9, para el cual, se obtuvieron mayores Tiempos de Ciclo del refrigerador.

¹⁷ Se ha elegido esta localidad, puesto que es una de las consideradas en el Capítulo 6.

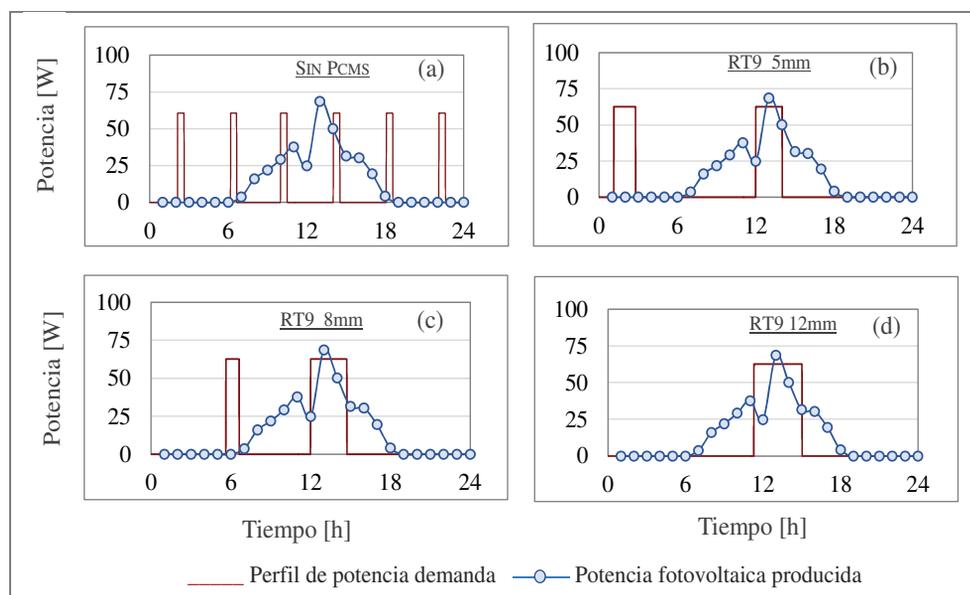


Fig. 5-14. Desfase entre la producción fotovoltaica y la demanda de potencia para diferentes espesores del panel de PCM. (a) Refrigerador sin PCMs. (b) PCM RT9, 5 mm. (c) PCM RT9 8 mm, (d) PCM RT9 12 mm.

En general se encuentra que cuanto menor en el número de ciclos diarios, menor es el desfase existente entre la producción y la demanda. Para el refrigerador sin PCMs, hay un total de 6 ciclos durante el día, con un desfase del 69% (Fig. 5.14 (a)). Si se utiliza el panel de PCM RT9 de 5 mm de espesor, este porcentaje se reduce al 52% (Fig. 5.14 (b)), y cuando este espesor es de 12 mm, el desfase se reduce a sólo 11% (Fig. 5.14 (c)).

Se aprecia, por tanto, como la integración del panel de PCM en el refrigerador con el espesor adecuado facilita el uso directo de la electricidad producida por el sistema fotovoltaico, pues se modifica el perfil de la demanda de potencia eléctrica, trasladando el consumo de electricidad de las horas nocturnas a las horas diurnas. Este hecho permite también reducir el tamaño de las baterías eléctricas del sistema fotovoltaico, puesto que también se reduce la energía diaria que debe almacenar y suministrar las baterías eléctricas.

5.5 CONCLUSIONES

En este capítulo se ha realizado un estudio paramétrico para evaluar la influencia sobre el funcionamiento del refrigerador del espesor del panel de PCM y de otras variables relevantes tales como, el espesor del aislamiento, la tasa de renovaciones hora y la velocidad del compresor. El análisis se ha realizado considerando dos valores de temperatura ambiente (25°C y 30°C) y dos temperaturas de consigna (11°C y 5°C). Las principales conclusiones obtenidas en el estudio son las siguientes:

- En general se constata que cuanto mayor es el espesor del panel de PCM, más prolongado es el Tiempo de Ciclo. Para mejorar la integración del refrigerador y el sistema fotovoltaico, este Tiempo de Ciclo idealmente debería ser de 1 día, es decir, de 24 horas. De esta manera, mediante la integración del PCM en el refrigerador, se ajusta el perfil de demanda de electricidad, trasladando el consumo eléctrico del horario nocturno al horario diurno, pues durante el día se atiende la demanda térmica del sistema y se

carga también el panel de PCM, para posteriormente durante la noche atender la demanda térmica del sistema mediante la energía previamente almacenada en el PCM.

- De acuerdo al análisis paramétrico realizado a temperatura ambiente constante, cuando la temperatura de **consigna interior del refrigerador es de 11°C**, el PCM que mayor inercia confiere al refrigerador es el RT9, cuya temperatura media de cambio de fase es 9°C, en comparación con el RT5HC y el Agua, cuyas temperaturas medias de cambio de fase son 5 y 0°C respectivamente. Para alcanzar una duración de ciclo de 24 horas, se requiere un espesor de panel del PCM de 10 mm para una temperatura ambiente de 25°C y de 12 mm para una temperatura ambiente de 30°C, bajo las condiciones de operación de la simulación.
- Por otra parte, cuando la temperatura de **consigna interior es de 5°C**, el PCM que más inercia aporta al refrigerador y mediante el cual se alcanza con mayor facilidad una duración de ciclo de 24 horas, es del RT5HC, cuya temperatura media de cambio de fase, como se ha indicado es de 5°C. Para este caso, el tiempo de ciclo iguala o supera las 24 horas, cuando el espesor del panel de PCM RT5HC es de 5 mm y 6 mm, para una temperatura ambiente de 25°C y 30°C respectivamente, bajo las condiciones base de la simulación.
- No obstante, estos buenos resultados, para la opción de integración utilizada en el estudio, en la cual se dispone el Panel de PCM, en las paredes interiores del refrigerador, en contacto con el evaporado de pared, hay un incremento del consumo de electricidad del sistema. Para las condiciones base de la simulación realizada, este incremento está entre el 22.7% y el 33.1%, cuando la temperatura de consigna es de 11°C y se utiliza el PCM RT9; y está entre el 17.5% y el 18.8% cuando la temperatura de consigna es de 5°C y se utiliza el PCM RT5HC.
- El espesor del aislamiento tiene también una influencia importante en el desempeño del refrigerador, pues las ganancias de calor a través de los cerramientos tienen un peso hasta del 86% en la carga térmica total, para los ciclos de mantenimiento y bajo las condiciones de operación simuladas. No obstante, este impacto es menor cuando la carga interna de refrigerador o la tasa de renovación de aire es mayor; en tal caso el PCMs adquieren mayor importancia.
- De otra parte, una mayor velocidad de giro del motor del compresor ayuda reducir el tamaño de las baterías eléctricas, aunque también implica un incremento de la potencia media demandada por el compresor. Este comportamiento deberá tenerse en cuenta para la definición de la estrategia del refrigerador. En tal sentido es recomendable utilizar velocidades altas de compresor cuando la radiación solar disponible sea alta, y velocidades bajas cuando la radiación solar también es baja.

CAPÍTULO 6

SIMULACIÓN DINÁMICA DEL REFRIGERADOR SOLAR PARA APLICACIONES DEL SECTOR LÁCTEO EN PAÍSES TROPICALES¹⁸

¹⁸ El contenido de este capítulo está parcialmente incluido en la comunicación presentada en el "International Conference of Refrigeration" 2019 [249]

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

6.1 INTRODUCCIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA APLICACIÓN ANALIZADA

6.1.1 LA CADENA DE VALOR DEL SECTOR

El desarrollo del sector agroalimentario en los países en desarrollo ha sido desde su creación, una de las prioridades de la FAO, con un doble objetivo, de un lado mejorar las condiciones de alimentación de las regiones menos desarrolladas a nivel global y de otra parte desarrollar la cadena de valor del sector, potenciando la actividad económica de estas zonas.

Dentro del sector agroalimentario, el sub-sector lácteo ha sido uno de los más analizados en las zonas menos desarrolladas, debido al alto poder nutricional de la leche, especialmente para la población infantil y también por el potencial de desarrollo de la cadena de valor en las zonas de actuación, para producir productos de mayor valor añadido, derivados de la leche, entre los que cabe destacar, la mantequilla, los yogures y los quesos [214].

Para mejorar la cadena de valor del sector, preservar de forma adecuada los alimentos producidos, y diversificar la oferta, es evidente la necesidad de desarrollar también la cadena de frío, creando soluciones adaptadas a los volúmenes de producción específicos de la zona de actuación, tal como se indicó en el Capítulo 1. Bajo este enfoque de desarrollo de la cadena de valor, en el presente capítulo se simula el refrigerador solar analizado en la Tesis, incorporando el almacenamiento térmico mediante PCMs, para su uso en una aplicación del sector lácteo en un emplazamiento tropical, en concreto en la región de Nyanza (Kenia), zona en la cual existen problemas de suministro eléctrico.

El análisis de la cadena de valor en esta zona se realizó en el marco de un proyecto de más general llevado a cabo por Universitat de Hohenheim, de Alemania, en colaboración con diferentes instituciones y utilizando además estudios previos [215].

La Fig. 6-1. Presenta una versión simplificada de la cadena de valor. En general, los productores de leche en la región de Nyanza (Kenia), se caracterizan por su pequeño tamaño, generalmente con menos de 10 vacas productoras por granja y están emplazados en zonas con infraestructura deficiente en suministro eléctrico y vías de acceso.

Existen también pequeños centros cooperativos y pequeñas producciones agrícolas, donde se acopia la leche producida, pero sin utilizar técnicas de conservación necesarias para garantizar el mantenimiento de la cadena de frío. Los consumidores finales normalmente compran la leche directamente en estos puntos de acopio y la esterilizan en casa, antes de consumirla, disminuyendo con ello, sus propiedades nutritivas y organolépticas. Los centros escolares de la zona son también usuarios relevantes, y al igual que las familias, la leche consumida no preserva todas sus cualidades nutricionales, las cuales son fundamentales para ayudar al desarrollo de los niños de la región. Por otra parte, tampoco se crean productos de mayor añadido, como yogures y quesos, que podrían abastecer al turismo rural emergente en la zona, en el cual los hoteleros importan este tipo de productos.

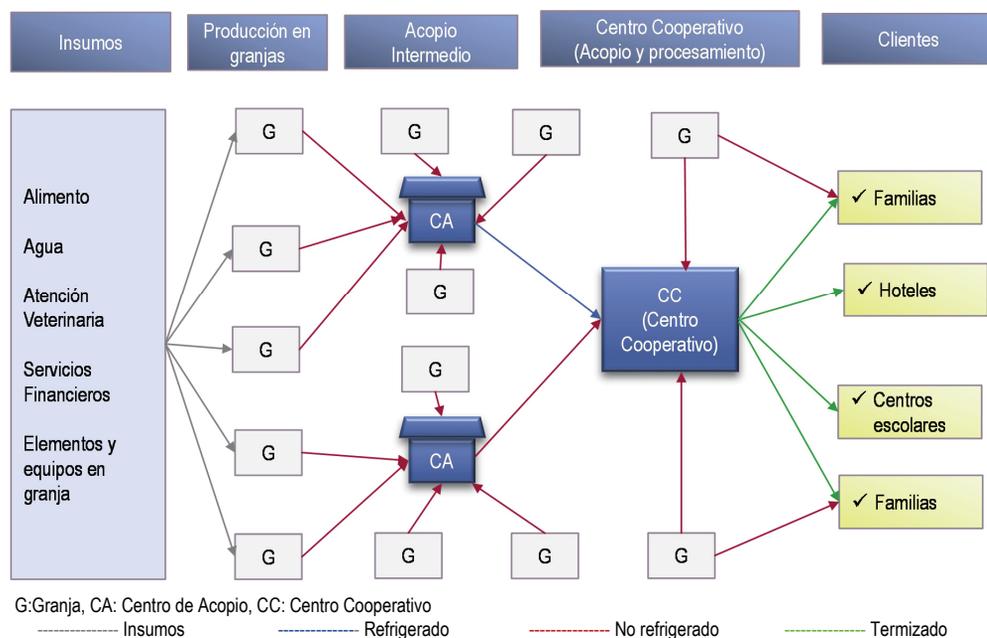


Fig. 6-1. Esquema cadena de valor sector lácteo área rural Kenia
 Fuente: Adaptado de Salvatierra et al [216] y REEP [215]

Casi la mitad de estos puntos de acopio, no cuentan con suministro eléctrico, o el suministro disponible es de pequeña potencia y usualmente poco fiable, por los frecuentes cortes de la electricidad; hecho que limita la implantación de nuevos procesos para la elaboración de productos. Algunos centros de acopio tienen una dotación parcial de equipos para elaborar quesos o yogures, proporcionados en proyectos de cooperación previos, pero dicha dotación es insuficiente para la elaboración completa, de este tipo de productos.

Teniendo en cuenta las condiciones existentes en la zona, fueron planteadas tres iniciativas para desarrollar la cadena de valor, la primera a nivel de granja para enfriamiento de la leche y conservar su calidad hasta llegar a los centros cooperativos; la segunda a nivel de centros cooperativos, para producir leche pasteurizada para los centros escolares; y la tercera a nivel de uno los centros cooperativos, para producir un producto derivado lácteo de mayor valor añadido, en este caso, queso, cuyo mercado potencial será el sector turístico de la zona.

En relación a la primera iniciativa, la solución desarrollada se expone ya en varios estudios publicados por la Universitat de Hohenheim; básicamente se han adaptado los contenedores de transporte de leche, incorporando en su eje central un depósito cilíndrico con hielo, el cual se produce previamente en un refrigerador solar fotovoltaico [216,217]. La segunda iniciativa está en etapa de análisis, y en la tercera iniciativa, correspondiente a la elaboración del queso, se sitúa el análisis del refrigerador solar con almacenamiento térmico mediante PCMs. Las características generales de esta tercera iniciativa se presentan en el siguiente apartado.

6.1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

La cantidad diaria de leche acopiada en el centro cooperativo analizado varía entre 100 y 250 litros al día, con una media mensual de 5250 litros, de los cuales sólo 160 litros, es decir, un 3.04% se destinará a la producción de quesos, los cuales serán vendidos a dos hoteles rurales de la zona. El ciclo total del proceso de elaboración

del queso dura un mes, incluyendo las etapas generales mostradas en la Fig. 6-2¹⁹. El proceso se inicia con la recepción y análisis microbiológico de la leche, para posteriormente aplicar un tratamiento térmico, y posteriormente pasar a las etapas de cuajado y salado. Después se realiza la etapa de moldeado, y comienzan las etapas de maduración, las cuales se llevan a cabo primero en una cámara a temperatura media de 11°C y luego en una cámara caliente a 22°C. Finalmente el queso ya elaborado se empaqueta y se preserva a 5°C.

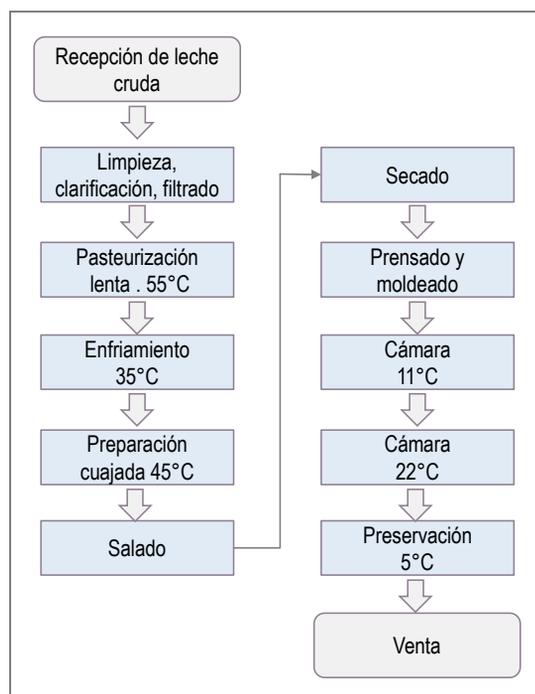


Fig. 6-2. Proceso simplificado elaboración de quesos

Puesto que se trata de un proceso a muy pequeña escala, las etapas de maduración a 11°C y de preservación a 5°C pueden realizarse utilizando un refrigerador de capacidad adecuada. Por su amplia disponibilidad comercial se seleccionó un refrigerador/ congelador de tipo horizontal, que ha sido el equipo analizado en la presente tesis. El refrigerador fue adaptado para el almacenamiento del producto, según se describió en el Capítulo 4, relativo al estudio experimental.

Este capítulo, se centrará en las simulaciones concernientes a la etapa de maduración, en la cual la temperatura de consigna interior es de 11°C. Tal como se ha indicado en el numeral 6.1.1, el refrigerador estará emplazado en la **localidad de Nyanza (Kenia)** en una sala del centro cooperativo a temperatura ambiente. El refrigerador estará dotado del Panel de PCM integrado en las paredes interiores del refrigerador, en contacto con el evaporador de pared, dimensionado con una capacidad de almacenamiento térmico adecuada para operar sin baterías eléctricas. Las condiciones de operación del refrigerador se resumen en la Tabla 6.1

¹⁹ Los pasos detallados de cada etapa del proceso, no han sido incluidos, para mantener la confidencialidad de la información.

Tabla.6-1. Condiciones de operación del refrigerador y parámetros base de simulación

Variable	Valor
Temperatura interior del refrigerador	11°C± 2°C
Temperatura inicial del producto	25°C
Lugar de instalación	Espacio interior no climatizado
Temperatura y humedad ambiente	Variable
Velocidad del aire estimada	0.2 m/s
Número de renovaciones hora máximo	1.0
Espesor del aislamiento	10 mm
Conductividad del aislamiento	0.050 W/m K
Material de cambio de fase	Rubitherm, RT9

Como complemento al dimensionamiento realizado para la localidad de Nyanza, **se seleccionarán otros dos emplazamientos**, con el fin de comparar los resultados obtenidos en diferentes latitudes y zonas tropicales, en las cuales también existen problemas de suministro eléctrico. Las características climáticas generales de los emplazamientos considerados en las simulaciones se indican en el siguiente apartado.

6.2 CONDICIONES CLIMÁTICAS, PRODUCCIÓN FOTOVOLTAICA Y SELECCIÓN DE MESES A ANALIZAR

6.2.1 EMPLAZAMIENTOS SELECCIONADOS Y CONDICIONES CLIMÁTICAS

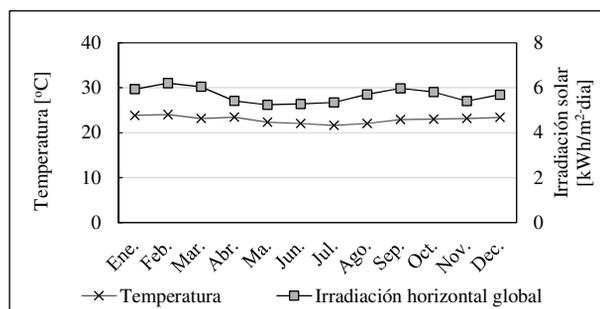
El primer emplazamiento incluido en las simulaciones está en Nyanza (Kenia) con unas coordenadas de latitud 0.08°N y longitud 35.06°E. El segundo emplazamiento está en Guantánamo (Cuba), de latitud 20.14°N y longitud 75.95°W; y el tercer emplazamiento está en Jessore (Bangladesh), de latitud 23.17°N y longitud 89.21°E. En todas estas regiones existen problemas de suministro eléctrico de acuerdo con las estadísticas del Banco Mundial, y existe potencial de desarrollo de la cadena de valor en el sector lácteo. Los datos climáticos utilizados para cada localidad se han tomado de la base de datos de EnergyPlus [218], en la cual están disponibles los datos para las 8760 horas del año. En la Fig. 6.3 se presentan los valores medios mensuales de temperatura e irradiación solar global para cada localidad.

En Nyanza (Kenia), tanto la temperatura media mensual como la irradiación solar media anual, permanecen relativamente estables durante el año, con un valor medio de 22.91°C, y de 5.67 kWh/m².dia (20402.9 kJ/m².dia) respectivamente (Fig. 6.3 (a)).

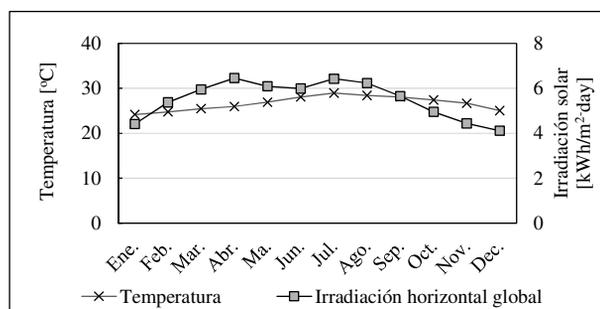
En Guantánamo (Cuba), la temperatura media anual es mayor que la del emplazamiento anterior, con un valor de 26.68°C, en tanto la radiación global media anual es similar, con un valor de 5.51 kWh/m².dia (19,828.4 kJ/m².dia) respectivamente. No obstante, estos valores medios mensuales presentan mayor variabilidad a lo largo del año. (Fig. 6.3 (b)).

Finalmente, en Jessore (Bangladesh), el valor medio de temperatura anual es 25.80°C, más próximo al valor medio del emplazamiento en Cuba, pero con una radiación solar global media mensual inferior a la los dos emplazamientos anteriores (4.84 kWh/m².dia, 17411 kJ/m².dia), (Fig.6.3 (c)). Al igual que en el emplazamiento de Cuba, hay mayor variabilidad de los valores medios mensuales, en comparación con el emplazamiento de

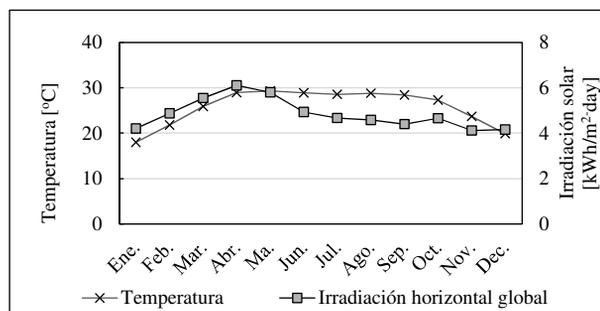
Kenia. De los tres emplazamientos, Bangladesh es el que registra la temperatura media mensual mayor y menor durante el año, con valores de 29.31 y 17.98 °C respectivamente.



(a) Nyanza (Kenia)



(b) Guantánamo (Cuba)



(c) Jessore (Bangladesh)

Fig. 6-3. Temperatura media mensual e irradiación solar global media diaria para las localidades analizadas

En el Anexo 6.1, se resumen los datos climáticos medios mensuales para las tres localidades consideradas en el análisis. Desde el punto de vista de la carga térmica del refrigerador, los meses más críticos a considerar en el análisis son aquellos para los cuales, la temperatura ambiente es mayor. Estos meses de mayor temperatura ambiente media son Febrero, Julio y Mayo para los emplazamientos analizados en Kenia, Guantánamo y Bangladesh respectivamente

6.2.2 ESTUDIO DE LA PRODUCCIÓN FOTOVOLTAICA

Para dimensionar el campo de captación solar, se han considerado tres modelos de módulos fotovoltaicos de silicio multi-cristalino, de potencia pico 80, 100 y 150 Wp, bajo condiciones estándar de ensayo. Las especificaciones técnicas de los módulos se resumen en la Tabla 6-2, donde se incluyen las características físicas, térmicas y eléctricas, y en particular los puntos de la curva Voltaje-Corriente, para los casos de circuito abierto (OC), corto-circuito (SC), y punto de máxima potencia (MPP), bajo las condiciones estándar de ensayo (STC) y para la temperatura normal de operación de las células fotovoltaicas (NOCT).

Tabla 6-2. Características técnicas de los módulos fotovoltaicos considerados en el estudio

Característica	Unidad	Módulo Fotovoltaico		
		SW 80	SW 100	SW 150
Tipo de módulo y superficie bruta				
Potencia pico	[W]	80 Wp	100 Wp	150 Wp
Superficie	[m ²]	0.65144	0.7072	1.02544
Fabricante	-	SolarWorld	SolarWorld	SolarWorld
Modelo	-	SW 80 Poly RNA	SW 100 poly RIB	SW 150 poly R6A
Tipo de células	-	Si Multi-cristalino	Si Multi-cristalino	Si Multi-cristalino
Número de célula en serie*	-	36	36	36
Características eléctricas STC				
Potencia _{MPP}	[W]	80	100	150
Voltaje _{OC} *	[V]	21.9	22.1	22.5
Corriente _{SC} *	[A]	4.78	6.04	8.81
Voltaje _{MPP} *	[V]	17.9	18.8	18.3
Corriente _{MPP}	[A]	4.49	5.51	8.27
Características eléctricas NOCT				
Potencia _{MPP}	[W]	58	73	110.1
Voltaje _{OC}	[V]	19.7	19.5	20.5
Corriente _{SC}	[A]	3.85	4.91	7.17
Voltaje _{MPP}	[V]	16.1	16.6	16.6
Corriente _{MPP}	[A]	3.59	4.41	6.62
Características Térmicas				
NOCT	[°C]	46	46	46
Coefficiente de temperatura _{Isc} *	[1/K]	0.00081	0.00051	0.00051
Coefficiente de temperatura _{Voc} *	[V/K]	-0.07289	-0.06045	-0.06355

Fuente: Elaboración basada en las fichas técnicas de producto del fabricante. [219]

Tal como se indicó en el capítulo 3, para calcular la producción fotovoltaica se utilizó el software de simulación dinámica, TRNSYS 16, mediante el componente 194b de su biblioteca estándar, el cual utiliza el modelo basado en 5 parámetros, para simular un módulo o conjunto de módulos fotovoltaicos. Esta simulación requiere calcular previamente los 5 parámetros mencionados; para ello se utilizó el archivo ejecutable, elaborado en el software EES (PV_REF_PARAMS.exe), disponible en TRNSYS 18, mediante el cual puede resolverse el sistema de ecuaciones no lineales expuesto en el capítulo 3.

La Tabla 6-3 presenta los valores obtenidos para los diferentes parámetros (corriente de línea (I_F), la corriente de saturación inversa del diodo (I_{SD}), la resistencia en serie (R_S), la resistencia en paralelo (R_P), y el parámetro “a”, utilizando como referencia, las condiciones estándar de ensayo (STC).

Tabla 6-3. Parámetros utilizados en el modelo del módulo fotovoltaico

Característica	Unidad	Módulo Fotovoltaico		
		SW 80	SW 100	SW 150
Parámetro a _{REF}	[-]	0.9362	0.8612	0.8887
Corriente $I_{F,REF}$	[A]	4.783	6.05	8.82
Corriente de saturación inversa $I_{SD,REF}$	[A]	3.284E-10	4.094E-11	8.792E-11
Resistencia en serie $R_{S,REF}$	[Ohm]	0.2779	0.1083	0.1856
Resistencia en paralelo $R_{P,REF}$	[Ohm]	449.5	66.39	170.4

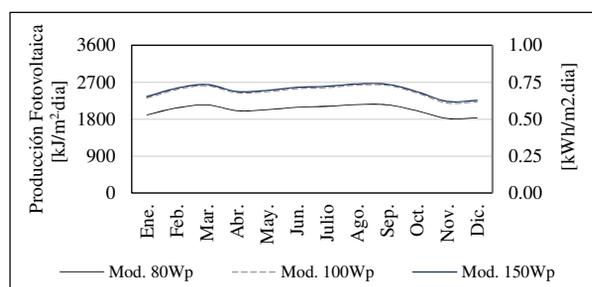
Con el fin de definir la orientación e inclinación de los módulos, se realizó un análisis inicial, calculando la producción fotovoltaica diaria por unida de superficie, utilizando dos módulos de 150Wp con diferentes inclinaciones y orientaciones. Los escenarios considerados fueron: a) dos módulos orientados al sur, b) dos módulos orientados al este, c) dos módulos orientados al oeste y d) un módulo orientado al este y otro al oeste. Este análisis inicial permite además comparar la producción fotovoltaica, configurando el campo de captación fotovoltaica en un solo grupo con una única orientación o dividiendo el campo en dos grupos, con dos orientaciones diferenciadas (este y oeste). Los resultados obtenidos anuales se resumen en la Tabla 6-4.

Tabla 6-4. Producción media fotovoltaica anual para diferentes orientaciones e inclinaciones

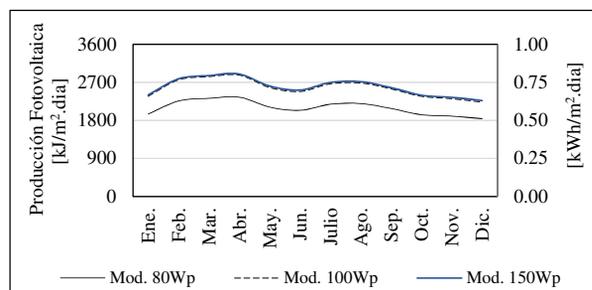
Inclinación	Kenia				Cuba				Bangladesh			
	Orientación											
	Sur	Este	Oeste	Este / Oeste	Sur	Este	Oeste	Este / Oeste	Sur	Este	Oeste	Este / Oeste
<i>Producción fotovoltaica media [kJ/m² día]</i>												
15°	2499	2557	2461	2509	2588	2437	2401	2419	2163	2132	2129	2131
30°	2281	2410	2239	2324	2538	2278	2214	2246	2023	1977	1971	1974
45°	1938	2170	1956	2063	2347	2045	1963	2004	1781	1756	1748	1752
60°	1938	1871	1640	1756	2347	1765	1677	1721	1781	1496	1488	1492
75°	1106	1537	1317	1427	1586	1458	1372	1415	1101	1217	1212	1214
<i>Eficiencia [%]</i>												
15	12.2%	12.5%	12.5%	12.5%	13.1%	12.4%	12.4%	12.4%	12.4%	12.4%	12.4%	12.4%
30	12.0%	12.0%	12.0%	12.0%	12.0%	11.9%	11.9%	11.9%	12.0%	12.0%	11.9%	11.9%
45	11.1%	11.3%	11.1%	11.2%	11.3%	11.1%	11.1%	11.1%	11.2%	11.2%	11.1%	11.1%
60	9.6%	10.2%	9.9%	10.1%	10.2%	10.0%	10.0%	10.0%	9.9%	10.0%	9.9%	10.0%
75	7.8%	8.8%	8.4%	8.6%	8.8%	8.7%	8.5%	8.6%	8.2%	8.6%	8.5%	8.6%

Como es de esperar, al tratarse de emplazamientos ubicados a bajas latitudes, la producción fotovoltaica se incrementa para inclinaciones bajas, utilizando ángulos próximos a la latitud del emplazamiento analizado. Por ejemplo, si se utiliza una inclinación de 15°C, la producción fotovoltaica anual, presenta mejores resultados utilizando la orientación sur para los emplazamientos de Cuba y de Bangladesh, con valores medios anuales de producción de 2588 kJ/m².día (0.72 kWh/m².día) y 2163 kJ/m².día (0.60 kWh/m².día) respectivamente. Por otra parte, en Kenia la producción media anual, para esta misma orientación e inclinación es de 2499 kJ/m².día (0.69 kWh/m².día); valor que puede incrementarse un 2.3% utilizando la orientación Este.

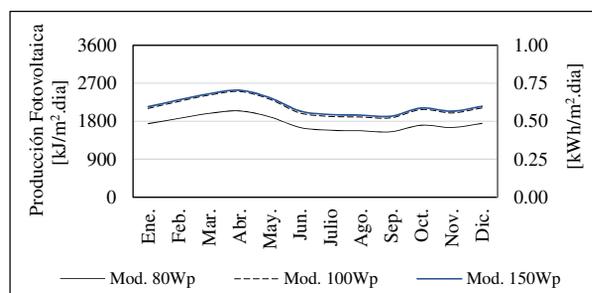
En general, se aprecia que para estos emplazamientos tropicales, dividir el campo de captación en dos partes con dos orientaciones diferentes, (Este y Oeste), no supone incrementos importantes en la producción fotovoltaica media anual. Teniendo en cuenta los resultados, se utilizó una orientación e inclinación convencionales para los tres emplazamientos, adoptando una orientación sur, y una inclinación mínima de 15°C, que evite la posible acumulación de residuos y aguas lluvias. La producción fotovoltaica finalmente calculada para los diferentes emplazamientos y módulos fotovoltaicos considerados, se presentan en la Fig. 6.4, y los valores correspondientes se incluyen en el Anexo 6.2



(a) Nyanza (Kenia)



(b) Guantánamo (Cuba)



(c) Jessore (Bangladesh)

Fig. 6-4. Producción fotovoltaica media mensual para la localidades analizadas y módulos fotovoltaicos considerados en el análisis

En general se constata que la producción media diaria de electricidad por unidad de superficie es similar al comparar los resultados de los módulos fotovoltaicos de 100Wp y 150Wp; mientras que para el módulo de 80 Wp la producción es menor. En términos de eficiencia en la conversión, los valores medios anuales obtenidos para los diferentes módulos de 80 Wp, 100 Wp 150 Wp fueron de 10.4%, 12.6% y 12.8% respectivamente para el emplazamiento en Kenia; 10.5%, 12.8% y 12.9% respectivamente para el emplazamiento en Cuba, y de

8.8%, 10.6% y 10.8% para el emplazamiento en Bangladesh. Teniendo en cuenta estos valores de eficiencia, se dará preferencia a la utilización de los módulos de 100 Wp y 150 Wp.

6.2.3 SELECCIÓN DE MESES A ANALIZAR

De cara a analizar la producción fotovoltaica, se seleccionan como meses críticos los menor producción fotovoltaica, esto es, el mes de mayo para el emplazamiento en Kenia, el mes de diciembre para el emplazamiento en Cuba y el mes de septiembre para el emplazamiento en Bangladesh. En la Tabla 6-5 se presentan los meses seleccionados para realizar el análisis, incluyendo tanto los meses de mínima producción fotovoltaica seleccionados en el presente apartado, como los meses de máxima temperatura, seleccionados en el apartado anterior.

Tabla 6-5. Meses seleccionados para realizar el análisis

Localidad	Mes	Observación	Semana analizada		Temperatura media [°C]	Producción fotovoltaica media ⁽¹⁾	
			Hora inicial	Hora final		[kWh/m ² .día]	[kJ/m ² .día]
Kenia	- Febrero	Mes de máxima temperatura	1248	1416	24.03	0.70	2,521
	- Noviembre	Mes de mínima producción fotovoltaica	7464	7632	22.05	0.61	2,192
Cuba	- Julio	Mes de máxima temperatura	4344	4512	28.95	0.74	2,664
	- Diciembre	Mes de mínima producción fotovoltaica	8016	8184	25.05	0.62	2,233
Bangladesh	- Mayo	Mes de máxima temperatura	3216	3384	29.31	0.65	2,323
	- Septiembre	Mes de mínima producción fotovoltaica	5832	6000	28.42	0.52	1,879

⁽¹⁾ Producción media fotovoltaica, para módulo de 100 Wp, para los otros dos módulos, ver Anexo 6.2

6.3 CÁLCULO DE LA DEMANDA Y PRE-DIMENSIONAMIENTO

6.3.1 CÁLCULO DE LA DEMANDA TÉRMICA Y PRE-DIMENSIONAMIENTO DEL PANEL DE PCM

Utilizando los parámetros base del sistema, presentados en la Tabla 6.1, se ha simulado una semana completa de operación del refrigerador bajo condiciones ambiente dinámicas, en cada emplazamiento; cuantificando la carga térmica para el día e mantenimiento medio, así como para el día inicial de operación.

El espesor de PCM en cada caso, fue seleccionado teniendo en cuenta la temperatura media del emplazamiento y los resultados del análisis paramétrico, presentados en el Capítulo 5, utilizando valores de espesor para los cuales la duración del ciclo del refrigerador para un día de mantenimiento sea próximo a 24 horas, es decir, que proporcione al sistema un día de autonomía sin contar con suministro eléctrico. Los espesores de PCM iniciales seleccionados fueron de 10 mm para el emplazamiento de Kenia y 12 mm para los emplazamientos de Cuba y Bangladesh. Este valor fue ajustado, hasta alcanzar un ciclo diario de operación, por lo cual los espesores finales del panel de PCM fueron de 8 mm, 12 mm y 12 mm, para los citados emplazamientos (Kenia, Cuba y Bangladesh).

La Tabla 6.6 presenta la carga térmica media calculada para el día de mantenimiento, correspondiente a un ciclo completo de mantenimiento, e incluyendo los diferentes componentes especificados en el Capítulo 3: ganancias de calor a través de los cerramientos (Q_{Losses}), ganancias de calor debidas a infiltraciones y renovaciones de aire (Q_{Inf}), ganancias de calor debidas a equipos en el interior del refrigerador (Q_{Int}), el calor extraído de los productos preservados (Q_{pr}), calculando finalmente la carga térmica total del sistema (Q_{Svs}).

Tabla 6-6. Resumen carga térmica para un día de mantenimiento en las localidades analizadas

Localidad	Observación	Espesor final PCM [mm]	Carga Térmicas [kJ/día]					Distribución [%]				
			Q _{Losses}	Q _{pr}	Q _{Int}	Q _{Inf}	Q _{SYS}	Q _{Losses}	Q _{pr}	Q _{Int}	Q _{Inf}	Q _{SYS}
Kenia	Mes de máxima temperatura	8	1752	0	41	160	1953	89.7%	0.0%	2.1%	8.2%	100%
	Mes de mínima producción fotovoltaica		1711	0	36	134	1881	91.0%	0.0%	1.9%	7.1%	100%
Cuba	Mes de máxima Temperatura	12	2532	0	65	193	2790	90.8%	0.0%	2.3%	6.9%	100%
	Mes de mínima producción fotovoltaica		2059	0	50	159	2268	90.8%	0.0%	2.2%	7.0%	100%
Bangladesh	Mes de máxima Temperatura	12	2735	0	68	207	3010	90.9%	0.0%	2.3%	6.9%	100%
	Mes de mínima producción fotovoltaica		2589	0	63	197	2849	90.9%	0.0%	2.2%	6.9%	100%

Según lo esperado, las cifras más exigentes de cargas térmicas se obtienen para los meses de máxima temperatura, con valores de 1953, 2790 y 3010 kJ/día para los emplazamientos de Kenia, Cuba y Bangladesh respectivamente. Puesto que en Kenia las condiciones ambiente son más estables durante el año, la carga térmica calculada para el mes de menor producción fotovoltaica, es sólo un 4% menor, mientras que en Cuba este porcentaje es de 22.9% y en Bangladesh del 5.6%.

Para la condiciones de operación establecidas, el mayor porcentaje de la carga térmica se debe a las ganancias de calor a través de las paredes o cerramientos del refrigerador, con valores del orden de 90%, mientras que el 10% restante se debe principalmente a las ganancias de calor debidas a infiltraciones y renovaciones de aire y en menor medida al calor generado por los equipos internos, que este caso corresponden a los ventiladores.

Puesto que para cada día de mantenimiento se proyecta un único ciclo de operación, la variación de temperatura en el producto es cercana a cero, y por tanto no hay carga térmica apreciable debida a los productos almacenados. Esta última condición, sin embargo, varía para el día inicial de operación, en el cual la temperatura inicial del producto es próxima a 25°C para el proceso analizado, y pasadas entre 24 y 36 horas se espera que el producto haya alcanzado el valor de consigna deseado (11°C).

La Tabla 6-7 muestra la capacidad de almacenamiento térmico del panel del PCM, en función de su espesor. Los cálculos se han realizado considerando para un área total del evaporador de pared del evaporador de 2,143 m², un valor para la densidad del líquido de (760 kg /m³), y una capacidad de almacenamiento térmico específica de 130 kJ /kg, para una temperatura de trabajo de PCM entre 4 y 13°C.

Tabla 6-7. Capacidad de Almacenamiento térmico para diferentes espesores del PCM

Espeor del panel de PCM RT9	[mm]	4	6	8	10	12
Capacidad de almacenamiento térmico 4 to 13°C	[kJ]	846.9	1,270.4	1,693.8	2,117.3	2,540.7

La relación entre esta capacidad de almacenamiento teórica y la demanda térmica media diaria calculada para los meses de máxima temperatura es próximo a 0.90, con valores de 0.87 para el emplazamiento en Kenia, 0.91 para el emplazamiento en Cuba, y 0.84 para el emplazamiento en Bangladesh. Los resultados obtenidos en cada caso se resumen en la Tabla 6.8

Tabla 6-8. Ratio carga térmica / capacidad de almacenamiento térmico panel PCM

Localidad	Observación	Espesor final PCM final [mm]	Carga Térmica [kJ/día]	Espesor panel PCM [mm]	Capacidad de almacenamiento térmico [kJ]	Ratio capacidad almacenamiento /carga térmica
Kenia	Mes de máxima Temperatura	8	1953	8	1694	0.87
	Mes de mínima producción fotovoltaica	-	1881	8	1694	0.90
Cuba	Mes de máxima Temperatura	12	2790	12	2541	0.91
	Mes de mínima producción fotovoltaica	-	2268	12	2541	1.12
Bangladesh	Mes de máxima Temperatura	12	3010	12	2541	0.84
	Mes de mínima producción fotovoltaica	-	2849	12	2541	0.89

6.3.2 CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA DEMANDADA

Finalmente tomando como base las condiciones de operación del sistema y el espesor final del panel del PCM, es posible estimar la potencia eléctrica consumida por el refrigerador en cada paso de tiempo de la simulación, tomando una temperatura de evaporación 10°C inferior a la temperatura de consigna interior, una temperatura de condensación 10°C superior a la temperatura ambiente, y asumiendo una velocidad fija de funcionamiento del compresor, 3000 min⁻¹ en este caso. Bajo estas condiciones de operación, el consumo de energía eléctrica, tanto para el día inicial, como para el día de mantenimiento, se presenta en la Tabla 6.9, valores que servirán de base para dimensionar el campo de captación fotovoltaico.

Tabla 6-9. Resumen demanda de energía eléctrica base demandada para los emplazamientos analizados

Descripción	Unidad	Kenia	Cuba	Bangladesh
Mes de mínima producción fotovoltaica				
Demanda día inicial	[kJ/día]	1056	1389	1340
Demanda media día de mantenimiento	[kJ/día]	658	829	1085
Demanda media diaria	[kJ/día]	715	909	1121
Mes de máxima temperatura ambiente				
Demanda día inicial	[kJ/día]	969	2012	2290
Demanda media día de mantenimiento	[kJ/día]	686	1076	1149
Demanda media diaria	[kJ/día]	726	1209	1312

6.3.3 PRE-DIMENSIONAMIENTO DEL CAMPO DE CAPTACIÓN FOTOVOLTAICO

Con el fin de pre-seleccionar el módulo fotovoltaico para los emplazamientos considerados en el estudio, se ha comparado la producción fotovoltaica media diaria de los módulos fotovoltaicos, calculada en el apartado 6.2.3, con la demanda de energía eléctrica estimada para el sistema, calculada en el apartado 6.3.2.

Puesto que la producción de baja potencia del sistema fotovoltaico no puede ser utilizada en forma directa para activar el refrigerador, es necesario, calcular para cada paso de tiempo de la simulación, el porcentaje de producción de energía eléctrica de baja potencia y cuantificar finalmente la energía aprovechable en forma directa para activar el refrigerador. Para el compresor usado en el refrigerador analizado, la potencia mínima requerida para accionar el refrigerador es aproximadamente de 36 W y 34 W cuando la temperatura ambiente es de 25°C y 30°C respectivamente.

Los resultados obtenidos se resumen en la Tabla 6.10 Tomando como referencia el módulo fotovoltaico de 100 Wp, cuando el compresor funciona a una velocidad fija de 3000 min⁻¹, el porcentaje de producción de baja potencia, que no puede aprovecharse directamente para accionar el refrigerador es de 98%, 73 % y 58% para los emplazamientos de Bangladesh, Kenia y Cuba respectivamente durante el mes de mínima producción fotovoltaica. No obstante, este porcentaje se reduce significativamente, al regular la velocidad del compresor, alcanzado valores de 37%, 24% y 15% en los citados emplazamientos.

Teniendo en cuenta el balance producción – demanda de electricidad, los módulos fotovoltaicos pre-seleccionados fueron de 100 Wp para el emplazamiento de Kenia, 150 Wp para el emplazamiento de Cuba y 2 módulos de 100 Wp para el emplazamiento de Bangladesh, mediante los cuales teóricamente podrá atenderse la demanda de energía eléctrica tanto para el día inicial de operación del refrigerador, como para el día de mantenimiento.

Tabla 6-10. Resumen producción fotovoltaica y pre-selección de módulo fotovoltaico

Descripción	Unidad	Kenia			Cuba			Bangladesh		
		80Wp	100Wp	150Wp	80Wp	100Wp	150Wp	100Wp	150Wp	2x100Wp
Mes de mínima producción fotovoltaica										
<i>Producción fotovoltaica</i>										
Producción media diaria	[kJ/día]	1146	1499	2218	1249	1649	2423	1300	1928	2600
% Producción de baja potencia v _F	[%]	100%	73%	33%	100%	58%	22%	98%	55%	26%
% Producción de baja potencia v _V	[%]	42%	24%	12%	29%	15%	6%	37%	13%	9%
Producción aprovechable directamente v _V	[kJ/día]	662	1142	1958	893	1400	2269	820	1668	2369
<i>Demanda de electricidad</i>										
Demanda día inicial	[kJ/día]	1056	1056	1056	1389	1389	1389	1340	1340	1340
Demanda media día de mantenimiento	[kJ/día]	658	658	658	829	829	829	1085	1085	1085
Demanda media diaria	[kJ/día]	715	715	715	909	909	909	1121	1121	1121
<i>Balance: producción - demanda</i>										
Balance día inicial	[kJ/día]	-394	86	901	-497	10	879	-521	327	1029
Balance día mantenimiento	[kJ/día]	4	484	1299	63	570	1440	-265	583	1284
Mes de máxima temperatura ambiente										
<i>Producción fotovoltaica</i>										
Producción media diaria	[kJ/día]	1439	1907	2794	1452	1929	2830	1642	2416	3284
% Producción de baja potencia v _F	[%]	100%	42%	21%	100%	55%	22%	70%	34%	17%
% Producción de baja potencia v _V	[%]	27%	15%	7%	28%	15%	7%	25%	10%	6%
Producción aprovechable directamente v _V	[kJ/día]	1054	1628	2609	1048	1638	2622	1230	2164	3090
<i>Demanda de electricidad</i>										
Demanda día inicial	[kJ/día]	969	969	969	2012	2012	2012	2290	2290	2290
Demanda media día de mantenimiento	[kJ/día]	686	686	686	1076	1076	1076	1149	1149	1149
Demanda media diaria	[kJ/día]	726	726	726	1209	1209	1209	1312	1312	1312
<i>Balance: producción - demanda</i>										
Balance día inicial	[kJ/día]	85	659	1640	-963	-374	611	-1059	-126	800
Balance día mantenimiento	[kJ/día]	368	942	1924	-27	562	1546	81	1015	1941
<i>Pre-selección módulo fotovoltaico</i>										
Para el día de mantenimiento		X				X			X	
Para el día inicial y de mantenimiento			X				X			X

VF: Velocidad Fija. VV: Velocidad Variable

6.4 SIMULACIÓN DINÁMICA DEL SISTEMA

6.4.1 VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA ESTRATEGIA DE CONTROL

Como paso previo a la simulación dinámica del sistema, fue necesario constatar que la estrategia de control definida en el Capítulo 3, operara correctamente durante la simulación. Esta estrategia comprende tres condiciones fundamentales: El control de la temperatura interior, manteniéndola dentro de un rango de operación deseado, la adaptación de la velocidad del compresor en función de la producción disponible del sistema fotovoltaico, y por último, el encendido del sistema en horario matutino, con el fin de evitar el funcionamiento tardío del sistema, el cual podría dar lugar a una carga incompleta del panel del PCM durante el día.

En cuanto a la primera condición (control de la temperatura interior), los resultados obtenidos en el Capítulo 5, apartados 5.2.1 y 5.3.1 constatan que el control ON-OFF funciona correctamente en la programación, puesto que el compresor para cuando la temperatura del interior del refrigerador alcanza el valor mínimo deseado, y se pone en marcha, una vez esta temperatura alcanza el valor máximo deseado.

Para verificar la segunda condición (adaptación de la velocidad del compresor a la producción del sistema fotovoltaico), se ajustó el algoritmo de control, de manera que el compresor puede operar a 4 velocidades (2000, 2500, 3000 y 3500 min^{-1}), para cada una de las cuales se calcula en cada paso de tiempo la potencia mínima requerida para el accionamiento del refrigerador. En la Fig. 6.4 (a) se aprecia el correcto funcionamiento del sistema, al cumplir esta condición, pues la potencia demanda por el compresor va variando en función de la potencia eléctrica producida por el sistema fotovoltaico; en este caso, se ilustra el funcionamiento del refrigerador para un día inicial de producción, en el cual, la temperatura baja progresivamente, desde 25°C, hasta alcanzar el valor mínimo deseado.

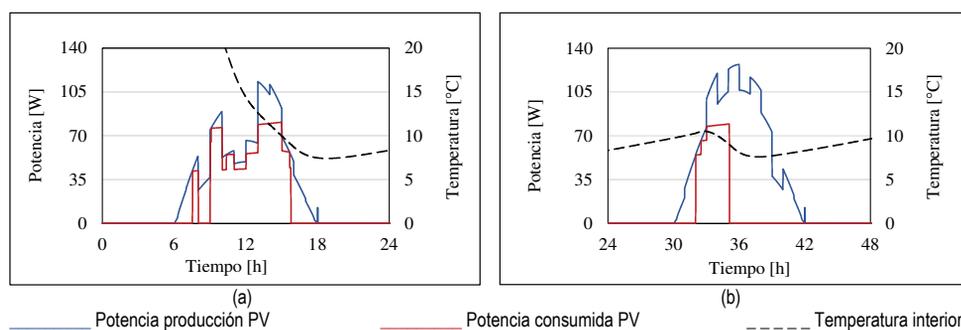


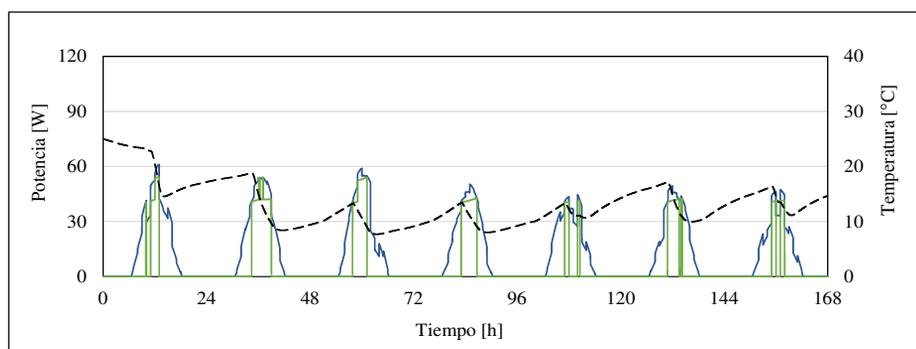
Fig. 6-5. Verificación del funcionamiento de la estrategia de control

(a) Adaptación de la potencia consumida por el sistema a la radiación solar y producción fotovoltaica disponible. (b) Encendido en horario matutino forzado, aunque no se haya alcanzado la temperatura máxima permitida

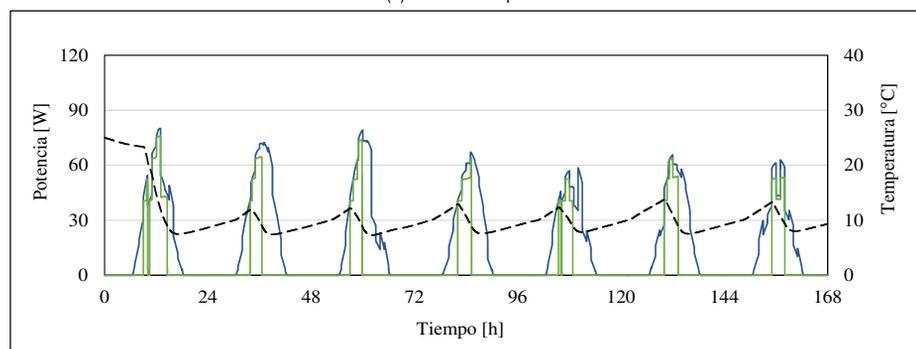
Por otra parte, en la Fig. 6.4 (b), se muestra el correcto funcionamiento del sistema, en relación a la tercera condición del control, en la cual, el compresor debe encenderse en el horario matutino establecido, aunque la temperatura del interior del refrigerador no haya alcanzado aún, el valor máximo deseado. En este caso se ilustra el funcionamiento para el segundo día de funcionamiento del refrigerador, en el cual sólo se mantiene la temperatura dentro del rango deseado; así el compresor se pone en marcha a las 32 horas (8:00 de la mañana), aunque la temperatura interior es de sólo 10.2°C, valor inferior a la temperatura máxima deseada de 13°C.

6.4.2 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DINÁMICA PARA LOS TRES EMPLAZAMIENTOS ANALIZADOS

Para el **emplazamiento de Kenia**, el módulo de 80Wp cubre adecuadamente la demanda de electricidad del refrigerador durante la semana analizada del mes de máxima temperatura; sin embargo para mes de baja producción fotovoltaica, no puede atender adecuadamente la demanda del día inicial de funcionamiento del refrigerador. Además para este mes de baja producción fotovoltaica, después de 24 horas de funcionamiento del refrigerador, la temperatura interior de la celda refrigerada tiene valores por encima de la temperatura máxima deseada, durante un 29% del tiempo simulado. Por otra parte, el módulo de 100Wp cubre satisfactoriamente la demanda de electricidad tanto durante el mes de máxima temperatura ambiente media, como durante el mes de mínima producción fotovoltaica. En este caso el tiempo durante el cual la temperatura interior del refrigerador supera el máximo valor deseado es de sólo 0.7%, valor que puede reducirse si se optimiza el horario matutino de encendido de la estrategia de control.



(a) Módulo 80 Wp STC



(b) Módulo 100 Wp STC

— Potencia producción PV — Potencia consumida PV - - - Temperatura interior

Fig. 6-6. Evolución de la producción fotovoltaica, potencia consumida y temperatura interior, en Nyanza (Kenia), para la semana del mes de mínima producción fotovoltaica (Noviembre)

Como era de esperar los resultados también resultan satisfactorios cuando se utiliza el Módulo 150Wp en esta localidad, no obstante, se valida la selección del módulo de 100Wp por resultar suficiente para cubrir los requerimientos del sistema. La Fig. 6.6 ilustra la evolución de la potencia fotovoltaica producida, la potencia demanda por el refrigerador y la temperatura interior del refrigerador, para la semana simulada del mes de mínima producción fotovoltaica, en Kenia, cuando se utilizan de 80 Wp y 100 Wp.

Para el emplazamiento de Cuba, los resultados presentados en la Tabla 6-9, indican que el módulo de 80Wp no cubre adecuadamente la demanda de potencia del sistema, registrando un mayor déficit en la producción durante el mes de máxima temperatura ambiente. En este caso, después de 24 horas de simulación, la temperatura interior del refrigerador registra valores superiores a la temperatura máxima deseada, durante el 47% y 78% del tiempo simulado para los meses de mínima producción fotovoltaica y máxima temperatura ambiente respectivamente. Estas cifras confirman que el módulo de este tamaño no es adecuado para atender la demanda de energía eléctrica del sistema. Los resultados mejoran al utilizar el Módulo de 100Wp, sin embargo el tiempo, durante el cual la temperatura interior del refrigerador, se encuentra por fuera del rango deseado es del 5% durante el mes de máxima temperatura. Por ello, finalmente se selecciona para este emplazamiento el Módulo de 150Wp, mediante el cual se mantiene adecuadamente esta temperatura interior dentro del rango deseado.

En la Fig. 6-7, se muestran la evolución de la potencia producida, así como la potencia demandada y temperatura interior del refrigerador, para los módulos de 80Wp, y 150Wp, donde se constata, con mayor facilidad, el correcto funcionamiento del sistema para el módulo de 150 Wp.

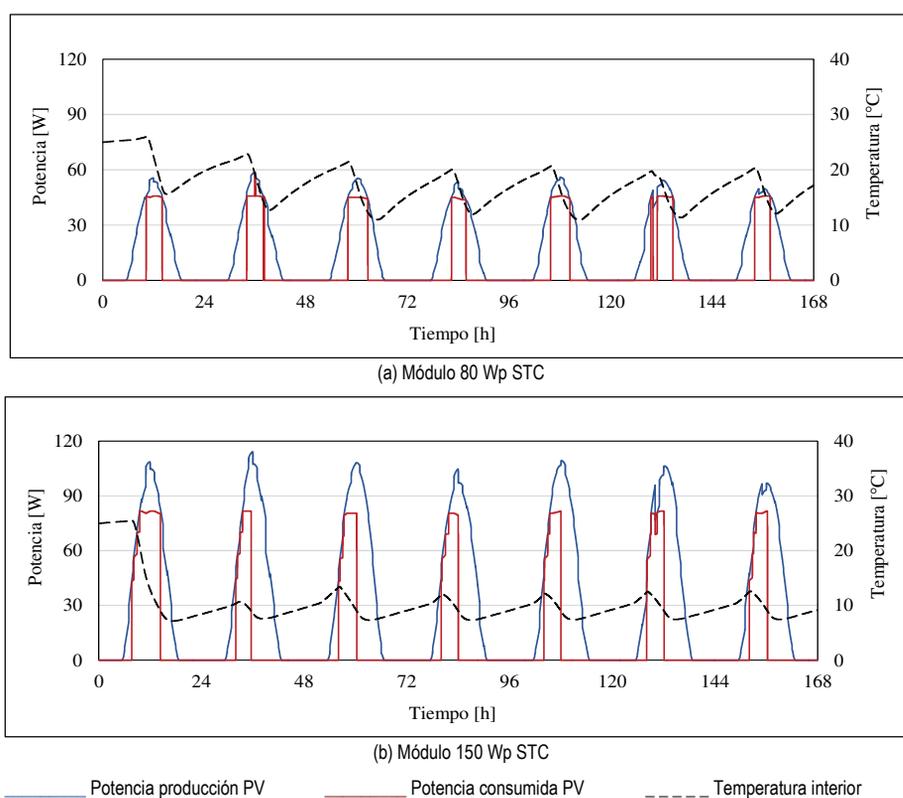
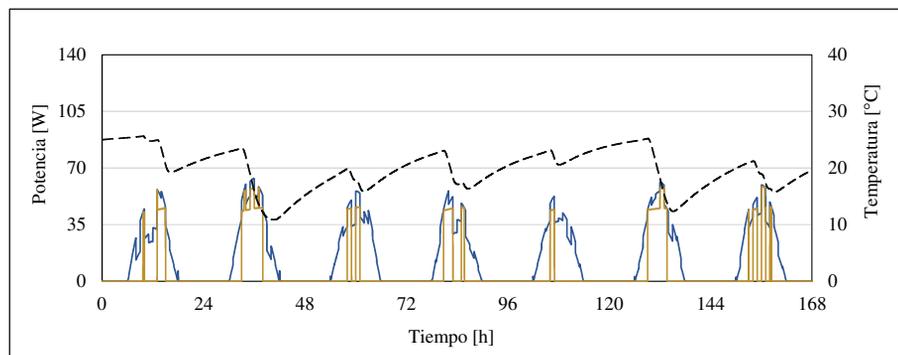


Fig. 6-7. Evolución de la producción fotovoltaica, potencia consumida y temperatura interior, en Guantánamo (Cuba), para la semana del mes de máxima temperatura media (Julio).

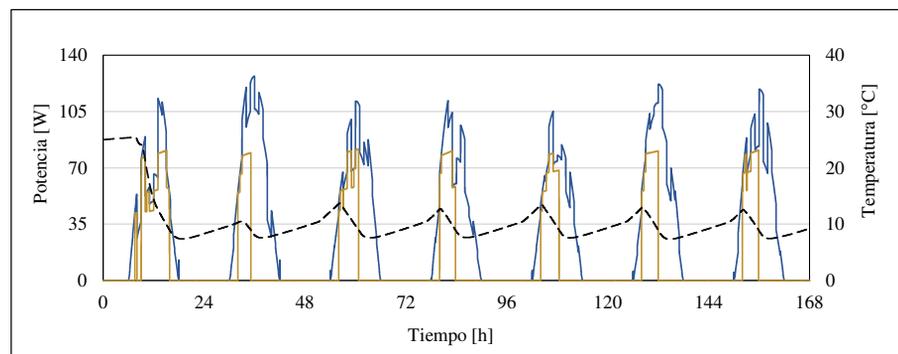
El emplazamiento de Bangladesh, es el que registra las condiciones más exigentes de los tres analizados, pues la demanda térmica es mayor, y además la producción fotovoltaica obtenida es más baja. En este caso, la demanda de energía eléctrica del sistema no logra atenderse adecuadamente mediante los módulos

fotovoltaicos individuales de 80, 100 y 150 Wp, por lo cual fue seleccionado un panel con dos módulos fotovoltaicos de 100 Wp, para una potencia pico total de 200Wp.

En la Fig. 6.8 se muestran los resultados de la simulación para un módulo de 100Wp, y para un panel con 2 módulos de 100 Wp, durante el mes de mínima producción fotovoltaica. En el primer caso, se constata el mal funcionamiento el sistema, pues la temperatura de interior del refrigerador no se logra mantener dentro del rango de operación deseado, registrando valores por fuera de este rango, durante el 92% del tiempo simulado, después de las primeras 24 horas de operación. Por otra parte para el panel con 2 módulos fotovoltaicos (2x100Wp), el funcionamiento del sistema mejora significativamente, pues sólo para el 0.5% del tiempo simulado la temperatura interior arroja valores fuera del rango deseado.



(a) Módulo 100 Wp STC



(c) Módulo 2x100 Wp STC

— Potencia producción PV — Potencia consumida PV - - - - Temperatura interior

Fig. 6-8. Evolución de la producción fotovoltaica, potencia consumida y temperatura interior, en Jessore (Bangladesh), para la semana del mes de mínima producción fotovoltaica (Septiembre)

Los principales indicadores de operación del sistema, para los diferentes casos simulados se presentan en la Tabla 6-11. Incluyendo el porcentaje de producción de baja potencia a velocidad variable, el porcentaje de sobre-producción para el día inicial de operación y de mantenimiento, y el tiempo durante el cual la temperatura permanece fuera del rango deseado, expresado en horas y como porcentaje del tiempo simulado.

En particular, respecto al porcentaje de sobre-producción de electricidad para los días de funcionamiento inicial del refrigerador, los valores calculados son del 8%, 30% y 35% para los emplazamientos de Kenia, Cuba y Bangladesh, respectivamente, durante el mes de mínima producción fotovoltaica para Kenia y los meses de máxima temperatura ambiente para los otros dos emplazamientos.. El mayor porcentaje de sobre-producción obtenido para los emplazamientos de Cuba y Bangladesh, suponen también un potencial de mejora del sistema

de control, que puede dar lugar a una reducción de la potencia del módulo fotovoltaico seleccionado, particularmente para el emplazamiento de Cuba.

Tabla 6-11. Resumen indicadores de producción fotovoltaica y funcionamiento del sistema.

Descripción	Unidad	Kenia			Cuba			Bangladesh		
		80Wp	100Wp	150Wp	80Wp	100Wp	150Wp	100Wp	150Wp	2x100Wp
Mes de mínima producción fotovoltaica										
Producción de baja potencia	[%]	42%	24%	12%	29%	15%	6%	37%	13%	9%
Sobre-producción día inicial	[%]	-37%	8%	85%	-36%	1%	63%	-39%	24%	77%
Sobre-producción día mantenimiento	[%]	1%	73%	197%	8%	69%	174%	-24%	54%	118%
Tiempo con temperatura fuera de rango ⁽¹⁾	[h]	41.8	1.0	1.2	67.2	2.5	0.0	132.4	13.4	0.7
Tiempo con temperatura fuera de rango ⁽¹⁾	[%]	29%	1%	1%	47%	2%	0%	92%	9%	1%
Mes de máxima temperatura ambiente										
Producción de baja potencia	[%]	27%	15%	7%	28%	15%	7%	25%	10%	6%
Sobre-producción día inicial	[%]	9%	68%	169%	-48%	-19%	30%	-46%	-5%	35%
Sobre-producción día mantenimiento	[%]	54%	137%	280%	-3%	52%	144%	7%	88%	169%
Tiempo con temperatura fuera de rango ⁽¹⁾	[h]	13.5	0.0	0.0	112.2	7.4	0.0	77.8	1.1	0.0
Tiempo con temperatura fuera de rango ⁽¹⁾	[%]	9%	0%	0%	78%	5%	0%	54%	1%	0%
Selección final módulo fotovoltaico										
Módulo fotovoltaico final seleccionado			X				X			X

⁽¹⁾ Tiempo fuera de rango después de 24 h

Estos resultados permiten concluir que el refrigerador funciona correctamente para los espesores de panel de PCM y módulos fotovoltaicos seleccionados, durante las semanas simuladas de los meses considerados en el estudio, esto es, el mes de mínima producción fotovoltaica y el mes de máxima temperatura ambiente media.

6.4.3 FUNCIONAMIENTO DURANTE UN DÍA ATÍPICO DE MUY BAJA RADIACIÓN SOLAR

No obstante, los buenos resultados del apartado anterior, a lo largo del año existen también, días puntuales en los cuales la radiación solar es muy baja, por lo cual existe el riesgo de que puntualmente el sistema supere la temperatura máxima deseada en el interior del refrigerador. En la Fig. 6.9, se ilustra un día de funcionamiento, para el refrigerador emplazado en Cuba, en el cual la radiación solar es muy baja, de manera que la potencia producida por un módulo de 150Wp es insuficiente para accionar el refrigerador y por tanto, la temperatura interior del refrigerador continúa aumentando aun cuando se ha alcanzado el valor máximo deseado.

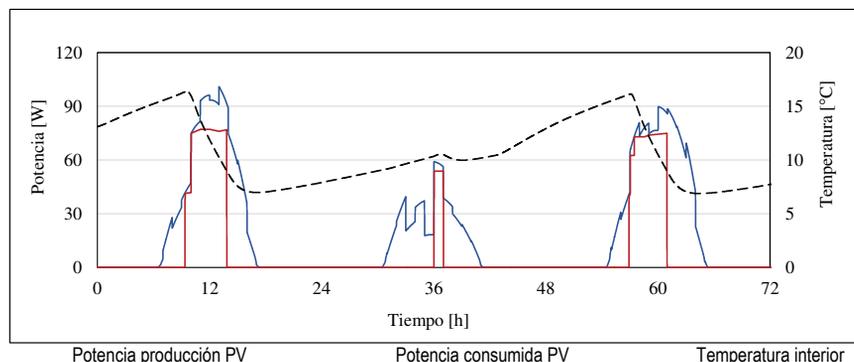


Fig. 6-9. Temperatura fuera del rango deseado en un día de producción fotovoltaica mínima en Guantánamo (Cuba) utilizando en módulo 150Wp STC

Para solventar este riesgo presente en días puntuales durante el año, existen dos alternativas básicas de solución, la primera alternativa consiste en aumentar el área campo de captación fotovoltaico, y la segunda alternativa consiste en combinar el almacenamiento de energía térmica mediante el panel de PCM con el almacenamiento de energía mediante baterías eléctricas.

En relación a la primera alternativa de solución, será necesario aumentar el área de captación fotovoltaica con el fin de disminuir el porcentaje de electricidad de baja potencia y aumentar la producción fotovoltaica directamente aprovechable, con lo cual, también se incrementará el porcentaje de sobreproducción de electricidad de la instalación.

La segunda alternativa de solución, requiere dimensionar las baterías eléctricas según las condiciones de operación del sistema. En los sistemas fotovoltaicos aislados, estas baterías suelen calcularse para cubrir entre dos y tres días de funcionamiento del sistema; no obstante, para el caso del refrigerador con PCMs, sólo será necesario cubrir un día de autonomía, por lo cual podrá reducirse el tamaño de las baterías. En tal caso, las baterías sólo funcionarán como sistema de respaldo en días puntuales a lo largo del año, pudiendo extenderse su vida útil hasta 10 años, tal como se contempla para este tipo de baterías con un régimen bajo de utilización [76,79]. Adicionalmente, la producción fotovoltaica de baja potencia eléctrica, que no puede atender de forma directa la demanda de electricidad del refrigerador, podrá aprovecharse para mantener cargadas las baterías.

Para ambas alternativas de solución, los excedentes de producción fotovoltaica, podrían atender otros equipos menores en las zonas aisladas, tales como teléfonos móviles celulares, tabletas, lámparas de baja potencia u otros equipos de pequeño tamaño.

6.5 ESTUDIO DE COSTES

Teniendo en cuenta los resultados del apartado anterior, en el este apartado se realiza un estudio de costes simple del sistema de almacenamiento térmico, comparando el refrigerador solar, con el sistema convencional de almacenamiento energético mediante baterías eléctricas y el refrigerador solar que combina el almacenamiento energético térmico mediante materiales de cambio de fase y utiliza las baterías eléctricas como sistema de respaldo para los días de muy baja producción fotovoltaica.

Puesto que la incorporación del PCMs incrementa el consumo eléctrico diario del refrigerador, el análisis incluye también el campo de captación fotovoltaico. Los elementos y equipos incluidos en el análisis incluyen: el campo de captación fotovoltaica, el almacenamiento eléctrico mediante baterías eléctricas monoblock, de plomo-ácido, el almacenamiento térmico mediante los materiales de cambio de fase, incluyendo los materiales necesarios para la integración en el refrigerador, y otros elementos relevantes como el regulador de carga de la batería y el cableado eléctrico requerido en la instalación.

El análisis se ha realizado para la localidad de Nyanza en Kenia, en la cual el espesor seleccionado para el panel del PCMs es de 8 mm. Las especificaciones básicas del refrigerador con y Sin PCMs se presentan en la Tabla 6-12. Para el refrigerador sin PCMs el módulo fotovoltaico seleccionado es de 80 Wp STC y la autonomía del almacenamiento mediante baterías eléctricas es de 2 días; mientras que para el refrigerador con PCMs, el módulo fotovoltaico tiene una potencia pico de 100Wp, la autonomía de proporcionada mediante el almacenamiento térmico es de un día, y las baterías eléctricas proporcionan un día de autonomía adicional. Tal como se expuso en los apartados previos, el PCM utilizado es el RT9, manufacturado por la empresa Rubitherm de Alemania, utilizando en total 13.03 kg.

Tabla 6-12. Datos básicos del Refrigerador con y sin PCMs consideradas en el análisis económico

Descripción	Unidad	Refrigerador	Refrigerador
		Sin PCMs	Con PCMs
Módulo fotovoltaico seleccionado	u	80 Wp STC	100 Wp STC
Autonomía batería eléctrica	día	2	1
Máxima descarga admitida	%	50%	50%
Batería eléctrica monoblock 12V	Ah	63,97	37,63
Batería eléctrica monoblock 12V	Wh	767,68	451,57
Material de cambio de fase (PCM) RT9	kg	0,00	13,03

Los costes de los diferentes elementos utilizados en la instalación fotovoltaica se han consultado en el catálogo tarifa de una empresa comercializadora de material para instalaciones fotovoltaicas; en tanto los costes para los materiales de cambio de fase, fueron consultados directamente al fabricante del material. Para el PCM utilizado en el estudio el coste es de 12.02 €/kg, y el número total de ciclos que soporta es de 10000, lo que supone una vida útil superior de hasta 27 años; no obstante, para ser conservadores en el análisis se ha supuesto una vida útil de 20 años para este material.

Para definir los costes de las baterías eléctricas de plomo-ácido, se consultaron catálogos comerciales con varias marcas de baterías eléctricas, elaborando una curva del coste en función del tipo de batería y el tamaño. En la Fig. 6.10 se presenta el resultado obtenido, y en el presente estudio se han tomado los datos correspondientes a las baterías monoblock. Para el coste de reciclaje de las baterías se ha tomado como referencia el sistema de reciclaje en España, en el cual se paga entre 12 y 16 € por Ah de capacidad en C20, en las plantas de reciclaje de baterías.

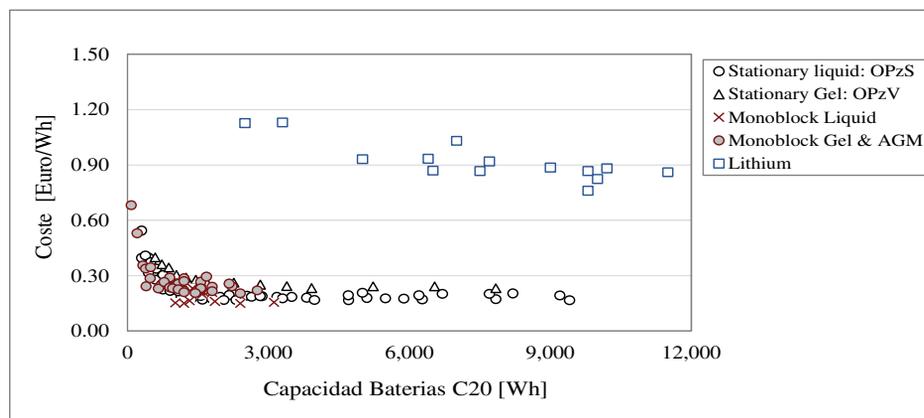


Fig. 6-10. Coste baterías eléctricas según tipo y tamaño
Elaboración basada en catálogo tarifa de varios fabricantes [220]

En general la vida útil considerada para los diferentes elementos de la instalación ha sido de 20 años, excepto para las baterías Monoblock de plomo-ácido, en cuyo caso se consideró una vida útil de 5 años para el refrigerador sin PCMs. En el caso del refrigerador con PCMs, la vida útil se extiende hasta 10 años, pues tal como se comentó en el apartado anterior, en este caso las baterías sólo actuarán en los días de muy baja radiación solar.

Utilizando esta información, se han calculado los costes diferidos anuales, incluyendo el coste del material, el coste de instalación y el coste de reciclaje. En cuanto a los costes de mantenimiento, el elemento de diferencial son las baterías eléctricas, para las cuales en el análisis se han seleccionado del tipo monoblock, las cuales tienen bajos requerimientos de mantenimiento; pero en todo caso, si se considera el coste de reposición de las baterías a lo largo de su vida útil.

Los costes calculados, se presentan en la Tabla 6.13., obteniéndose un coste anual de 113,95 euros para el refrigerador sin PCMs y de 102,57 euros para el refrigerador que con PCMs y baterías eléctricas, lo que implica un ahorro del 10% para cuando se usa el refrigerador con almacenamiento térmico pasivo mediante PCMs.

En caso de optar por incrementar el área de captación fotovoltaica en lugar de utilizar las baterías eléctricas, como tecnología de respaldo, los costes anuales obtenidos para el refrigerador sin PCMs y con PCMs es 113,95 de euros y 100,19 euros respectivamente, lo que implica en todo un ahorro del 12,5 % anual. Los costes calculados para esta alternativa de solución se presentan en el Anexo 6.3

Teniendo en cuenta los resultados del análisis de costes, se encuentra que el uso de PCMs como opción de almacenamiento térmico, en los refrigeradores solares, constituye una solución competitiva y económicamente viable, que puede ser implementada en los emplazamientos tropicales.

Tabla 6-13. Comparación de costes sistema fotovoltaico del Refrigerador sin PCMs y el Refrigerador con PCMs y baterías eléctricas de menor tamaño

Descripción	Unidad	Costes sin PCMs						Coste con PCMs					
		Cantidad	Coste unitario material	Coste material	Coste instalación	Vida útil	Coste total diferido anual	Cantidad	Coste unitario material	Coste material	Coste instalación	Vida útil	Coste total diferido anual
			(€)	(€)	(€)	(años)	(€/año)		(€)	(€)	(€)	(años)	(€/año)
<i>Captación fotovoltaica</i>													
- Módulo fotovoltaico 80 Wp	un	1	149,00	149,00	44,70	20	9,69	0	149,00	0,00	0,00	20	0,00
- Módulo fotovoltaico 100 Wp	un	0	162,00	0,00	0,00	20	0,00	1	162,00	162,00	48,60	20	10,53
- Estructura módulo 80 Wp	un	1	116,00	116,00	34,80	20	7,54	0	116,00	0,00	0,00	20	0,00
- Estructura módulo 100 Wp	un	0	116,00	0,00	0,00	20	0,00	1	116,00	116,00	34,80	20	7,54
Subtotal							17,23						18,07
<i>Almacenamiento eléctrico</i>													
- Batería eléctrica 64 Ah	un	1	187,65	187,65	56,30	5	48,79	0	187,65	0,00	0,00	10	0,00
- Batería eléctrica 38 Ah	un	0	149,24	0,00	0,00	5	0,00	1	149,24	149,24	44,77	10	19,40
- Reciclaje baterías	Ah	64	0,21	13,71	4,11	5	3,56	38	0,21	8,06	2,42	10	1,05
Subtotal							52,35						20,45
<i>Almacenamiento térmico</i>													
- PCM RT9	kg	0	12,02	0,00	0,00	20	0,00	13,03	12,02	156,61	46,98	20	10,18
- Integración de PCMs	gl	0	150,00	0,00	0,00	20	0,00	1	150,00	150,00	45,00	20	9,75
Subtotal							0,00						19,93
<i>Otros elementos</i>													
- Cableado de conexión	gl	1	33,67	33,67	10,10	20	2,19	1	29,82	29,82	8,95	20	1,94
- Regulador de carga batería	un	1	649,00	649,00	194,70	20	42,19	1	649,00	649,00	194,70	20	42,19
Subtotal							44,37						44,12
Total							113,95						102,57

6.6 CONCLUSIONES

El análisis del presente capítulo, se ha centrado en la simulación dinámica del refrigerador solar, para una aplicación de preservación de producto a 11°C, para un proceso de elaboración de quesos. Del análisis realizado para tres emplazamientos tropicales, las principales conclusiones son las siguientes:

- Los resultados del análisis paramétrico del Capítulo 5 permiten pre-seleccionar el espesor del panel de PCM para la utilización del refrigerador en una localidad determinada, tomando como referencia la temperatura media del emplazamiento; no obstante, **la simulación bajo condiciones ambiente dinámicas** permite confirmar si el espesor seleccionado es el adecuado para la aplicación. También es necesario dimensionar adecuadamente la superficie de captación fotovoltaica requerida para proveer de electricidad al sistema.
- Tomando como referencia el mes de temperatura media máxima en cada emplazamiento considerado en el estudio, los espesores pre-seleccionados para el panel de PCM fueron de 10 mm, 12 mm y 12 mm para los emplazamientos de Kenia, Cuba y Bangladesh respectivamente. Una vez realizadas las simulaciones finales, sólo el emplazamiento de Kenia, permitió disminuir el espesor pre-seleccionado de 10 a 8 mm, debido a las condiciones climáticas nocturnas más favorables durante las horas nocturnas.
- Para dimensionar el campo de captación fotovoltaica deben considerarse tanto el mes de mínima producción fotovoltaica como el mes de máxima temperatura. También es fundamental considerar la potencia mínima de accionamiento del refrigerador, con el fin de determinar el porcentaje de electricidad producida a baja potencia, que no puede utilizar de forma directa el refrigerador.
- Para optimizar el aprovechamiento de la electricidad producida por el sistema fotovoltaico en las horas de baja radiación solar, es necesario utilizar **un sistema de regulación de velocidad**, pues cuanto menor es menor la velocidad, menor es la potencia demandada.

Durante el mes de baja producción fotovoltaica, para el módulo fotovoltaico de 100 Wp, y el funcionamiento del compresor a velocidad fija (3000 Rpm), el porcentaje de electricidad producida a baja potencia, es de 22%, 33%, y 55% en los emplazamientos de Cuba, Kenia, y Bangladesh respectivamente. Cuando se implementa esta estrategia de control a velocidad variable, este porcentaje se reduce a 6%, 12% y 13%, para los citados emplazamientos (Cuba, Kenia, y Bangladesh)

- En general se constata que en los diferentes emplazamientos analizados es posible atender la demanda de electricidad del sistema, libre de baterías, utilizando el almacenamiento térmico pasivo mediante materiales de cambio de fase, el cual mediante el espesor adecuado ajusta también el perfil de demanda de electricidad del sistema, concentrándolo durante las horas diurnas y mejorando la integración entre el almacenamiento térmico y el sistema fotovoltaico.
- No obstante, estos buenos resultados, durante el año hay días aislados en los cuales la radiación solar es extremadamente baja, por lo cual existe el riesgo de que puntualmente el sistema supere la temperatura máxima deseada en el interior del refrigerador. Una opción de solución para mitigar este riesgo consiste en combinar el almacenamiento de energía térmica mediante PCMs y el almacenamiento mediante baterías eléctricas.
- Utilizando esta opción de solución, el análisis de costes indica que el sistema fotovoltaico y de almacenamiento energético, cuesta un 10% menos que el refrigerador sin PCMs y que utiliza sólo baterías eléctricas. Esto que indica que la solución analizada, es una alternativa competitiva y económicamente viable, que puede ser implementada en los emplazamientos tropicales.

CAPÍTULO 7 CONCLUSIONES

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

CONCLUSIONES

Los refrigeradores solares son una solución útil para la conservación de alimentos y la gestión de la cadena de frío en aquellas regiones sin suministro de electricidad, o donde dicho suministro no tenga suficiente fiabilidad. Los refrigeradores de compresión mecánica de vapor, accionados mediante la tecnología fotovoltaica, constituyen actualmente una solución viable, pues el coste de la tecnología de fotovoltaica ha estado en descenso durante los últimos 30 años, y se considera ya una tecnología madura, en el contexto de la producción de energía renovable.

Este tipo de refrigeradores normalmente utilizan baterías eléctricas basadas en plomo-ácido para gestionar el desfase entre la producción fotovoltaica y la demanda; no obstante, es posible también utilizar el almacenamiento térmico en frío, mediante materiales de cambio de fase, hechos de materiales inocuos, de menor impacto medioambiental, que el electrolito usualmente empleado en las baterías eléctricas.

El refrigerador solar seleccionado para el desarrollo de la tesis es un refrigerador/ congelador comercial horizontal de 349 litros de capacidad, equipado con un compresor de corriente continua, que utiliza el refrigerante R-134a, y está provisto de una unidad electrónica de control. La integración del PCM se realizó, disponiendo un panel de PCM, en las paredes internas del refrigerador, entre el evaporador de pared y la cámara del refrigerador. La distribución interior de este tipo de refrigerador, con un único compartimiento y el evaporador en la pared, facilita la instalación de los PCMs para la opción de integración elegida.

A continuación, se presentan las principales conclusiones derivadas del estudio teórico-experimental realizado:

- En cuanto a la integración de los PCMs para almacenamiento de frío en los refrigeradores solares, la opción más adecuada, es la disposición del PCM encapsulado, en contacto con el evaporador. De acuerdo con la bibliografía, esta opción de integración es la que mayor impacto tiene sobre la autonomía del refrigerador, en ausencia de suministro eléctrico. Debido a ello, para el refrigerador analizado, se dispuso un panel de PCM en contacto con el evaporador.
- Respecto a la disponibilidad comercial de los PCMs con temperaturas de cambio de fase entre -25 y 15°C , existen productos en el mercado local, europeo y global, pero sólo los fabricantes de PCMs, a nivel global, suministran las características técnicas del producto requeridas para analizar de forma fiable la viabilidad de las aplicaciones.
- Algunos proveedores reconocidos de PCMs, proporcionan ya información sobre el análisis del ciclado de los PCMs, reportando generalmente 3000 ciclos para los PCMs inorgánicos y 10000 ciclos para los PCMs orgánicos. Puesto que el número de ciclos se relaciona con la vida útil del producto, se concluye que los PCMs orgánicos son los más adecuados para realizar el tipo de integración del PCM propuesta en la tesis; puesto que se desea que la vida útil de esta solución sea igual a la del propio refrigerador (15 a 20 años).
- Los ensayos experimentales fueron realizados utilizando 8.9 kg de PCM de tipo orgánico, basado en mezcla de parafinas, cuya temperatura media de cambio de fase media es de 5°C , dispuesto en un panel de 8 mm de espesor, en contacto con el evaporador. Los resultados mostraron que, para una temperatura de consigna interior de 11°C , la temperatura del producto se mantiene dentro del rango de operación deseado, el tiempo de autonomía del compresor aumenta un 126% y el número de ciclos diarios del

refrigerador se reduce más de un 60%. No obstante, el consumo eléctrico diario, aumenta un 14.9% para un día de mantenimiento.

El modelo desarrollado del refrigerador con el PCM integrado permite variar diferentes parámetros tales como el espesor del panel de PCM, el espesor del aislamiento, la tasa de renovación de aire y la velocidad del compresor. Se estudiaron tres materiales de mezclas de parafinas, con temperaturas medias de cambio de fase de 3, 5, y 9°C, incluyendo también agua como material de referencia.

- El modelo desarrollado para el refrigerador con los PCMs integrados, fue validado mediante los ensayos experimentales. Las desviaciones de los resultados calculados respecto de los experimentales para la temperatura media del producto, la potencia eléctrica consumida, y la temperatura media del PCM fueron del 5.7%, 1.9% y 7.4% respectivamente.
- De acuerdo al análisis paramétrico utilizando el modelo implementado, se encuentra que cuanto mayor es el espesor del panel de PCM, mayor es el tiempo de autonomía del refrigerador. De los PCMs considerados en el estudio, el material que mejores resultados arroja, en cuanto a tiempo de autonomía del refrigerador y consumo eléctrico diario, es el PCM con temperatura media de cambio de fase de 9°C, para para la temperatura de preservación de producto de 11°C; y el PCM de temperatura media de cambio de fase de 5°C, para la temperatura de preservación de producto de 5°C.
- Utilizando los PCMs que arrojaron mejores resultados, indicados anteriormente, para la temperatura de preservación de producto de 5°C, el espesor de PCM requerido para dar una autonomía próxima a 24 horas al refrigerador, es de 5 mm y 6 mm, cuando la temperatura ambiente es de 25°C y 30°C respectivamente. En tanto que, para la temperatura de preservación de producto de 11°C, dichos espesores son de 10 y 12 mm respectivamente.
- Aunque la integración del PCM en el refrigerador, mejora el tiempo de autonomía del refrigerador y su integración con el sistema fotovoltaico, el análisis paramétrico realizado también mostró, que el consumo eléctrico diario aumenta entre un 16 y un 33%, dependiendo de las condiciones de operación del sistema. Este aumento de la demanda diaria de electricidad tiene una incidencia en el área de captación fotovoltaica, por lo que es necesario tenerlo en cuenta en la evaluación de la viabilidad económica del sistema.
- El incremento del espesor del aislamiento disminuye el consumo diario de electricidad del refrigerador, pero tiene menor incidencia en el tiempo de autonomía del refrigerador, en comparación con los PCMs. Un aumento de 10 mm del espesor del aislamiento de conductividad $0.05 \text{ WK}^{-1}\text{m}^{-1}$, incrementa un 10 % el tiempo de autonomía del refrigerador, mientras el panel de PCM de 10 mm de espesor, incrementa este tiempo más del 300%, para los PCMs analizados, cuando la temperatura de preservación de producto es de 11°C.
- Los resultados del análisis paramétrico permiten preseleccionar el espesor del panel de PCM, para la utilización del refrigerador en una localidad determinada, tomando como referencia la temperatura media ambiente del emplazamiento; no obstante, la simulación bajo condiciones ambiente dinámicas confirma si el espesor seleccionado, es el adecuado para la aplicación analizada. También es necesario dimensionar adecuadamente el área de captación fotovoltaica requerida para proveer de electricidad al sistema.
- El dimensionamiento del área de captación fotovoltaica debe considerar la potencia mínima de accionamiento requerida por el compresor, con el fin de cuantificar la electricidad producida a baja potencia, que no puede utilizar de forma directa el refrigerador. Para optimizar el aprovechamiento del recurso solar,

el sistema de control definido para el refrigerador debe incluir un sistema de regulación de velocidad del compresor, con el fin de adaptar su velocidad y potencia demanda, en función de la disponibilidad del recurso solar y de la producción fotovoltaica.

- La simulación dinámica realizada para los tres emplazamientos tropicales analizados, en Kenia, Cuba y Bangladesh, mostró que, para una temperatura de preservación de producto de 11°C, el refrigerador puede operar libre de batería, utilizando espesores de PCM de 8 mm, 12 mm y 12 mm respectivamente. No obstante, durante el año, hay días puntuales en los cuales la radiación solar es particularmente baja, por lo que existe el riesgo de que la temperatura de preservación del producto supere puntualmente la temperatura máxima permitida en estos días puntuales
- Para solventar este riesgo es posible incrementar el área de captación fotovoltaica, o bien utilizar pequeñas baterías eléctricas como almacenamiento energético de respaldo, cuya carga puede realizarse con la energía de baja potencia producida por el sistema fotovoltaico. En ambos casos, el análisis económico indica que el uso del refrigerador solar con almacenamiento térmico mediante PCMs, resulta económicamente competitivo, para los emplazamientos en países como Kenia, caso en el cual el coste anual del sistema fotovoltaico y de almacenamiento de energía, resulta entre un 10.0% y 12.1% inferior respecto a un refrigerador solar de compresión mecánica de vapor convencional, con baterías eléctricas convencionales.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

REFERENCIAS

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

REFERENCIAS

- [1] UN Enviroment, IIR, Cold chain technology brief. Refrigeration in food production and processing., Paris (France), 2018. www.iifiir.org.
- [2] UN Enviroment, IIR, Cold chain technology brief. Commercial, professional and domestic refrigeration, Paris (France), 2018. www.iifiir.org.
- [3] D. Coulomb, J.L. Dupon, A. Pichard, 29th informatory note on refrigeration technologies. The role of refrigeration in the global economy, Note e Note IIR Information. (2015) 16. <http://www.iifiir.org>.
- [4] D. Coulomb, J.-L. Dupont, 35th Informatory note on refrigeration technologies. The impact of the refrigeration sector on climate change, Note e Note IIR Information. (2017) 17. <http://www.iifiir.org/>.
- [5] UN Enviroment, IIR, Cold chain technology brief. Cold storage and refrigerated warehouse, Paris (France), 2018. www.iifiir.org.
- [6] GIZ, BMU, Green cooling initiative (GCI), (2018). <https://www.green-cooling-initiative.org/> (accessed October 22, 2018).
- [7] N. Hill, E. Bonifazi, R. Bramwell, B. Karagianni, B. Harris, 2018 Government GHG Conversion Factors For Company Reporting: Methodology paper for emission factors: final report, Department for Business Energy & Industrial Strategy (BEIS), London (UK), 2018. www.nationalarchives.gov.uk/doc/open-government-licence/.
- [8] WB, DataBank World Bank, (2018). <http://databank.bancomundial.org/data/home.aspx>.
- [9] ESMAP, SOLARGIS, WB, IFC, Global Solar Atlas, Global Solar Atlas. (2018) 1. <https://globalsolaratlas.info/?m=sg:ghi> (accessed December 11, 2018).
- [10] H.. Henning, A. Häberle, M. Guerra, M. Motta, Solar cooling and refrigeration with high temperature lifts - Thermodynamic background and technical solution, in: National Congress of the Italian Thermotechnical Association (ATI) of Solar Heating and Cooling, 2006: pp. 105–110.
- [11] H.-M. Henning, M. Motta, D. Mugnier, Solar cooling handbook. A guide to solar assisted cooling and dehumidification processes, 3rd ed., Ambra, Vienna, 2013.
- [12] ASHRAE, Handbook of Refrigeration, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta (US), 2010.
- [13] D.S. Kim, C. a. Infante Ferreira, Solar refrigeration options - a state-of-the-art review, International Journal of Refrigeration. 31 (2008) 3–15. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.07.011.
- [14] X.B. Bu, H.S. Li, L.B. Wang, Performance analysis and working fluids selection of solar powered organic Rankine-vapor compression ice maker, Solar Energy. 95 (2013) 271–278. doi:10.1016/j.solener.2013.06.024.
- [15] N. Zheng, J. Wei, L. Zhao, Analysis of a solar Rankine cycle powered refrigerator with zeotropic mixtures, Solar Energy. 162 (2018) 57–66. doi:10.1016/j.solener.2018.01.011.
- [16] W. Dirk Adler, Designing and prototyping of refrigerator and freezer cooling circuits., Düsseldorf (Gemany), 2015.
- [17] UPV, Manual IMST-ART Software, (2018) 257.
- [18] Electronic Shaoxing Shangyu Beier Co Lt, DC 12V/24V Solar Refrigerator, (2018). <http://www.sy-beier.com/> (accessed October 1, 2018).
- [19] Steca Elektronik GmbH, Solar refrigerator / freezer Steca, (2018). <https://www.steca.com/index.php?Steca-PF-166-H-240-H-en> (accessed October 1, 2018).
- [20] AENOR, UNE-EN 12900. Refrigerant compressors. Rating conditions, tolerances and presentation of manufacturer's performance data., (2014) 18. doi:M 27527:2014.
- [21] SECOP, Hermetic compressors for DC Voltage, SECOP, Flensburg, Germany, 2017. www.secop.com (accessed May 1, 2017).
- [22] A.. Marques, Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage - Thesis, London South Bank University, 2012. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.11.043.
- [23] H. Pedersen, I. Katic, Direct drive solar coolers, in: 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. Paper ID 1070, Edinburgh, 2016: p. 8. doi:10.18462/iir.gl.2016.1070.

- [24] B. Yang, H. Ahuja, T.N. Tran, Review article: Thermoelectric technology assessment: Application to air conditioning and refrigeration, *HVAC&R Research* 14 (2008) 635–653. doi:10.1080/10789669.2008.10391031.
- [25] V.A. Drebuschak, The Peltier effect, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 91 (2008) 311–315. doi:10.1007/s10973-007-8336-9.
- [26] Pollock Industries, Fundamental Thermoelectrics by advanced thermoelectric, (2018). <https://www.electracool.com/basics.htm> (accessed October 5, 2018).
- [27] D.R. Brown, J.A. Dirks, N. Fernandez, T.E. Stout, The Prospects of Alternatives to Vapor Compression Technology for Space Cooling and Food Refrigeration Applications, 2010. doi:10.2172/979500.
- [28] Dometic Group AB, Dometic products, (2018). <https://www.dometic.com/es-es/es> (accessed May 18, 2019).
- [29] I. Ben Hassine, A. Helmke, S. HeB, P. Krummenacher, B. Muster, B. Schmitt, et al., Integration guideline. Guideline for solar planners, energy consultants and process engineers giving a general procedure to integrate solar heat into industrial processes by identifying and ranking suitable integration points and solar thermal system conc, IEA SHC Task 49, 2015.
- [30] H.Z. Hassan, a. a. Mohamad, A review on solar cold production through absorption technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16 (2012) 5331–5348. doi:10.1016/j.rser.2012.04.049.
- [31] A. Venkatesh, A. Mani, Comparison of performances of single stage and two stage intermittent ammonia-water solar refrigeration systems, *Solar and Wind Technology*. 6 (1989) 75–78. doi:doi.org/10.1016/0741-983X(89)90040-4.
- [32] IEA, The Solar Heat for Industrial Processes – SHIP database . IEA. SHC Program, Task 49., (2014). <http://ship-plants.info/> (accessed April 29, 2019).
- [33] N.K. Bansal, J. Blumenberg, H.J. Kavasch, T. Roettinger, Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit, *Solar Energy*. 61 (1997) 127–140. doi:10.1016/S0038-092X(97)00010-8.
- [34] W. Rivera, G. Moreno-Quintanar, C.O. Rivera, R. Best, F. Martínez, Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate, *Solar Energy*. 85 (2011) 38–45. doi:10.1016/j.solener.2010.11.007.
- [35] G. Moreno-Quintanar, W. Rivera, R. Best, Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures NH₃/LiNO₃ and NH₃/LiNO₃/H₂O, *Renewable Energy*. 38 (2012) 62–68. doi:10.1016/j.renene.2011.07.009.
- [36] K.E. Herold, R. Radermacher, S. Klein, *Absorption Chillers and Heat Pumps*, CRC Press, New York, US, 1996. doi:10.1017/CBO9781107415324.004.
- [37] A. Taieb, K. Mejri, A. Bellagi, Detailed thermodynamic analysis of a diffusion-absorption refrigeration cycle, *Energy*. 115 (2016) 418–434. doi:10.1016/j.energy.2016.09.002.
- [38] Smad ltd, Absorption Freezer, Company Smad Ltd., (n.d.). http://www.smad.com.cn/products_list/pmclid=76.html (accessed December 17, 2018).
- [39] F. Gutiérrez, Behavior of a household absorption–diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation. *Solar, Solar Energy*. 40 (1988) 17–23. doi:doi.org/10.1016/0038-092X(88)90067-9.
- [40] N. Ben Ezzine, R. Garma, M. Bourouis, A. Bellagi, Experimental studies on bubble pump operated diffusion absorption machine based on light hydrocarbons for solar cooling, *Renewable Energy*. 35 (2010) 464–470. doi:10.1016/j.renene.2009.07.026.
- [41] U. Jakob, U. Eicker, D. Schneider, A.H. Taki, M.J. Cook, Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications, *Applied Thermal Engineering*. 28 (2008) 1138–1150. doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.08.007.
- [42] H. Valizadeh, N. Ashrafi, A continuous cycle solar thermal refrigeration system, *Renewable Energy*. 9 (1996) 632–640. doi:10.1016/0960-1481(96)88367-4.
- [43] E. Podesser, R. Ghirlando, T. Núñez, M. Jaradat, M. Krause, R. Heizen, et al., Task 38: Solar Air-Conditioning and Refrigeration. Subtask C1: State of the art - Survey on new solar cooling developments, International Energy Agency (IEA), 2010. <http://task38.iea-shc.org/publications>.
- [44] H.Z. Hassan, a. a. Mohamad, A review on solar-powered closed physiorption cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16 (2012) 2516–2538. doi:10.1016/j.rser.2012.02.068.

- [45] E.E. Anyanwu, N. V. Ogueke, Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator, *Renewable Energy*. 30 (2005) 81–96. doi:10.1016/j.renene.2004.05.005.
- [46] D. Mugnier, A. Mopty, M. Rennhofer, T. Selke, Task 53 Solar Air-Conditioning and Refrigeration. New Generation Solar Cooling and Heating. Final report: State of the art of new generation commercially available products, International Energy Agency (IEA), 2017. <http://task53.iea-shc.org/publications>.
- [47] C. Hildbrand, F. Buchter, M. Pons, a New Solar Powered Adsorption Refrigerator With High Performance, in: *Eurosun 2002*, 2002.
- [48] K.R. Ullah, R. Saidur, H.W. Ping, R.K. Akikur, N.H. Shuvo, A review of solar thermal refrigeration and cooling methods, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 24 (2013) 499–513. doi:10.1016/j.rser.2013.03.024.
- [49] A.J. Alazazmeh, E.M. Mokheimer, Review of Solar Cooling Technologies, *Journal of Applied Mechanical Engineering*. 04 (2015). doi:10.4172/2168-9873.1000180.
- [50] F. Lemmini, A. Errougani, Experimentation of a solar adsorption refrigerator in Morocco, *Renewable Energy*. 32 (2007) 2629–2641. doi:10.1016/j.renene.2007.01.004.
- [51] F. Buchter, P. Dind, M. Pons, An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso, *International Journal of Refrigeration*. 26 (2003) 79–86. doi:10.1016/S0140-7007(02)00018-X.
- [52] Y. Wang, M. Li, W. Du, Q. Yu, X. Ji, X. Ma, Performance comparative study of a solar-powered adsorption refrigerator with a CPC collector/adsorbent bed, *Energy Conversion and Management*. 173 (2018) 499–507. doi:10.1016/j.enconman.2018.07.080.
- [53] REN21, *Renewables 2018. Global status report*, Paris (Francia), 2018. <http://www.ren21.net>.
- [54] Fraunhofer Institute for solar energy systems ISE, *Photovoltaics Report*, 2018. www.ise.fraunhofer.de.
- [55] National Renewable Energy Laboratory (NREL), *Best Research-Cell Efficiencies*. Revisión de 17-07-2018, (2018) 1. <https://www.nrel.gov/pv/assets/pdfs/pv-eficiencias-07-17-2018.pdf> (accessed December 19, 2018).
- [56] S. Ru, ScienceDirect Tabulated values of the Shockley – Queisser limit for single junction solar cells, 130 (2016) 139–147. doi:10.1016/j.solener.2016.02.015.
- [57] A. Sayigh, *Comprehensive renewable energy*, Elsevier Cop., US, 2012. doi:10.1016/B978-0-08-087872-0.09001-6.
- [58] Solar Junction Corporation, *Solar Junction Technology*, (n.d.). <http://www.sj-solar.com/technology/> (accessed December 20, 2018).
- [59] National Renewable Energy Laboratory (NREL), *Explanatory Notes for NREL “ Best Research-Cell Efficiencies ” Chart*, (2018).
- [60] H. Cerdá Domingo, Perovskita, células solares de bajo coste, *Tecnica Industrial*. (2016). <http://www.tecnicaindustrial.es/TIFrontal/a-7758-Perovskita--celulas-solares-coste.aspx>.
- [61] O. Malinkiewicz, A. Yella, Y.H. Lee, G.M. Espallargas, M. Graetzel, M.K. Nazeeruddin, et al., Perovskite solar cells employing organic charge-transport layers, *Nature Photonics*. 8 (2014) 128–132. doi:10.1038/nphoton.2013.341.
- [62] P. Horta, F. Ise, Process heat collectors: State of the art and available medium temperature collectors. IEA SHC Program, Task 49 and Solar PACES Annex IV: Solar process heat for production and advanced applications, Technical Report A.1.3., 2015. <http://task49.iea-shc.org/publications>.
- [63] S. Kalogirou, Solar thermal systems: Components and applications, in: A. Sayigh (Ed.), *Comprehensive Renewable Energy*, Vol 3, Elsevier, cop., US, 2012: p. 665.
- [64] B.M. Calderoni, State of the art on new collectors and characterization. IEA SHC program, Task 48: Quality assurance and support measures for solar cooling systems, Subtask 6, Activity A, Final report., 2015. <http://task48.iea-shc.org/>.
- [65] A. Huidobro, I. Ipaguirre, T. Osorio, F. Sallaberry, A. Fernández-García, L. Valenzuela, et al., Medium temperature solar collectors DATABASE. STAGE-STE Project, Subtask 11.1.1: Medium temperature (150-250°C) solar collectors for industrial or distributed applications, 2015. http://www.stage-ste.eu/keydocuments/docs/STAGE-STE_D110.pdf.
- [66] IDAE, *Energía solar termica - Mapa tecnológico: Calor y frío renovables*, Madrid, 2012. www.idae.es.
- [67] F. Giovannetti, P. Horta, FhG_ISE, H. Marthy, M. Hannelore, S. Fahr, et al., Comparison of process heat collectors with respect to technical and economic conditions. IEA SHC Program, Task 49 and Solar

- PACES Annex IV: Solar process heat for production and advanced applications, Technical Report A.2.1, 2016. <http://task49.iea-shc.org/publications>.
- [68] C. Rockenbaugh, J. Dean, D. Lovullo, L. Lisell, G. Barker, E. Hanckock, et al., High performance flat plate solar thermal collector evaluation. GPG - Green Proving Ground Program, 2016. <https://www.nrel.gov/docs/fy16osti/66215.pdf>.
- [69] N. Ben Ezzine, R. Garma, A. Bellagi, A numerical investigation of a diffusion-absorption refrigeration cycle based on R124-DMAC mixture for solar cooling, *Energy*. 35 (2010) 1874–1883. doi:10.1016/j.energy.2009.12.032.
- [70] I. Dincer, M.A. Rosen, *Thermal energy storage. Systems and applications*, 2nd ed., Wiley. A John Wiley and Sons, Ltd., UK, 2011.
- [71] A. Luque, S. Hegedus, *Handbook of Photovoltaic Science and Engineering*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Chichester (UK), 2011. doi:10.1002/9780470974704.
- [72] S. Kalogirou, *Solar energy engineering: Processes and systems*, 1st ed., Elsevier Inc /Academic Press, Burlington, MA (US), 2009. doi:10.1016/B978-0-12-374501-9.00014-5.
- [73] A. Coca-Ortegón, A. Atienza-Márquez, J. Gontupil, F. Salazar, G. Merino, A. Coronas, Energy and economic analysis of an On-grid PV/T system in a dairy farm in Chile, in: IX Conferencia Internacional de Energía Renovable, Ahorro de Energía y Educación Energética. CIER 2017, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables (CETER), La Habana, Cuba, 2017. doi:ISBN:978-959-7113-52-2.
- [74] IDAE, *Produccion y Acumulacion Hielo*, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), Madrid, 1999.
- [75] M.C. Lott, S.-I. Kim, *Technology Roadmap - Energy storage*, Paris (France), 2014. doi:10.1007/SpringerReference_7300.
- [76] Y. Ding, Y. Li, C. Liu, Z. Sun, Chapter 2 - Solar Electrical Energy Storage, in: B. Sørensen (Ed.), *Solar Energy Storage*, Elsevier Ltd., London (UK), 2015: pp. 7–25. doi:10.1016/B978-0-12-409540-3.00002-5.
- [77] M. Ibáñez Plana, J.R. Rosell Polo, J.I. Rosell Urrutia, *Tecnología solar*, 1st Ed., Mundi-Prensa, Madrid [etc.] , 2005.
- [78] L. Jutglar i Banyeras, *Generación de energía solar fotovoltaica*, 1st Ed., Marcombo, Barcelona , 2012.
- [79] D. Uwe-Sauer, Chapter 20 - Electrochemical storage for photovoltaics, in: A. Luque, S. Hegedus (Eds.), *Handbook of Photovoltaic Science and Engineering*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Chichester (UK), 2011: pp. 896–953.
- [80] E. Alcor Cabrerizo, *Instalaciones solares fotovoltaicas*, 3th Ed., Progensa, Sevilla (Spain), 2002.
- [81] E. McKenna, M. McManus, S. Cooper, M. Thomson, Economic and environmental impact of lead-acid batteries in grid-connected domestic PV systems, *Appl. Energy*. 104 (2013) 239–249. doi:10.1016/j.apenergy.2012.11.016.
- [82] J.M. Fernández Salgado, *Compendio de energía solar : fotovoltaica, térmica y termoeléctrica térmica : (Adaptado al Código Técnico de la Edificación y al nuevo RITE)*, 1st Ed., Mundi-Prensa, Madrid , 2008. http://catalag.urv.cat/record=b1276967~S13*cat (accessed October 18, 2017).
- [83] B. Sørensen, *Solar Energy Storage*, 1st ed., Elsevier Ltd., London (UK), 2015. doi:10.1016/B978-0-12-409540-3.09996-5.
- [84] J. McDowall, Understanding lithium-ion technology, in: *The Battcon 2008 Proceedings*, Battcon, Florida, US, 2008: pp. 1–10. http://www.battcon.com/PapersFinal2008/McDowallPaper2008PROOF_9.pdf.
- [85] J.W. Choi, D. Aurbach, Promise and reality of post-lithium-ion batteries with high energy densities, *Nature Reviews Materials*. 1 (2016) 16013. doi:10.1038/natrevmats.2016.13.
- [86] W. Guo, X. Xue, S. Wang, C. Lin, Z.L. Wang, An Integrated Power Pack of Dye-Sensitized Solar Cell and Li Battery Based on Double-Sided TiO₂ Nanotube Arrays, *Nano Letters*. 12 (2012) 2520–2523. doi:10.1021/nl3007159.
- [87] B. Zalba, J.M. Marin, L.F. Cabeza, H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*. 23 (2003) 251–283. doi:10.1016/S1359-4311(02)00192-8.

- [88] Company CIAT Group, Thermal energy storage. Cristophia energy systems, (2017) 1–12. <https://www.ciat.uk.com/wp-content/uploads/2017/02/cristopia-brochure.pdf> (accessed December 28, 2018).
- [89] E. Oró, A. De Gracia, A. Castell, M.M. Farid, L.F. Cabeza, Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications, *Applied Energy*. 99 (2012) 513–533. doi:10.1016/j.apenergy.2012.03.058.
- [90] J.-M. Durand, M.J. Duarte, P. Clerens, Joint EASE/EERA recommendations for a European Energy Storage Technology Development Roadmap Towards 2030, 2017. doi:10.1287/inte.31.4.109.9664.
- [91] Temperature Packaging Solutions (Tempack), Encapsulados para PCMs para cadena de frío Tempack, (n.d.). <http://www.tempack.com/productos-tempack/acumuladores> (accessed January 16, 2019).
- [92] Sogifram, Pallet Shipper Sofrigam 450x421, (2018). http://www.sofrigam.fr/media/products/Pallet_Shipper_Sofrigam_fit_450x421.jpg (accessed October 5, 2018).
- [93] GIQAC, Phase Change Materials, (2018) 1–47.
- [94] K. Azzouz, D. Leducq, D. Gobin, Performance enhancement of a household refrigerator by addition of latent heat storage, *International Journal of Refrigeration*. 31 (2008) 892–901. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.09.007.
- [95] B. Gin, M.M. Farid, The use of PCM panels to improve storage condition of frozen food, *Journal of Food Engineering*. 100 (2010) 372–376. doi:10.1016/j.jfoodeng.2010.04.016.
- [96] M. Domínguez, C. García, J.M. Arias, Paradis diurnas en cámaras frigoríficas empleando los materiales de cambio de fase, 2012. <http://digital.csic.es/handle/10261/53948>.
- [97] E. Oró, L. Miró, M.M. Farid, L.F. Cabeza, Improving thermal performance of freezers using phase change materials, *International Journal of Refrigeration*. 35 (2012) 984–991. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.01.004.
- [98] W. long Cheng, M. Ding, X. dong Yuan, B.C. Han, Analysis of energy saving performance for household refrigerator with thermal storage of condenser and evaporator, *Energy Conversion and Management*. 132 (2017) 180–188. doi:10.1016/j.enconman.2016.11.029.
- [99] G. Li, Y. Hwang, R. Radermacher, H.H. Chun, Review of cold storage materials for subzero applications, *Energy*. 51 (2013) 1–17. doi:10.1016/j.energy.2012.12.002.
- [100] R. Al Shannaq, M.M. Farid, Microencapsulation of phase change materials (PCMs) for thermal energy storage systems, in: L.F. Cabeza (Ed.), *Advances in Thermal Energy Storage Systems: Methods and Applications*, Woodhead Publishing Limited, Berlin, Germany, 2014: pp. 247–284. doi:10.1533/9781782420965.2.247.
- [101] H. Mehling, L.F. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications*, Springer, Berlin (Germany), 2008.
- [102] M. Delgado, A. Lázaro, J. Mazo, B. Zalba, Review on phase change material emulsions and microencapsulated phase change material slurries: Materials, heat transfer studies and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16 (2012) 253–273. doi:10.1016/j.rser.2011.07.152.
- [103] X. Geng, W. Li, Q. Yin, Y. Wang, N. Han, N. Wang, et al., Design and fabrication of reversible thermochromic microencapsulated phase change materials for thermal energy storage and its antibacterial activity, *Energy*. 159 (2018) 857–869. doi:10.1016/j.energy.2018.06.218.
- [104] Rubitherm GmbH, Rubitherm Productos - PCM RT-LINE, (n.d.). <https://www.rubitherm.eu/en/index.php/productcategory/organische-pcm-rt> (accessed January 9, 2019).
- [105] X. Wang, J. Niu, A.H.C. Van Paassen, Raising evaporative cooling potentials using combined cooled ceiling and MPCM slurry storage, *Energy and Buildings*. 40 (2008) 1691–1698. doi:10.1016/j.enbuild.2008.02.028.
- [106] Microtek Laboratories, Product Data Sheets Microtek, (n.d.). <https://www.microteklabs.com/product-data-sheets> (accessed January 9, 2019).
- [107] IEA-ETSAP, IRENA, Thermal Energy Storage. Technology Brief 17, 2013. www.irena.org/Publications.
- [108] W.. Sutterlin, Phase change material, a brief comparison of ice Packs, salts, paraffins, and vegetable-derived phase change materials.pdf, *The Journal of Pharmaceutical and Biopharmaceutical Contract Services*. July 1 (2011). <http://www.pharmoutsourcing.com>.

- [109] A. Oliver, F.J. Neila, A. García-Santos, Clasificación y selección de materiales de cambio de fase según sus características para su aplicación en sistemas de almacenamiento de energía térmica, *Materiales de Construcción*. 62 (2012) 131–140. doi:10.3989/mc.2012.58010.
- [110] A.S. Fleischer, *Thermal energy storage using phase change materials. Fundamentals and applications.*, Springer, US, 2015. doi:10.1007/978-3-319-20922-7.
- [111] P. Atkins, J. De Paula, *Atkins's Physical Chemistry*, 8th ed., W.H Freeman and Company, New York, U.S.A, 2006.
- [112] H. Mehling, L.F. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM: an up to date introduction into basics and applications*, 2008. doi:10.1007/978-3-540-68557-9.
- [113] L. Otero, B. Guignon, P.D. Sanz, Últimos avances en tecnologías de congelación de alimentos, *Alimentaria*. 440 (2013) 82–90.
- [114] M.N. Özsisik, *Heat Conduction*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc., New York (US), 1993. doi:10.1002/9781118411285.
- [115] A. Abhat, Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials, *Solar Energy*. 30 (1983) 313–332. doi:10.1016/0038-092X(83)90186-X.
- [116] W. Streicher, Final report of Subtask C “Phase Change Materials” The overview Final report of Subtask C, 2008.
- [117] C. Barreneche, M.E. Navarro, L.F. Cabeza, A.I. Fernández, New database to select phase change materials: Chemical nature, properties, and applications, *Journal of Energy Storage*. 3 (2015) 18–24. doi:10.1016/j.est.2015.08.003.
- [118] D. Juárez, R. Balart, S. Ferrándiz, D. García, Study of phase change materials (PCM) and SEM de Micro (PCM), *3Ciencias*. (2012).
- [119] B. Zalba, *Almacenamiento térmico de energía mediante cambio de fase. Procedimiento experimental.*, University of Zaragoza (Spain), 2002.
- [120] A. Oliver, Pcm Integration in gypsum boards reinforced with polypropylene fibers. Application to passive cooling and heating systems for latent heat storage in buildings, Universidad Politécnica de Madrid, 2009. http://oa.upm.es/2910/1/ALICIA_OLIVER_RAMIREZ.pdf.
- [121] A. Lázaro, B. Zalba, M. Bobi, C. Castellón, L.F. Cabeza, Experimental study on phase change materials and plastics compatibility, *AIChE Journal*. (2006). doi:10.1002/aic.10643.
- [122] L.F. Cabeza, F. Badia, J. Illa, J. Roca, H. Mehling, F. Ziegler, Corrosion experiments on salt hydrates used as phase change materials in cold storage, in: IEA ECES IA Annex 17 Kick-off Workshop, Lleida (Spain), 2001.
- [123] M. Kenisarin, K. Mahkamov, Solar energy storage using phase change materials, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 11 (2007) 1913–1965. doi:10.1016/j.rser.2006.05.005.
- [124] B.M. Gibbs, S.M. Hasnain, DSC study of technical grade phase change heat storage materials for solar heating applications, in: W.B. Stine (Ed.), *Proceedings of the 1995 ASME/JSME/JSEJ International Solar Energy.*, American Society of Mechanical Engineers, California, U.S.A, 1995. <https://www.osti.gov/biblio/116240-dsc-study-technical-grade-phase-change-heat-storage-materials-solar-heating-applications> (accessed January 15, 2019).
- [125] A. Casp, J. Abril, *Food preservation processes - Procesos de conservación de alimentos*, 2nd ed., A Madrid-Vicente Ediciones, Ediciones Mundi-Prensa, 2000.
- [126] D. Ames, The past, present and future of eutectic salt storage systems, *ASHRAE Journal*. 2 (1989) 26–27.
- [127] C. Jing, V. Martin, F. Setterwall, The Study of PCM Thermal Management Solution for Portable Computer., in: IEA ECES IA Annex 17, *Advanced Thermal Energy Storage Techniques*, 2nd Workshop, 3-5 Apr. 2002, IEA - International Energy Agency, Ljubljana (Slovenia), 2002.
- [128] F. Alzuwaid, Y.T. Ge*, S.A. Tassou, A. Raeisi, L. Gowreesunker, The novel use of PCM in refrigerated display cabinet experiment-work, *Applied Thermal Engineering*. (2015).
- [129] G.A. Lane, *Solar Heat Storage: Latent Heat Materials*, Vol. I: Background and Scientific Principles. In: Dincer & Rosen, *Thermal energy storage. Systems and applications*. 2nd ed. UK: Wiley. A John Wiley and Sons, Ltd.; 2011, *Journal of Solar Energy Engineering*. 105 (2019) 1983. doi:10.1115/1.3266412.

- [130] E. Oró, L. Miró, M.M. Farid, L.F. Cabeza, Thermal analysis of a low temperature storage unit using phase change materials without refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*. 35 (2012) 1709–1714. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.05.004.
- [131] L.F. Cabeza, A. Castell, C. Barreneche, A. De Gracia, A.I. Fernández, Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 15 (2011) 1675–1695. doi:10.1016/j.rser.2010.11.018.
- [132] Climator, Product data sheets Climator, (n.d.). <https://www.climator.com/en/pcm-climsel/product-data-sheets> (accessed January 9, 2019).
- [133] PLUSS, PLUSS – PCMs Product Range, (n.d.). <http://www.pluss.co.in/product-range-PCM.php> (accessed January 9, 2019).
- [134] PureTemp, PureTemp technical data sheets, (n.d.). <http://www.puretemp.com/stories/puretemp-technical-data-sheets> (accessed January 9, 2019).
- [135] PCM Products Lt., PCM Products, (n.d.). http://www.pcmproducts.net/Phase_Change_Material_Products.htm (accessed January 9, 2019).
- [136] PCP, Phase Change Products Pty Ltd (PCP). Development and Application of Phase Change Materials (PCMs), (n.d.). <https://pcpastralia.com.au/pcm-range-products/> (accessed January 9, 2019).
- [137] SaveENRG, savENRG™ Phase Change Material (PCM) products, (n.d.). <https://rgees.com/products.php> (accessed January 9, 2019).
- [138] Dhruva Technologies, PCM based Thermal Energy Storage (TES), (n.d.). <http://dhruvatec.com/phase-change-material.html> (accessed January 16, 2019).
- [139] Cristopia Energy Systems, The STL technology Cristopia, (n.d.). <http://www.cristopia.com/EN/la-technologie-stl.html> (accessed January 16, 2019).
- [140] Global-E-Systems, GAIA PCM Thermal Energy Storage Ball, (n.d.). <https://www.global-e-systems.com/en/products/gaia-pcm-thermal-energy-storage-ball/> (accessed January 16, 2019).
- [141] Pack-lab, Bolsas - Packaging Flexible - PackLab, (n.d.). <https://www.pack-lab.eu/productos/List/listing/bolsas-114/1> (accessed January 16, 2019).
- [142] G. Ziskind, Modelling of heat transfer in phase change materials (PCMs) for thermal energy storage systems, in: L.F. Cabeza (Ed.), *Advances in Thermal Energy Storage Systems: Methods and Applications*, Woodhead Publishing Limited, Berlin, Germany, 2014: pp. 307–324. doi:10.1533/9781782420965.2.307.
- [143] A. Gadgil, D. Gobin, Analysis of Two-Dimensional Melting in Rectangular Enclosures in Presence of Convection, *Journal of Heat Transfer*. 106 (1984) 20. doi:10.1115/1.3246636.
- [144] V.R. Voller, C. Prakash, A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 30 (1987) 1709–1719. doi:https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90317-6.
- [145] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 2007. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.03.022.
- [146] Y. Çengel, A. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones*, 4th Ed., México, 2011.
- [147] S. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Series in computational methods in mechanics and thermal sciences, McGraw-Hill, New York (US), 1980.
- [148] H. Hu, S.A. Argyropoulos, Mathematical modelling of solidification and melting: a review, *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*. 4 (1996) 371–396. doi:10.1088/0965-0393/4/4/004.
- [149] T.J. Lu, Thermal management of high power electronics with phase change cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 43 (2000) 2245–2256. doi:10.1016/S0017-9310(99)00318-X.
- [150] S. Krishnan, S. V. Garimella, Thermal Management of Transient Power Spikes in Electronics—Phase Change Energy Storage or Copper Heat Sinks?, *Journal of Electronic Packaging*. 126 (2004) 308. doi:10.1115/1.1772411.
- [151] D.C. Onyejekwe, Cold storage using eutectic mixture of NaCl/H₂O: An application to photovoltaic compressor vapour freezers, *Solar and Wind Technology*. 6 (1989) 11–18. doi:10.1016/0741-983X(89)90033-7.
- [152] F. Wang, G. Maidment, J. Missenden, R. Tozer, The novel use of phase change materials in refrigeration

- plant. Part 1: Experimental investigation, *Applied Thermal Engineering*. 27 (2007) 2893–2901. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.06.011.
- [153] F. Wang, G. Maidment, J. Missenden, R. Tozer, The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system, *Applied Thermal Engineering*. 27 (2007) 2902–2910. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.06.009.
- [154] F. Wang, G. Maidment, J. Missenden, R. Tozer, The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: PCM for control and energy savings, *Applied Thermal Engineering*. 27 (2007) 2911–2918. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.06.010.
- [155] K. Azzouz, D. Leducq, J. Guilpart, D. Gobin, Improving the energy efficiency of a vapor compression system using a phase change material, 2nd Conference on PCM & Slurry. (2005) 1–11.
- [156] K. Azzouz, D. Leducq, D. Gobin, Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: An experimental investigation, *International Journal of Refrigeration*. 32 (2009) 1634–1644. doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.03.012.
- [157] Y.L. Lu, W.H. Zhang, P. Yuan, M.D. Xue, Z.G. Qu, W.Q. Tao, Experimental study of heat transfer intensification by using a novel combined shelf in food refrigerated display cabinets (Experimental study of a novel cabinets), *Applied Thermal Engineering*. 30 (2010) 85–91. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.10.003.
- [158] P. Subramaniam, C. Tulapurkar, T. Ramasamy, G. Thagamani, Phase change materials For domestic refrigerators to improve food quality and prolong compressor off time, *International Refrigeration and Air Conditioning*. (2010) 8.
- [159] B. Gin, M.M. Farid, P.K. Bansal, Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels, *Energy Conversion and Management*. 51 (2010) 2698–2706. doi:10.1016/j.enconman.2010.06.005.
- [160] B. Gin, M.M. Farid, P. Bansal, Modeling of phase change material implemented into cold storage application, *HVAC and R Research*. 17 (2011) 257–267. doi:https://doi.org/10.1080/10789669.2011.572222.
- [161] W.-L. Cheng, B.-J. Mei, Y.-N. Liu, Y.-H. Huang, X.-D. Yuan, A novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (Phase Change Material) heat storage condensers: An experimental investigation, *Energy*. 36 (2011) 5797–5804. doi:10.1016/j.energy.2011.08.050.
- [162] W.L. Cheng, X.D. Yuan, Numerical analysis of a novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (phase change material) heat storage condensers, *Energy*. 59 (2013) 265–276. doi:10.1016/j.energy.2013.06.045.
- [163] E. Oró, A. De Gracia, L.F. Cabeza, Active phase change material package for thermal protection of ice cream containers, *International Journal of Refrigeration*. 36 (2013) 102–109. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.09.011.
- [164] W. Lu, S.A. Tassou, Characterization and experimental investigation of phase change materials for chilled food refrigerated cabinet applications, *Applied Energy*. 112 (2013). doi:10.1016/j.apenergy.2013.01.071.
- [165] A.C. Marques, G.F. Davies, J.A. Evans, G.G. Maidment, I.D. Wood, Theoretical modelling and experimental investigation of a thermal energy storage refrigerator, *Energy*. 55 (2013) 457–465. doi:10.1016/j.energy.2013.03.091.
- [166] C. Marques, G. Davies, G. Maidment, J. Evans, I. Wood, B. Road, et al., The use of phase change materials in domestic refrigerator applications, 2014.
- [167] M.I.H. Khan, H.M.M. Afroz, Effect of phase change material on performance of a household refrigerator, *Asian Journal of Applied Sciences*. 6 (2013) 56–67. doi:10.3923/ajaps.2013.56.67.
- [168] M.I.H. Khan, H.M.M. Afroz, Diminution of temperature fluctuation inside the cabin of a household, *International Journal of Recent Advances in Mechanical Engineering (IJMECH)*. (2014).
- [169] R. Rahman, A. Hasan, S. Das, M.A. Hossain, Performance Improvement of a Domestic Refrigerator Using Phase change Material (PCM), *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. 10 (2013) 08-16. <http://www.iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/vol10-issue4/B01040816.pdf>.
- [170] M. Visek, C.M. Joppolo, L. Molinaroli, A. Olivani, Advanced sequential dual evaporator domestic refrigerator/freezer: System energy optimization, *International Journal of Refrigeration*. 43 (2014) 71–

79. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.03.001.
- [171] X.D. Yuan, W.L. Cheng, Multi-objective optimization of household refrigerator with novel heat-storage condensers by Genetic algorithm, *Energy Conversion and Management*. 84 (2014) 550–561. doi:10.1016/j.enconman.2014.04.086.
- [172] Y. Yusufoglu, T. Apaydin, S. Yilmaz, H.O. Paksoy, Improving performance of household refrigerators by incorporating phase change materials, *International Journal of Refrigeration*. 57 (2015) 173–185. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.04.020.
- [173] F. Alzuwaid, Y.T. Ge, S. a. Tassou, A. Raesi, L. Gowreesunker, The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: An experimental investigation, *Applied Thermal Engineering*. 75 (2015) 770–778. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.10.028.
- [174] A.A.M. El-Bahloul, A.H.H. Ali, S. Ookawara, Performance and Sizing of Solar Driven dc Motor Vapor Compression Refrigerator with Thermal Storage in Hot Arid Remote Areas, *Energy Procedia*. 70 (2015) 634–643. doi:10.1016/j.egypro.2015.02.171.
- [175] A.F. Momin, M.H. Attal, Experimental Analysis of Household Refrigerator Compatible with Phase Change Material, using R290 / 600a Blend as Refrigerant, *International Journal of Engineering Trends and Technology*. (2016).
- [176] S. Bakhshipour, M.S. Valipour, Y. Pahamli, Parametric analysis of domestic refrigerators using PCM heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*. 83 (2017) 1–13. doi:10.1016/j.ijrefrig.2017.07.014.
- [177] R. Elarem, S. Mellouli, E. Abhilash, A. Jemni, Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*. 125 (2017) 1320–1333. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.07.113.
- [178] M.A. Ezan, E. Ozcan Doganay, F.E. Yavuz, I.H. Tavman, A numerical study on the usage of phase change material (PCM) to prolong compressor off period in a beverage cooler, *Energy Conversion and Management*. 142 (2017) 95–106. doi:10.1016/j.enconman.2017.03.032.
- [179] Z. Liu, D. Zhao, Q. Wang, Y. Chi, L. Zhang, Performance study on air-cooled household refrigerator with cold storage phase change materials, *International Journal of Refrigeration*. 79 (2017) 130–142. doi:10.1016/j.ijrefrig.2017.04.009.
- [180] M. Berdja, A. Hamid, O. Sari, Characteristics and thickness effect of phase change material and frost on heat transfer and thermal performance of conventional refrigerator: Theoretical and experimental investigation, *International Journal of Refrigeration*. (2019). doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.10.003.
- [181] H. El Qarnia, Numerical analysis of a coupled solar collector latent heat storage unit using various phase change materials for heating the water, *Energy Conversion and Management*. 50 (2009) 247–254. doi:10.1016/j.enconman.2008.09.038.
- [182] A.C. Marques, G.F. Davies, G.G. Maidment, J. a. Evans, I.D. Wood, Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage, *Applied Thermal Engineering*. 63 (2014) 511–519. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.11.043.
- [183] IEC, EN 62552 Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods, (2013) 98.
- [184] Solar Energy Laboratory University of Wisconsin Madison, TRNSYS, A Transient System Simulation Program, Version 16., (n.d.) 2006.
- [185] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed., John Wiley & Sons, US, 2007. doi:10.1073/pnas.0703993104.
- [186] J.M. Corberán, J. Gonzalez, P. Montes, R. Blasco, J.M. Corberán, J. González, et al., 'ART' A Computer Code To Assist The Design Of Refrigeration and A/C Equipment, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. (2002) 1–8.
- [187] J.M. Corberán, P. Fernández de Córdoba, J. González, F. Alias, Semi-Explicit Method for Wall Temperature Linked Equations (SEWTLE), in: *Instituto de Ingeniería Energética UPV, Valencia (Spain)*, 1997: p. 37.
- [188] ANSI/AHRI Standard 540-2015, Standard for performance rating of positive displacement refrigerant compressors and compressor units, (2015) 1–19.
- [189] Danfoss, Coolselector®2. Version 3.3.1. Database 44.44.2.18.5.25, (2019). <http://coolselectoronline.danfoss.com/> (accessed February 6, 2019).
- [190] IPU, Refrigeration and Energy Engineering, IPU Compressor DB, Part of Pack Calculation Pro, (2018).

- en.ipu.dk.
- [191] Universidad Politécnica de Valencia, IMST-ART. Simulation Tool to Assist the Selection, Design and Optimization of Refrigerator Equipment and Components., (2015).
- [192] P. Montes, R. Blasco, R. Gaitán, J.Á. García-Pardo, Modelado de sistemas de refrigeración por compresión de vapor, in: Instituto de Ingeniería Energética UPV, Valencia (Spain), 1998: p. 10.
- [193] V. Gnielinski, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *International Chemical Engineering*. (1976) 359–369.
- [194] Verein Deutscher Ingenieure, VDI Heat Atlas, 2nd ed., Springer, Düsseldorf (Germany), 2010. doi:10.1007/978-3-540-77877-6.
- [195] S.. Churchill, Friction factor equation spans all fluid flow regime, *Chemical Engineering*. (1977) 91–92.
- [196] L. Friedel, New friction pressure drop correlations for upward, horizontal, and downward two-phase pipe flow, in: HTFS Symposium, Oxford, September 1979. (Hoechst AG Reference No. 372217/24 698), Oxford, 1979.
- [197] A. Cavallini, G. Censi, D. De Col, L. Doretti, G.A. Longo, L. Rossetto, In-tube condensation of halogenated refrigerants, *ASHRAE Transactions*. 108 (2002).
- [198] C. Melo, C.J.L. Hermes, A heat transfer correlation for natural draft wire-and-tube condensers, *International Journal of Refrigeration*. 32 (2009) 546–555. doi:10.1016/j.ijrefrig.2008.06.008.
- [199] Universidad Politécnica de Valencia, Manual IMST-ART - A simulation tool to assist the selection, design and optimisation of refrigeration equipment and components, (2015) 257.
- [200] C.-C. Wang, K.-Y. Chi, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 43 (2000) 2693–2700. doi:10.1016/S0017-9310(99)00333-6.
- [201] C. Wang, K. Chi, C. Chang, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers , part II : Correlation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 43 (2000) 2693–2700.
- [202] C. Wang, Y. Lin, C. Lee, An airside correlation for plain n-and-tube heat exchangers in wet conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 43 (2000) 7–10.
- [203] J. Duffie, W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed., John Wiley & Sons, 2013. doi:10.1002/9781118671603.fmatter.
- [204] W. De Soto, S.A. Klein, W.A. Beckman, Improvement and validation of a model for photovoltaic array performance, *Solar Energy*. 80 (2006) 78–88. doi:10.1016/j.solener.2005.06.010.
- [205] J.H. Eckstein, Detailed modelling of photovoltaic system components, University of Wisconsin - Madison, 1990.
- [206] F. Bryan, Simulation of Grid-Tied Building Integrated Photovoltaic Systems, University of Wisconsin, 1999.
- [207] Danfoss Compressors GmbH, Unidad electrónica de control 101N0210, para compresores BD35/50F, (2010) 1–2. <https://assets.danfoss.com/documents/DOC000086436873/DOC000086436873.pdf> (accessed January 20, 2017).
- [208] Agilent Technologies, Agilent 34970A. Data Acquisition /Switch Unit Family, (2010) 28. <https://www.keysight.com/>.
- [209] Arçelik Group, Cheest Freezer, Beko HSA 40520, (2006) 76. www.beko.com (accessed January 1, 2017).
- [210] TC Direct para Sensores, Medición y Control de Temperatura - Termopar con Lámina Adhesiva, (n.d.). https://www.tcdirect.es/Default.aspx?level=2&department_id=180/22 (accessed October 30, 2017).
- [211] TC Direct para Sensores, Medición y Control de Temperatura - Pt100 y Pt1000 Económicas, (n.d.). https://www.tcdirect.es/Default.aspx?level=2&department_id=230/1 (accessed October 30, 2017).
- [212] RKC Instrument Inc., Digital temperature controller RF100, (2016) 1. <https://www.rkcinst.co.jp/english/index.html> (accessed October 30, 2017).
- [213] Inc Allegro MicroSystems, Hall effect-based linear current sensor ACS712, Inc Allegro MicroSystems, Massachusetts, US, n.d. <https://www.allegromicro.com/en/Products/Current-Sensor-ICs/Zero-To-Fifty-Amp-Integrated-Conductor-Sensor-ICs/ACS712.aspx> (accessed January 15, 2017).

- [214] F. Moffat, K. Som, A. Bennett, T.B. Thapa, S. Malakaran George, Technical and investment guidelines for milk cooling centres, FAO - Food and Agriculture Organization of the United Nations, Rome, Italy, 2016. www.fao.org/publications.
- [215] REEEP, Clean energy solutions in dairy value chains, (2017). <https://www.reeep.org/>.
- [216] A.S. Rojas, V.T. Toledo, F. Mrabet, J. Müller, Improving milk value chains through solar milk cooling. Working Paper 172, (2018) 52. <https://www.zef.de/zefhome/>.
- [217] V. Torres-Toledo, K. Meissner, A. Coronas, J. Muller, Performance characterisation of a small milk cooling system with ice storage for PV applications, *International Journal of Refrigeration*. 60 (2015) 81–91. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.06.025.
- [218] DOE, Weather Data | EnergyPlus, (n.d.). <https://energyplus.net/weather> (accessed April 11, 2019).
- [219] Sunfields Europe, ▷Photovoltaic Modules SolarWorld, (2018). <https://www.sfe-solar.com/paneles-solares/solarworld/> (accessed April 15, 2018).
- [220] Alba Solar, Empresa Distribuidora de Material Fotovoltaico - Albasolar, (n.d.). <https://albasolar.es/> (accessed April 11, 2019).
- [221] H. Chen, T.N. Cong, W. Yang, C. Tan, Y. Li, Y. Ding, Progress in electrical energy storage system: A critical review, *Progress in Natural Science*. 19 (2009) 291–312. doi:10.1016/j.pnsc.2008.07.014.
- [222] I. Martínez, Properties of some particular solutions, (2019) 1–29. [http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c07sol/Solution properties.pdf](http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c07sol/Solution%20properties.pdf) (accessed January 25, 2019).
- [223] D. Zheng, X. Wu, Comprehensive evaluation of eutectic character used as low temperature thermal energy. In: Li G, Hwang et al. Review of cold storage materials for subzero applications. *Energy* 2013;51:1–17., *Cryogenics*. 1 (2002) 37–45.
- [224] H. Qinbo, Study on thermal properties and characteristics of cool charge and discharge of nanofluids. In: Li G, Hwang Y, Radermacher R, Chun HH. Review of cold storage materials for subzero applications. *Energy* 2013;51:1–17., Chongqing University, 2005.
- [225] M. Mastani Joybari, F. Haghight, J. Moffat, P. Sra, Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review, *Energy and Buildings*. 106 (2015) 111–124. doi:10.1016/j.enbuild.2015.06.016.
- [226] V.M. Barragán, J.M. Arias, M. Domí, C. García, Testing the computer assisted solution of the electrical analogy in a heat transfer process with a phase change which has an analytical solution, *International Journal of Refrigeration*. 24 (2001) 532–537.
- [227] L. Royon, G. Guiffant, P. Flaud, Investigation of heat transfer in a polymeric phase change material for low level heat storage, *Energy Conversion and Management*. 38 (1997) 517–524. doi:10.1016/S0196-8904(96)00070-2.
- [228] J. Heckenkamp, H. Bauman, Latenwärmespeicher. In: Zalba et al. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Appl Therm Eng* 2003;23:251–83, Sonderdruck Aus Nachrichten. (1997) 1075–1081.
- [229] G. Belton, F. Ajami, Thermochemistry of salt hydrates, Report No. NSF/RANN/SE/GI27976/TR/73/, Philadelphia (Pennsylvania, USA), 1973.
- [230] A. Sharma, V. V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 13 (2009) 318–345. doi:10.1016/j.rser.2007.10.005.
- [231] R. Naumann, H.-H. Emons, Results of thermal analysis for investigation of salt hydrates as latent heat-storage materials, *Journal of Thermal Analysis*. 35 (1989) 1009–1031. doi:10.1007/BF02057256.
- [232] K. Nagano, T. Mochida, S. Takeda, R. Domański, M. Rebow, Thermal characteristics of manganese (II) nitrate hexahydrate as a phase change material for cooling systems, *Applied Thermal Engineering*. 23 (2003) 229–241. doi:10.1016/S1359-4311(02)00161-8.
- [233] E. Domalski, E. Hearing, Condensed phase heat capacity data., in: P. Linstrom, W. Mallard (Eds.), NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69. In: Li G, Hwang Y, Radermacher R, Chun HH. Review of Cold Storage Materials for Subzero Applications. *Energy* 2013;51:1–17., NIST - National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, 2011. <http://webbook.nist.gov>.
- [234] N. Guo, Thermal properties research of the multivariate organic phase change materials for cooling system. In: Li G, Hwang Y, Radermacher R, Chun HH. Review of cold storage materials for subzero applications. *Energy* 2013;51:1–17., Chongqing University, 2008.

- [235] J. Chickos, W. Acree, J. Liebman, Heat of fusion data., in: P. Linstrom, W. Mallard (Eds.), NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69. In: Li G, Hwang Y, Radermacher R, Chun HH. Review of Cold Storage Materials for Subzero Applications. *Energy* 2013;51:1–17., NIST - National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, 2011. <http://webbook.nist.gov>.
- [236] L.F. Cabeza, H. Mehling, S. Hiebler, F. Ziegler, Heat transfer enhancement in water when used as PCM in thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering*. 22 (2002) 1141–1151. doi:10.1016/S1359-4311(02)00035-2.
- [237] S. Yilmaz, A. Sayigh, Ö. Gök, M. Yilmaz, B. Beyhan, N. Sahan, New binary alkane mixtures as pcms for cooling applications. In: Li G, Hwang Y, Radermacher R, Chun HH. Review of cold storage materials for subzero applications. *Energy* 2013;51:1–17., in: 11th International Conference on Thermal Energy Storage for Energy Efficiency and Sustainability, Stockholm International Fairs, Stockholm (Sweden), 2009.
- [238] H. Paksoy, S. Yilmaz, O. Gok, M.O. Yilmaz, M. Mazma, H. Evlia, Thermal Energy Storage for More Efficient Domestic Appliances. In: Mastani et al. Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review. *Energy Build* 2015;106:111–24., in: World Energy Congress, Montreal (Canada), 2010.
- [239] J.L. Alvarado, C. Marsh, C. Sohn, G. Phetteplace, T. Newell, Thermal performance of microencapsulated phase change material slurry in turbulent flow under constant heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 50 (2007) 1938–1952. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.026.
- [240] G.A. Lane, Low temperature heat storage with phase change materials, *International Journal of Ambient Energy*. 1 (1980) 155–168. doi:10.1080/01430750.1980.9675731.
- [241] D.W. Hawes, D. Feldman, D. Banu, Latent heat storage in building materials, *Energy and Buildings*. 20 (1993) 77–86. doi:10.1016/0378-7788(93)90040-2.
- [242] D. Feldman, M.M. Shapiro, D. Banu, Organic phase change materials for thermal energy storage, *Solar Energy Materials*. 13 (1986) 1–10. doi:10.1016/0165-1633(86)90023-7.
- [243] W.E. O'Connor, R. Warzoha, R. Weigand, A.S. Fleischer, A.P. Wemhoff, Thermal property prediction and measurement of organic phase change materials in the liquid phase near the melting point, *Applied Energy*. 132 (2014) 496–506. doi:10.1016/j.apenergy.2014.07.045.
- [244] M.N.R. Dimaano, T. Watanabe, The capric-lauric acid and pentadecane combination as phase change material for cooling applications, *Applied Thermal Engineering*. 22 (2002) 365–377. doi:10.1016/S1359-4311(01)00095-3.
- [245] P. Melgarejo Moreno, Aislamiento, cálculo y construcción de cámaras frigoríficas, AMV Ediciones, Madrid (Spain), 1995.
- [246] T.L. Bergman, A.S. Lavine, F.P. Incropera, D.P. DeWitt, Introduction to heat transfer, Sixth Edit, John Wiley & Sons, US, 2011.
- [247] A. Coca-Ortegón, V. Torres-Toledo, J. Müller, A. Coronas, Assessment of a Solar Powered Refrigerator Equipped with Thermal Storage for a Dairy Application, in: Proceedings of Solar World Conference SWC 2017 /Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry SHC 2017, ISES - International Solar Energy Society, Abu Dhabi, UAE, 2017: pp. 1–12. doi:10.18086/swc.2017.28.02.
- [248] A. Coca-Ortegón, V. Torres-Toledo, J. Müller, A. Coronas, Modelling and Simulation of a PV Driven Refrigerator with Phase-Change Materials in the Internal Walls, in: Proceedings of EuroSun 2018, ISES - International Solar Energy Society, Rapperswil, Switzerland, 2018. doi:10.18086/eurosun2018.04.23.
- [249] A. Coca-Ortegón, J. Prieto, A. Coronas, Sizing of thermal energy storage with change materials for a battery-free solar-powered refrigerator, in: ICR 2019 - 25th IIR International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Montreal, Canada, 2019: p. 8. doi:10.18462/iir.icr.2019.1663.

ANEXOS

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

ANEXO 1.1 FABRICANTES DE REFRIGERADORES SOLARES DE CMV Y COMPRESORES CC

FABRICANTES REFRIGERADORES SOLARES DE COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR CON MOTOR

Zona Geográfica	Empresa	País de Origen
América del Norte	Ecosolar	Estados Unidos
	Green Energy	Estados Unidos
	Sun Danzer	Estados Unidos
	NordCold	Estados Unidos
	Sun Frost	Estados Unidos
	Sun Wise	Estados Unidos
Europa	Dometic	Suecia
	Dulas	Reino Unido
	Medical Systems	Luxemburgo
	Steca	Alemania
Asia	Fellicitysolar,	China
	Himin, Mizi,	China
	NANBEI,	China
	Newli/OEM,	China
	Newsky Power,	China
	Opytech,	China
	Riyang /OEM,	China
	Solarbrigh,	China
	Smad /OEM,,	China
	SY-Beier	China
	Tongbo,	China
	Tunto Green Power,	China
	Win bright,	China
	Blue Star	India
	Fritz Tech	India
Get Cold	India	
Mamata Energy	India	

Fuente: Elaboración propia

FABRICANTES DE COMPRESORES CON MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA (CC)

País	Marca	Voltaje [V]	Volumen de Desplazamiento [cm ³]	Capacidad Frigorífica [W]	Refrigerante
Alemania	Secop	12-24V			R134a, R600a, R290a
China	Cooling Style	24V	1.9	500	R134a
	Coolsour	12-24-36V	2-12	20-250	-
	Sikelan	12-24V	2.5	43-210	R134a
	Vestar	12-24-48V	1.4-2.7	130-455	R134a
	Boyard	12-24V	2.5-6.5	43-210	R134a
	Blueway	12-24			
	Colku	12-24	1.5-6.5	25-210	R134a
Hong-Kong	Famoso		38		R410a
	Zero				R410A / R22 / R290
	Aspen	-	-		

Fuente: Elaboración propia

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

ANEXO 1.2 PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DE LAS TECNOLOGÍAS DE ACUMULADORES ELECTROQUÍMICOS O BATERÍAS ELÉCTRICAS

Característica	Unidad	Fuentes	Pb - ácido	Ni-Cd	Ni-MH	Ni-Zn	Na-S Alumina	Ion-Li	Polímero-Li	Redox	Zn-Br
Electrolito	-	[79,80]	H ₂ SO ₄	KOH	KOH	KOH	Cerámica	Sales de litio ^(a)	Polímero	HCL	ZnBr ₂
Densidad de energía gravimétrica	[Wh / kg]	[79,80]	20-40	30-50	40-90	60-70	90-250	90-150	90-150	55	60
Densidad de energía volumétrica	[Wh / l]	[79,80]	50-120	100-150	150-320			230-330	230-330		
Densidad de potencia	[W / kg]	[80]	150-200	150-300 (50-80)	150-300	150-300	150-250			-	-
Rendimiento energético	[%]	[79,80]	80-90	60-70	80-90	60-65	70-75	90-95	90-95	80-85	70-75
T. de operación carga	[°C]	[79]	- 10 a +40	- 20 a +50	0 a +45	T.amb.	300-400	0 a +40	0 a +40	T.amb	50-60
T. de operación descarga	[°C]	[79]	- 15 a +50	- 45 a +50	- 20 a +60	-		- 20 a +60	- 20 a +60		
Auto-descarga a 20-25°C	[%/mes]	[79,80]	2-5%	20%	25%	12%	0			0	25
Auto-descarga a 45°C	[%/mes]	[79]		-	60%						
Profundidad máxima de descarga	[%]	[79,80]	80	60-80							
Ciclos durante la vida útil	[ciclos]	[79,80]	250-500	300-700	300-600	300-1000	200-1500	500-1000	500-1000	1-5	0.6-1.5
Vida útil	[años]	[76,79,221]	3-12	8-25	2-5	5-10	-	-	-	20	10
Coste potencia	[\$US/kW]	[76,79,221]	475-825	650-1500	650-1500	650-1500	1250-3000	1750-4350	-	-	-
Coste energía	[\$US/kWh]	[69,72,97]	200-1020	400-1070	400-1070	400-1070	150-300	950-1050	-	0.2	-
Funcionamiento ^(b)	-	[79]	1	1		2	3			3	2
Aplicaciones ^(c)	-	[79]	1,2,3	2,3,4,5,9,10	7,8			3,8	3,8	3	2

- (a) Sales de litio disueltas en solvente orgánico
- (b) Funcionamiento: 1: Funcionamiento con electrodos sólidos, 2: Funcionamiento por circulación del electrolito, 3: Funcionamiento a altas temperaturas
- (c) Aplicaciones: 1: SLI: starting-lighting-ignition, 2: Tracción, 3: Aplicaciones estacionarias (UPS, sistemas autónomos), 4: Aplicaciones estacionarias a baja temperatura, 5: Aplicaciones estacionarias de alta potencia, (c)6: Aplicaciones de muy alta potencia y ciclos menores a 10s, 7: Vehículos eléctricos, 8: Equipos electrónicos (Ordenadores, móviles, etc.), 9: Herramientas, 10: Juguetes, productos de consumo.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

ANEXO 2.1 PCMS INORGÁNICOS TEÓRICOS CON TEMPERATURAS DE CAMBIO DE FASE ENTRE -25 Y 15°CPCMS INORGÁNICOS TEÓRICOS CON TEMPERATURAS DE CAMBIO DE FASE ENTRE -25 Y 15°C
PARTE 1/2

Composició	Tipo	T _m [°C]	Δh _f [kJ/kg]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	Referencias
LiSO ₄ al 27.9%	EWS	-23	- 26.10 *	–	–	[89,222] ⁽¹⁾
KF al 21.5%	EWS	-21.6	227	–	–	[99,223]
NaCl al 22.4% + H ₂ O	EWS	-21.2	222	–	1165 (l) 1108 (s)	[101,131]
NaCl al 23.3%	EWS	-21.2	233 (5.0)*	–	–	[89,222] ⁽¹⁾
MgCl ₂ al 25%	EWS	-19.4	223	–	–	[99,223]
(NH ₄) ₂ SO ₄ al 39.7%	EWS	-18.5	188	–	–	[99,223]
NaNO ₃ al 36.9%	EWS	-17.7	188	–	–	[99,223]
NH ₄ NO ₃ al 41.2%	EWS	-17.4	186	–	–	[99,223]
Ca(NO ₃) ₂ al 35%	EWS	-16	199	–	–	[99,223]
NaH ₄ Cl al 19.5%	EWS	-16	248	–	–	[99,223]
K ₂ HPO ₄ al 36.8%	EWS	-13.5	198	–	–	[99,223]
Na ₂ S ₂ O ₃ al 30%	EWS	-11	220	–	–	[99,223]
KCl al 19.5%	EWS	-10.7	283	–	–	[99,223]
KCl al 19.7%	EWS	-10.7	283	–	1126 (l) 1105 (l)	[101,131]
MnSO ₂ al 32.2%	EWS	-10.5	213	–	–	[99,223]
KCl al 6% + H ₂ O	EWS	-10	–	–	–	[89] ⁽²⁾
NaH ₂ PO ₄ al 23.4%	EWS	-9.9	214	–	–	[99,223]
TiO ₂ /BaCl ₂ /H ₂ O (TiO ₂ 1.13 vol.%)	NF	-8.72	254.2	–	–	[99,224]
TiO ₂ /BaCl ₂ /H ₂ O (TiO ₂ 0.167 vol.%)	NF	-8.61	279.5	–	–	[99,224]
TiO ₂ /BaCl ₂ /H ₂ O (TiO ₂ 0.283 vol.%)	NF	-8.61	258.3	–	–	[99,224]
TiO ₂ /BaCl ₂ /H ₂ O (TiO ₂ 0.565 vol.%)	NF	-8.61	257.4	–	–	[99,224]
BaCl ₂ al 22.5%	NF	-8.16	281.1	–	–	[99,224]
BaCl al 22.1%	EWS	-7.7	10.2*	–	–	[89,222] ⁽¹⁾
KHCO ₃ al 16.5% + H ₂ O	EWS	-6	–	–	–	[89] ⁽²⁾
Sr(NO ₃) ₂ al 24.5%	EWS	-5.8	243	–	–	[99,223]
KHSO ₃ al 16.95%	EWS	-5.4	269	–	–	[99,223]
NaCl al 90%	EWS	-5	289	–	–	[225]
MgSO ₄ al 18.63%	EWS	-4.8	84.96 *	–	–	[89,222] ⁽¹⁾
NiSO ₄ al 20.6%	EWS	-4.2	259	–	–	[99,223]
MgSO ₄ al 19%	EWS	-3.9	264.42	–	–	[99,223]
Na ₂ SO ₄ al 12.7%	EWS	-3.55	284.95	–	–	[99,223]
NaF al 3.9%	EWS	-3.5	314.09	–	–	[99,223]
NaCO ₃ al 20.5% + H ₂ O	EWS	-3	–	–	–	[89] ⁽²⁾
KNO ₃ al 9.7%	EWS	-2.8	296.02	–	–	[99,223]
NaOH al 19%	EWS	-2.8	265.98	–	–	[99,223]
Na ₂ CO ₃ al 5.9%	EWS	-2.1	310.23	–	–	[99,223]

PCMS INORGÁNICOS TEÓRICOS CON TEMPERATURAS DE CAMBIO DE FASE ENTRE -25 Y 15°C
PARTE 2/2

Composició	Tipo	T _m [°C]	Δh _f [kJ/kg]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	Referencias
FeSO ₄ al 13.04%	EWS	-1.8	286.81	-	-	[99,223]
CuSO ₄ al 11.9%	EWS	-1.6	290.91	-	-	[99,223]
K ₂ SO ₄ al 6.49%	EWS	-1.55	26.88*	-	-	[89,222] ⁽¹⁾
Na ₂ SO ₄ al 4.03%	EWS	-1.2	- 1.07*	-	-	[89,222] ⁽¹⁾
H ₂ O	AGUA	0	333	0.612(l)	998 (l); 917(s)	[87,115]
H ₂ O	AGUA	0	333-334	0.6 (l) ; 2.2(s)	998 (l); 917(s)	[101,131]
H ₂ O	AGUA	0	334.4	0.4 (l) ; 1.8 (s)	1000 (l); 900 (s)	[226]
H ₂ O + Poliacrilamida	OI	0	292	0.486	1047 (l)	[87,227]
Na ₂ SO ₄ / NaCl/ KCl/ H ₂ O (31:13:16:40 %)	IMC	4	234	-	-	[225]
NiSO ₄ al 20.6%	EWS	4.15	258.61	-	-	[99,223]
KHCO ₃ al 16.5%	EWS	5.4	268.54	-	-	[99,223]
Sr (NO ₃) ₂ al 24.5%	EWS	5.75	243.15	-	-	[99,223]
ZnSO ₄ al 27.2%	EWS	6.5	235.75	-	-	[99,223]
BaCl ₂ al 22.5%	EWS	7.8	246.44	-	-	[99,223]
LiClO ₃ ·3H ₂ O	HS	8.1	253	-	1720(s)	[87,228]
NaH ₂ PO ₄ al 32.4%	EWS	9.9	214.25	-	-	[99,223]
MnSO ₄ al 32.2%	EWS	10.5	213.07	-	-	[99,223]
KCl al 19.5%	EWS	10.7	253.18	-	-	[99,223]
Na ₂ S ₂ O ₃ al 30%	EWS	11	219.86	-	-	[99,223]
ZnCl ₂ · 3H ₂ O	HS	10	-	-	-	[87,229]
K ₂ HPO ₄ · 6H ₂ O	HS	13	-	-	-	[87,229]
K ₂ HPO ₄ · 6H ₂ O	HS	14	109	-	-	[230]
K ₂ HPO ₄ al 36.8%	EWS	13.5	197.79	-	-	[99,223]
CaCl ₂ ·6H ₂ O / CaBr ₂ ·6H ₂ O (45:55 %)	MHS	14.7	140	-	-	[230]
NaOH.(3 1/2)H ₂ O	OI	15-15.4	-	-	-	[87,229,231]
Mn(NO ₃) ₂ · 6H ₂ O / MgCl ₂ · 6H ₂ O	MHS	15-25	125.9	-	1738(l)	[123,232]

Composiciones expresadas en % Peso, a menos que se indique lo contrario; *Entalpia específica en kJ /mol

Materiales: EWS: Disolución salina eutéctica acuosa (Eutectic Water Solución), HS: Sales hidratadas (Hydrated Salts), MHS: Mezcla de sales hidratadas, IMC: Inorgánico Multi-componente, OI: Otros materiales inorgánicos, NF: Nanofluidos, Encapsulados: Mc: Micro-encapsulado, Mac: Macro-encapsulado

ANEXO 2.2 PCMS ORGÁNICOS TEÓRICOS CON TEMPERATURAS DE CAMBIO DE FASE ENTRE -25 Y 15°C

PCMS ORGÁNICOS TEÓRICOS CON TEMPERATURAS DE CAMBIO DE FASE ENTRE -25 Y 15°C
 PARTE 1/2

Composició	Tipo	T_m [°C]	Δh_f [kJ/kg]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	Referencias
n-Undecano	P	-25.5	141.9	-	740	[99,233]
Etilenglicol /Formatio de sodio /H ₂ O (10:10:80 %)	OMC	-25	173.1	-	-	[99,234]
Glicerol/ Formatio de sodio/ H ₂ O (10:10:80 %)	OMC	-23	174.5	-	-	[99,234]
2-Octanona	C	-20.3	190.4	-	819	[99,235]
Etilenflco/ Acetato de solido/ H ₂ O (10:10:80 %)	OMC	-19	118.5	-	-	[99,234]
Formatio de sodio / H ₂ O (20:80 %)	OMC	-18	250.2	-	-	[99,234]
Etilenglicol /Propionato de sodio /H ₂ O (10:10:80%)	OMC	-15	127.8	-	-	[99,234]
Thermester-(14)B	OMC	-14	150	-	-	[99,234]
Glicerol / Acetato de sodio / H ₂ O (10:10:80%)	OMC	-14	156	-	-	[99,234]
Glicerol /Proponiato de sodio/ H ₂ O (10:10:80 %)	OMC	-14	123.2	-	-	[99,234]
Etilenglicol / Lactato de sodio /H ₂ O (10:10:80%)	OMC	-12	157.4	-	-	[99,234]
Thermester-(12)M	OMC	-12	170	-	-	[99,234]
Glicerol / Lactato de sodio	OMC	-10	159.3	-	-	[99,234]
Dietilenglicol	G	-10	247	-	1200 (l)	[89,236] ⁽¹⁾
Dodecano / Tridecano (60:40 %)	MP	-9.7	159	-	-	[99,237]
n-Dodecano	P	-9.5	216.2	2.21 (l)	748	[99,123,233]
n-Dodecano MC (-10)	P-Mc	-9.5	150-160	-	-	[99,106]
Dodecano / Tridecano	MP	-8, -9.1,	145, 147	-	-	[99,237]
Trietilenglicol	G	-7	247	-	1200 (l)	[89,236] ⁽¹⁾
Dodecano / Tridecano (20:80 %)	MP	-5.4	126	-	-	[99,237]
n-Tridecano	P	-5.3	154.5	-	756	[99,233]
Tetradecano / Octadecano	MP	-4.02	227.52	-	-	[123]
5-Nonanona	C	-3.8	175.3	-	826	[99,235]
Tridecano / Tetradecano (80:20 %)	MP	-1.5	110	-	-	[99,237]
Tridecano / Tetradecano (60:40 %)	MP	-0.5	138	-	-	[99,237]
Tridecano / Tetradecano (40:60 %)	MP	0.7	148	-	-	[225,238]
Tetradecano / Hexadecano (91.67: 8.33%)	MP	1.7	156.2	-	-	[123]
Tetradecano / Docosano	MP	1.5-5.6	234.33	-	-	[123]
Tridecano / Tetradecano (20:80 %)	MP	2.6	212	-	-	[225,238]
Tetradecano + Geneicosano	MP	3.54-5.56	200.28	-	-	[123]
Tetrahidrofurano (THF)	OMC	5	280	-	970(s)	[89,236] ⁽¹⁾
Tetradecano / Tetradecanol	MP	5.1	202.1	-	-	[89,239]
Tetradecano MC	P-Mc	5.2	215	-	-	[89,239]
Tetradecano / Tetradecanol MC	OMC	5.2	206.4	-	-	[89,239]
Tetradecano / Tetradecanol MC	MP-Mc	5.5	202.1	-	-	[89,239]
n-Tetradecano	P	4.5	165	-	-	[87,115]
n-Tetradecano	P	5.5, 5.8	228, 227	2.22 (l)	0.77(l), 0.759 (s)	[230] [123]

PCMS ORGÁNICOS TEÓRICOS CON TEMPERATURAS DE CAMBIO DE FASE ENTRE -25 Y 15°C
PARTE 2/2

Composición	Tipo	T_m [°C]	Δh_f [kJ/kg]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	Referencias
Pentadecano + Heneicosano	MP	6.23–7.21	128.25	–	–	[123]
Ácido fórmico	AG	7.8	247	–	–	[123,230]
Poliglicol E400	G	8	99.6	0.187(l)	1125(l), 1228(s)	[70,87,240]
Pentadecano + Hexadecano	MP	8	153	–	–	[87,115]
Pentadecano + Octadecano	MP	8.5–9.0	271.93	–	–	[123]
Pentadecano + Docosano	MP	7.6–8.99	214.83	–	–	[123]
n-Pentadecano	P	10	205	–	–	[230]
Bromuro de tetrabutil amonio (tipo A – tipo B)	OMC	10–12	193–199	–	–	[89,236] ⁽¹⁾
Palmitato de propilo	AG	10	186	–	–	[87,241]
Palmitato de isopropilo	AG	11	95-100	–	–	[87,242]
Ácido oléico	AG	13	75.5	0.103(l)	871 (l)	[110,123,243]
Ácido cáprico / Ácido láurico (90:10 %)	OMC	13.3	142.2	–	–	[87,244]
Trietiloletano / H ₂ O / Urea (38.5 : 31.5: 30 %)	OMC	14.4	160	0.66	1170(l)	[123]
Estearato de isopropilo	OMC	14–18	140–142	–	–	[87,242]

Composiciones: Composiciones expresadas en % Peso, a menos que se indique lo contrario

Materiales: AG: Ácidos Grasos, C: Cetonas, G: Glicoles, P: Parafinas, MP: Mezcla de Parafinas, OMC: Orgánico Multi-componente, Encapsulados: Mc: Micro-encapsulado, Mac: Macro-encapsulado

ANEXO 3.1 TABLAS DE ENTALPIA DE LOS PCMS UTILIZADOS EN EL MODELO

ANEXO 3.1.1 Pcm RUBITHERM, RT3HC

Temperatura [K]	Temperatura [°C]	Fusión		Solidificación	
		Δ Entalpia específica [kJ/kg]	Entalpia específica [kJ/kg]	Δ Entalpia específica [kJ/kg]	Entalpia específica [kJ/kg]
243.15	-30	10	486.3	10	486.3
248.15	-25	10	496.3	10	496.3
253.15	-20	10	506.3	10	506.3
258.15	-15	10	516.3	10	516.3
263.15	-10	10	526.3	10	526.3
268.15	-5	4	530.3	5	531.3
269.15	-4	5	535.3	4	535.3
270.15	-3	6	541.3	6	541.3
271.15	-2	6	547.3	7	548.3
272.15	-1	7	554.3	8	556.3
273.15	0	12	566.3	15	571.3
274.15	1	25	591.3	29	600.3
275.15	2	57	648.3	48	648.3
276.15	3	43	691.3	53	701.3
277.15	4	15	706.3	2	703.3
278.15	5	6	712.3	3	706.3
279.15	6	2	714.3	3	709.3
280.15	7	2	716.3	3	712.3
281.15	8	2	718.3	2	714.3
282.15	9	2	720.3	3	717.3
283.15	10	2	722.3	3	720.3
284.15	11	2	724.3	3	723.3
285.15	12	2	726.3	3	726.3
288.15	15	6	732.3	6	732.3
293.15	20	10	742.3	10	742.3
298.15	25	10	752.3	10	752.3
303.15	30	10	762.3	10	762.3
308.15	35	10	772.3	10	772.3
313.15	40	10	782.3	10	782.3
318.15	45	10	792.3	10	792.3

Fuente: Elaboración basada en la ficha técnica del producto

ANEXO 3.1.2 PCM RUBITHERM, RT5HC

Temperatura [K]	Temperatura [°C]	Fusión		Solidificación	
		Δ Entalpia específica [kJ/kg]	Entalpia específica [kJ/kg]	Δ Entalpia específica [kJ/kg]	Entalpia específica [kJ/kg]
243.15	-30	10	486.3	10	486.3
248.15	-25	10	496.3	10	496.3
253.15	-20	10	506.3	10	506.3
258.15	-15	10	516.3	10	516.3
263.15	-10	10	526.3	10	526.3
268.15	-5	10	536.3	10	536.3
271.15	-2	3	539.3	4	540.3
272.15	-1	5	544.3	3	543.3
273.15	0	4	548.3	5	548.3
274.15	1	5	553.3	5	553.3
275.15	2	6	559.3	10	563.3
276.15	3	12	571.3	12	575.3
277.15	4	22	593.3	33	608.3
278.15	5	119	712.3	151	759.3
279.15	6	57	769.3	3	762.3
280.15	7	2	771.3	2	764.3
281.15	8	3	774.3	2	766.3
282.15	9	2	776.3	3	769.3
283.15	10	2	778.3	3	772.3
284.15	11	3	781.3	2	774.3
285.15	12	2	783.3	3	777.3
286.15	13	3	786.30	2	779.3
287.15	14	2	788.30	3	782.3
288.15	15	2	790.3	3	785.3
289.15	16	2	792.3	3	788.3
290.15	17	2	794.3	3	791.3
291.15	18	2	796.3	3	794.3
292.15	19	2	798.3	3	797.3
293.15	20	2	800.3	3	800.3
298.15	25	10	810.3	10	810.3
303.15	30	10	820.3	10	820.3
308.15	35	10	830.3	10	830.3
313.15	40	10	840.3	10	840.3
318.15	45	10	850.3	10	850.3

Fuente: Elaboración basada en la ficha técnica del producto

ANEXO 3.1.3 PCM RUBITHERM, RT9

Temperatura [K]	Temperatura [°C]	Fusión		Solidificación	
		Δ Entalpía específica [kJ/kg]	Entalpía específica total [kJ/kg]	Δ Entalpía específica [kJ/kg]	Entalpía específica [kJ/kg]
243.15	-30	10	486.3	10	486.3
248.15	-25	10	496.3	10	496.3
253.15	-20	10	506.3	10	506.3
258.15	-15	10	516.3	10	516.3
263.15	-10	10	526.3	10	526.3
268.15	-5	10	536.3	10	536.3
273.15	0	10	546.3	10	546.3
274.15	1	4	550.3	8	554.3
275.15	2	5	555.3	8	562.3
276.15	3	7	562.3	11	573.3
277.15	4	12	574.3	15	588.3
278.15	5	13	587.3	16	604.3
279.15	6	16	603.3	16	620.3
280.15	7	17	620.3	20	640.3
281.15	8	21	641.3	18	658.3
282.15	9	21	662.3	19	677.3
283.15	10	19	681.3	13	690.3
284.15	11	11	692.3	2	692.3
285.15	12	5	697.3	3	695.3
286.15	13	3	700.3	2	697.3
287.15	14	2	702.3	2	699.3
288.15	15	3	705.3	3	702.3
289.15	16	2	707.3	3	705.3
290.15	17	0	707.3	2	707.3
293.15	20	6	713.3	6	713.3
298.15	25	10	723.3	10	723.3
303.15	30	10	733.3	10	733.3
308.15	35	10	743.3	10	743.3
313.15	40	10	753.3	10	753.3
318.15	45	10	763.3	10	763.3

Fuente: Elaboración basada en la ficha técnica del producto

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

ANEXO 3.2 CÁLCULO TEÓRICO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL REFRIGERADOR

El cálculo teórico del coeficiente global de transferencia de calor del refrigerador se realiza a partir del promedio ponderado de los coeficientes globales de transferencia de los diferentes cerramientos (verticales y horizontales). Tal como se indica en ASHRAE, puesto que los cerramientos corresponden a placas planas, el coeficiente de transferencia de transferencia de calor en cada caso se obtiene aplicando la Ec. A3.2-1; en la cual, x_n y k_n representan el espesor y la conductividad térmica de la capa n, en tanto, α_{ex} y α_i corresponden a los coeficientes de transferencia convectivo-radiativos exterior e interior del cerramiento.

$$U_{Ref} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ex}} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_n}{k_n} + \frac{1}{\alpha_i}} \tag{Ec. A3.2-1}$$

Para el caso de los cerramientos verticales del refrigerador con PCM, los valores de conductividad y espesores en las diferentes capas se indican en la Tabla A3.2-1. Para la capa de PCM, se han tomado los valores de espesor conductividad utilizado para el estudio experimental (Rubitherm-RT5HC). Para los PCMs restantes el programa implementado en Matlab calcula los valores correspondientes según el tipo de PCM y espesor utilizado.

Tabla A3.2-1 Propiedades de los materiales de las paredes del refrigerador

Capa	Material	Espesor [mm]	Conductividad térmica [Wm ⁻¹ K ⁻¹]
1	Acero	1.50	50
2	Poliuretano	80.00	0.032
3	Aluminio	1.00	230
4	PE film	0.15	0.33
5	PCM-(RT5HC)	8.00 ⁽¹⁾	0.20
6	PE film	0.15	0.33
7	Acero	1.00	50

(1) Espesor de PCM utilizado para el ensayo experimental

Los coeficientes de transferencia de calor exterior (α_{ex}) e interior (α_i) de cada cerramiento analizado, se calculan considerando los efectos convectivo y radiativo, aplicando la Ec.A3.2-2, donde α representa el coeficiente de transferencia de calor (exterior o interior), α_{conv} , representa el coeficientes de transferencia de calor por convección y α_{rad} , el coeficiente de transferencia de calor por radiación

$$\alpha = \alpha_{conv} + \alpha_{rad} \tag{Ec. A3.2-2}$$

El cálculo de los coeficientes α_{rad} (interior y exterior), se ha realizado aplicando la ecuación básica de transferencia de calor por radiación de Stefan-Boltzmann (Ec. A3.3-3), en la cual ϵ corresponde a la emisividad de la superficie del cerramiento analizado, σ es la constante de constante de Stefan-Boltzmann, T_{∞} es la temperatura de la película exterior o interior y T_{sup} es la temperatura de la superficie del cerramiento.

$$\alpha_{rad} = \epsilon \cdot \sigma (T_{\infty}^2 + T_{sup}^2) (T_{\infty} + T_{sup}) \tag{Ec.A3.2-3}$$

Para el cálculo de los coeficientes de transmisión de calor por convección α_{conv} (interior y exterior), se ha aplicado la Ec. A3.3-4, donde Nu es el número de Nusselt, k es la conductividad del aire (interior o exterior) y long es la longitud del cerramiento analizado (pared, techo o suelo).

$$\alpha_{conv} = Nu \cdot k \cdot long \tag{Ec A3.2-4}$$

Para el cálculo del coeficiente α_i , se consideran dos modos de funcionamiento del refrigerador: El primero modo es por convección natural, que tiene lugar cuando el compresor está apagado (OFF), y los

ventiladores internos no funcionan; y el segundo caso es por convección forzada, que tiene lugar al encenderse el compresor (ON) junto con los ventiladores interiores, para la cual se considera una velocidad del aire de 0.18 m/s, y el régimen de flujo obtenido es laminar.

Para el cálculo del coeficiente α_{ex} , se considera también una velocidad del aire de 0.18 m.s⁻¹, para la cual se obtiene un régimen flujo también laminar. Esta velocidad puede incrementarse en el programa implementado el Matlab, no obstante, no se prevé en ningún caso un régimen de flujo turbulento, puesto los refrigeradores solares, aún en entornos rurales y tropicales, normalmente irán instalados en espacios interiores o espacios exteriores cubiertos y protegidos de lluvias y vientos fuertes.

El número de Nusselt se ha calculado aplicando las correlaciones presentadas en la Tabla A.3.2-2, dependiendo del tipo de convección (interna o externa) y según el tipo de cerramiento analizado. Para la convección natural se han considerado sólo las correlaciones aplicables al rango de valores obtenido para número de Rayleigh, en los diferentes tipos de cerramientos.

Tabla A.3.2-2 Correlaciones utilizadas para calcular el número de Nusselt

Modo de funcionamiento	Cerramiento	Correlación	Condiciones	Referencias
Convección natural	Vertical (Paredes)	$Nu = 0.58 (Ra)^{1/4}$	$1 \times 10^4 < Ra < 1 \times 10^9$	[245]
	Horizontal (Techo)	$Nu = 0.14 (Ra)^{1/3}$	$1 \times 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10}$	
	Horizontal (Suelo)	$Nu = 0.27 (Ra)^{1/4}$	$3 \times 10^5 < Ra < 3 \times 10^{10}$	
Convección forzada	Verticales y horizontales	$Nu = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$	$Re < 5 \times 10^5$ (Flujo laminar)	[245,246]
	Verticales y horizontales	$Nu = 0.036 Re^{4/5} Pr^{1/3}$	$Re \geq 5 \times 10^5$ (Flujo Turbulento)	

Finalmente el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor α_i y α_{ex} , se ha realizado aplicando las fórmulas anteriores, e implementando en Matlab una rutina iterativa, para verificar la continuidad del flujo a través de los cerramientos, según el procedimiento descrito en detalle en Melgarejo [245]. En la Tabla A3.2-3 se resumen los resultados obtenidos para estos coeficientes.

Tabla A3.2-3 Coeficientes de transmisión convectivo-radiativos interior y exterior calculados

Coeficiente de transferencia de calor	Convección	T. Interior [°C]	T. Exterior [°C]	Coeficientes [W/m ² K]			
				Paredes laterales	Paredes frontal y posterior	Techo	Suelo
α_i	F	0	-	5.8277	5.8277	4.472	4.7471
		5	-	6.0337	6.0337	4.6833	4.9532
		10	-	6.2536	6.2536	4.904	5.1706
		15	-	6.5146	6.5146	5.1437	5.411
	N	0	-	5.1195	5.1195	5.5214	4.4098
		5	-	5.3073	5.3073	5.6898	4.6058
		10	-	5.5074	5.5074	5.8717	4.8122
		15	-	5.7349	5.7349	6.0862	5.0357
α_{ex}	N	-	20	6.8219	6.7078	6.8219	6.0687
		-	25	7.0202	6.9003	7.0202	6.2755
		-	30	7.2156	7.0896	7.2156	6.4815
		-	35	7.4794	7.3469	7.4794	6.7375
		-	40	7.7606	7.6215	7.7606	7.0087

N: Convección Natural, F: Convección Forzada

Reemplazando los valores correspondiente en la Ec. A3.2-1, el coeficiente global de transferencia de calor del refrigerador es de $0.3537 \text{ W/m}^2\text{K}$ para el refrigerador sin PCMs y de $0.3498 \text{ W/m}^2\text{K}$ para el refrigerador con el panel de PCM RT5HC, de 8 mm de espesor.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

ANEXO 3.3 CURVAS POLINÓMICAS Y TABLAS DE COMPORTAMIENTO DEL COMPRESOR

Este anexo presenta los coeficientes de las curvas polinómicas que describen el comportamiento del compresor BD35F del fabricante Secop /Danfoss según la Ec. 3.19. Los coeficientes se calculan según la Norma EN-12900 y ARI540 y pueden consultarse en el software del fabricante CoolSelector®2. El anexo presenta también las tablas de comportamiento del compresor incluyendo el rendimiento volumétrico y eficiencia del compresor, obtenidos mediante el software IPU Compressor-BD.

TABLA A3.3-1 COEFICIENTES CURVAS POLINÓMICAS COMPRESOR SECOP BD35F, R134A

Cn	2000 Rpm			2500 Rpm		
	q _{com} [W]	W _{com} [W]	I _{com} [A]	q _{com} [W]	W _{com} [W]	I _{com} [A]
C1	219.20869062	19.8841335182	1.7559435556	272.58524747	28.5533527337	2.2149039468
C2	8.654035047	-0.1075624732	-0.0095297116	10.542564714	-0.4630717542	-0.0471169497
C3	0.000000000	0.000000000	0.000000000	0.000000000	0.000000000	0.000000000
C4	0.055398118	0.0120197658	0.0008382602	0.097285492	0.0189684523	0.0015371333
C5	-0.120757704	0.0243729505	0.0018534431	-0.134553200	0.0441072913	0.0040720277
C6	-0.087980231	0.0181442524	0.0013287021	-0.108979781	0.0203813333	0.0019410009
C7	0.000481489	0.0002582889	0.0000251680	0.000951912	0.0003780199	0.0000322348
C8	0.000132921	-0.0000282886	-0.0000004751	-0.000172849	-0.0001559501	-0.0000123107
C9	0.000626119	-0.0000667321	-0.0000030900	0.000576665	-0.0002448054	-0.0000248970
C10	0.000821683	-0.0001717439	-0.0000116409	0.001016955	-0.0001836136	-0.0000186929

Cn	3000 Rpm			3500 Rpm		
	q _{com} [W]	W _{com} [W]	I _{com} [A]	q _{com} [W]	W _{com} [W]	I _{com} [A]
C1	325.26564252	36.7206837139	3.0238805933	371.42070498	43.0158313272	3.5577645678
C2	14.485897551	0.2228798388	0.0161554998	16.141881713	0.0256118877	0.0133345120
C3	0.000000000	0.000000000	0.000000000	0.000000000	0.000000000	0.000000000
C4	0.091685746	-0.0036964715	-0.0003770964	0.081224684	-0.0075518952	-0.0006758857
C5	-0.235494402	0.0235558746	0.0017420733	-0.242913942	0.0300542501	0.0019986672
C6	-0.132804007	0.0222940156	0.0018762773	-0.145581828	0.0261598608	0.0021543704
C7	0.000417041	-0.0005423518	-0.0000275989	-0.000513718	-0.0002682181	-0.0000239188
C8	-0.000095292	-0.0002164261	-0.0000046474	-0.000195628	0.0001014280	0.0000092162
C9	0.001446146	-0.0000243899	0.0000045652	0.001338696	0.0000587533	0.0000109510
C10	0.001259448	-0.0001932817	-0.0000163119	0.001344053	-0.0002250541	-0.0000180893

Fuente: Coolselector®2 de Danfoss

Nomenclatura:

q_{com}: Capacidad de refrigeración [W]

W_{com}: Potencia eléctrica consumida por el compresor [W]

I_{com}: Corriente eléctrica del compresor [A]

T_e: Temperatura de evaporación [°C]

T_c: Temperatura de condensación [°C]

Cn: Coeficiente n de la curva polinómica

TABLA A3.3-2 TABLAS DE COMPORTAMIENTO COMPRESOR SECOP BD35F, R134a PARA 2000 Y 2500 RPM

2000Rpm

Variable	Tc Te	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
q_{com} [W]	30	34.81	51.93	70.22	90.03	111.72	135.66	162.21	191.73
	35	31.87	46.81	62.94	80.63	100.24	122.13	146.66	174.20
	40	27.91	40.81	54.95	70.68	88.36	108.36	131.03	156.73
	45	23.53	34.57	46.87	60.79	76.70	94.96	115.92	139.96
	50	19.36	28.69	39.31	51.58	65.88	82.55	101.97	124.49
	55	16.02	23.79	32.88	43.66	56.50	71.75	89.78	110.94
W_{com} [W]	30	17.75	20.43	22.71	24.77	26.80	29.01	31.58	34.71
	35	17.79	21.01	23.82	26.40	28.95	31.67	34.75	38.37
	40	17.93	21.68	25.00	28.09	31.15	34.36	37.92	42.03
	45	18.05	22.30	26.13	29.71	33.25	36.94	40.98	45.55
	50	18.02	22.76	27.07	31.13	35.14	39.29	43.78	48.80
	55	17.71	22.92	27.69	32.21	36.67	41.27	46.20	51.65
η_v	30	0.46	0.55	0.59	0.61	0.62	0.62	0.61	0.60
	35	0.44	0.51	0.55	0.57	0.58	0.58	0.58	0.57
	40	0.40	0.47	0.50	0.53	0.53	0.54	0.54	0.53
	45	0.36	0.42	0.45	0.48	0.49	0.49	0.50	0.50
	50	0.31	0.36	0.40	0.43	0.44	0.45	0.46	0.47
	55	0.27	0.32	0.35	0.38	0.40	0.42	0.44	0.45
η_{com}	30	0.62	0.71	0.75	0.77	0.76	0.72	0.65	0.56
	35	0.63	0.70	0.73	0.74	0.73	0.70	0.65	0.57
	40	0.61	0.66	0.66	0.69	0.66	0.66	0.62	0.57
	45	0.61	0.60	0.63	0.64	0.63	0.62	0.59	0.55
	50	0.51	0.55	0.56	0.58	0.58	0.58	0.56	0.54
	55	0.48	0.50	0.52	0.53	0.54	0.55	0.54	0.52

2500 Rpm

Variable	Tc Te	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
q_{com} [W]	30	48.40	69.03	90.69	114.10	139.97	169.02	201.96	239.51
	35	42.91	61.35	80.77	101.91	125.46	152.15	182.69	217.78
	40	36.44	52.83	70.17	89.18	110.56	135.03	163.30	196.10
	45	29.76	44.25	59.65	76.67	96.02	118.41	144.57	175.20
	50	23.64	36.37	49.97	65.14	82.60	103.07	127.26	155.87
	55	18.82	29.94	41.88	55.36	71.08	89.76	112.12	138.86
W_{com} [W]	30	25.40	28.97	31.83	34.28	36.59	39.05	41.94	45.54
	35	24.18	28.67	32.41	35.70	38.81	42.03	45.65	49.94
	40	23.38	28.72	33.29	37.36	41.21	45.14	49.41	54.33
	45	22.86	29.01	34.33	39.12	43.65	48.22	53.09	58.57
	50	22.49	29.37	35.39	40.84	45.99	51.14	56.55	62.53
	55	22.13	29.69	36.34	42.39	48.10	53.76	59.66	66.08
η_v	30	0.64	0.73	0.76	0.78	0.77	0.77	0.76	0.75
	35	0.60	0.67	0.71	0.72	0.72	0.72	0.72	0.71
	40	0.53	0.61	0.64	0.66	0.67	0.67	0.67	0.67
	45	0.46	0.54	0.58	0.60	0.61	0.62	0.62	0.63
	50	0.38	0.46	0.51	0.54	0.55	0.57	0.58	0.59
	55	0.32	0.40	0.45	0.48	0.50	0.52	0.54	0.56
η_{com}	30	0.60	0.66	0.69	0.70	0.69	0.66	0.61	0.54
	35	0.62	0.67	0.69	0.69	0.68	0.65	0.61	0.55
	40	0.61	0.65	0.65	0.66	0.65	0.63	0.59	0.55
	45	0.56	0.59	0.61	0.61	0.60	0.59	0.57	0.54
	50	0.50	0.54	0.55	0.56	0.56	0.55	0.54	0.52
	55	0.45	0.49	0.50	0.51	0.52	0.52	0.52	0.51

Fuente: Datos según Coolselector@2 de Danfoss. Rendimientos obtenidos a partir de las curvas polinómicas del compresor mediante IPU Compressor BD

TABLA A3.3-3 TABLA DE COMPORTAMIENTO COMPRESOR SECOP BD35F, R134a PARA 3000 Y 3500 RPM

3000 Rpm

Variable	Tc Te	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
q_{com} [W]	30	46.75	70.68	97.49	127.49	160.99	198.30	239.75	285.63
	35	44.38	64.90	88.28	114.82	144.85	178.66	216.58	258.92
	40	39.81	57.29	77.60	101.05	127.95	158.63	193.38	232.53
	45	33.99	48.78	66.39	87.11	111.26	139.15	171.10	207.43
	50	27.86	40.33	55.59	73.94	95.70	121.17	150.69	184.54
	55	22.37	32.88	46.15	62.49	82.22	105.64	133.07	164.83
W_{com} [W]	30	29.81	30.98	33.68	37.49	42.01	46.84	51.57	55.78
	35	29.72	31.74	35.23	39.78	44.98	50.44	55.74	60.48
	40	29.76	32.62	36.90	42.18	48.07	54.15	60.02	65.27
	45	29.80	33.49	38.55	44.56	51.12	57.82	64.25	70.02
	50	29.68	34.20	40.03	46.76	53.99	61.30	68.30	74.56
	55	29.27	34.61	41.21	48.65	56.54	64.46	72.00	78.77
η_v	30	0.75	0.85	0.92	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99
	35	0.74	0.80	0.87	0.92	0.96	0.98	0.98	0.97
	40	0.69	0.74	0.80	0.90	0.89	0.91	0.92	0.92
	45	0.62	0.66	0.71	0.77	0.81	0.84	0.86	0.86
	50	0.53	0.57	0.62	0.68	0.73	0.77	0.80	0.81
	55	0.46	0.49	0.54	0.61	0.67	0.71	0.74	0.76
η_{com}	30	0.52	0.60	0.65	0.67	0.66	0.63	0.58	0.52
	35	0.54	0.60	0.64	0.66	0.65	0.62	0.58	0.53
	40	0.53	0.57	0.60	0.62	0.62	0.61	0.57	0.53
	45	0.50	0.53	0.55	0.57	0.58	0.57	0.55	0.52
	50	0.46	0.47	0.50	0.52	0.53	0.54	0.53	0.51
	55	0.42	0.42	0.45	0.48	0.50	0.51	0.51	0.49

3500 Rpm

Variable	Tc Te	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
q_{com} [W]	30	56.60	80.33	109.75	144.49	184.14	228.34	276.69	328.80
	35	53.13	73.23	98.97	129.98	165.86	206.23	250.71	298.90
	40	47.42	64.23	86.63	114.25	146.69	183.57	224.51	269.12
	45	40.50	54.34	73.74	98.30	127.63	161.36	199.09	240.45
	50	33.35	44.58	61.30	83.14	109.70	140.61	175.47	213.91
	55	27.01	35.94	50.32	69.77	93.90	122.32	154.65	190.51
W_{com} [W]	30	34.26	37.35	41.22	45.67	50.50	55.50	60.48	65.24
	35	34.57	38.37	42.97	48.18	53.79	59.60	65.41	71.03
	40	34.91	39.43	44.78	50.76	57.17	63.81	70.47	76.96
	45	35.12	40.38	46.49	53.26	60.48	67.96	75.48	82.86
	50	35.04	41.04	47.93	55.50	63.55	71.88	80.28	88.56
	55	34.48	41.26	48.94	57.32	66.21	75.41	84.71	93.90
η_v	30	0.75	0.85	0.92	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99
	35	0.74	0.80	0.87	0.92	0.96	0.98	0.98	0.97
	40	0.69	0.74	0.80	0.90	0.89	0.91	0.92	0.92
	45	0.62	0.66	0.71	0.77	0.81	0.84	0.86	0.86
	50	0.53	0.57	0.62	0.68	0.73	0.77	0.80	0.81
	55	0.46	0.49	0.54	0.61	0.67	0.71	0.74	0.76
η_{com}	30	0.52	0.60	0.65	0.67	0.66	0.63	0.58	0.52
	35	0.54	0.60	0.64	0.66	0.65	0.62	0.58	0.53
	40	0.53	0.57	0.60	0.62	0.62	0.61	0.57	0.53
	45	0.50	0.53	0.55	0.57	0.58	0.57	0.55	0.52
	50	0.46	0.47	0.50	0.52	0.53	0.54	0.53	0.51
	55	0.42	0.42	0.45	0.48	0.50	0.51	0.51	0.49

Fuente: Datos según Coolselector@2 de Danfoss. Rendimientos obtenidos a partir de las curvas polinómicas del compresor mediante IPU Compressor BD.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

ANEXO 3.4 SIMULACIÓN DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO DEL REFRIGERADOR, CON LAS CURVAS DEL COMPRESOR EN EL SOFTWARE IMST-ART

En este anexo se presenta los resultados de las simulaciones del ciclo de compresión simple de vapor de refrigerador, realizadas en el software IMST-ART, mediante el cual, se realizó una simulación detallada del sistema, utilizando las dimensiones específicas de los intercambiadores de calor del refrigerador, presentadas en la Tabla 3.2 del capítulo 3.

El condensador, del tipo de tubos y alambre, consta de tubos fabricados e cobre de 4.75 mm, dispuestos en la parte trasera del refrigerador, formando un serpentin de ancho 1.12 m, con un espacio entre tubos de 47.2mm. Los alambres, fabricados también de cobre y de 1 mm de diámetro exterior, están dispuestos transversalmente sobre el serpentin, espaciados 5 mm (Fig. A3.4-1(a)). De otra parte, el evaporador está hecho de tubos de cobre de 7.92 mm de diámetro, que forman un serpentin embebido en las paredes del refrigerador. En un corte longitudinal, este serpentin está dispuesto en 9 filas, con una distancia de 63.6mm según se ilustra en la (Fig. A3.4-1(b)).

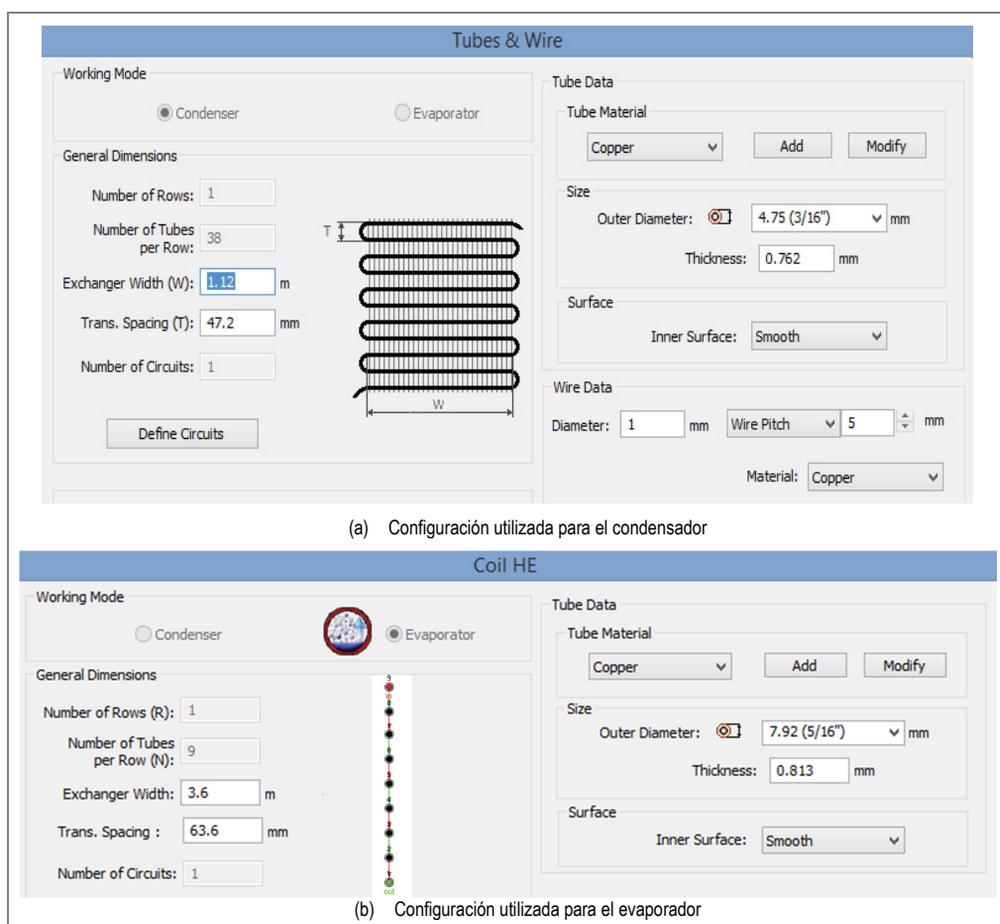


Fig. A3.4-1. Configuraciones utilizadas para el condensador y el evaporador en el software IMST ART.

En relación al compresor, se utilizaron los datos de potencia frigorífica, y potencia eléctrica consumida, previamente presentados en las Tablas del Anexo.3.3, los cuales fueron tomados de la ficha de producto del fabricante, y pueden calcularse también a partir de las curvas del compresor según la Norma EN-12900 y ARI540, proporcionadas también por el fabricante.

Los resultados finalmente obtenidos para las temperaturas de consigna interior de 11 C para diferentes temperaturas exteriores y diferentes frecuencias de giro del compresor se resumen en las Tabla A 3.4-1. Estos resultados se utilizan finalmente en el modelo general del refrigerador con PCM para definir la potencia frigorífica y la potencia eléctrica consumida por el compresor utilizando como variables de entrada la Temperatura exterior (T_{ex}) y la temperatura de consigna interior del refrigerador (T_i).

Tabla A3.4-1. Resultados simulaciones en el software IMST-ART para temperatura de consigna interior 11°C

T_{ex} [°C]	Presiones [kPa]				Temperaturas [°C]										Potencia frigorífica [W]	Potencia eléctrica [W]
	$P_{con,in}$	$P_{con,out}$	$P_{ev,in}$	$P_{ev,out}$	$T_{com,w,in}$	$T_{com,w,out}$	$T_{con,in,sat}$	$T_{con,out,sat}$	$T_{con,w,min}$	$T_{con,w,max}$	$T_{ev,in,sat}$	$T_{ev,w,min}$	$\Delta T_{(con,out,sat - T_{ex})}$	$\Delta (T_i - T_{ev,in,sat})$		
<i>T interior 11°C, Rpm 2000</i>																
25	891	863	280	275	12.0	76.2	63.5	33.0	31.1	56.8	-1.3	-0.6	8.0	12.3	113	36.3
30	1022	995	306	301	11.9	78.0	66.1	38.2	36.2	60.2	1.1	1.7	8.2	9.9	119	40.4
35	1165	1139	331	325	11.5	79.8	68.5	43.3	42.3	63.3	3.4	3.7	8.3	7.6	123	44.7
40	1318	1292	344	338	4.2	75.3	66.0	48.2	47.6	62.3	4.5	4.7	8.2	6.5	120	48.0
<i>T interior 11°C, Rpm 2500</i>																
25	893	865	229	224	12.0	87.1	71.4	33.1	31.2	63.1	-6.7	-5.6	8.1	17.7	114	43.4
30	1025	998	250	245	11.9	88.9	74.3	38.3	36.3	66.7	-4.2	-3.3	8.3	15.2	120	48.4
35	1169	1143	272	266	11.8	91.1	77.2	43.4	42.5	70.4	-2.1	-1.2	8.4	13.1	125	53.7
40	1326	1300	293	287	11.8	93.3	80.1	48.4	47.8	74.0	0.0	0.7	8.4	11.0	128	58.9
<i>T interior 11°C, Rpm 3000</i>																
25	894	866	204	199	12.0	93.7	76.2	33.1	31.2	66.8	-9.7	-8.5	8.1	20.7	115	48.0
30	1026	999	224	219	11.9	95.6	79.3	38.3	36.4	70.7	-7.3	-6.2	8.3	18.3	121	53.6
35	1170	1144	244	238	11.9	97.8	82.3	43.5	42.5	74.5	-5.1	-4.0	8.5	16.1	125	59.3
40	1328	1302	264	257	11.8	100.1	85.4	48.5	47.8	78.2	-3.0	-2.1	8.5	14.0	129	65.2
<i>T interior 11°C, Rpm 3500</i>																
25	895	867	180	174	12.0	100.3	81.0	33.1	31.2	70.6	-12.7	-11.4	8.1	23.7	115	52.5
30	1027	1000	198	192	11.9	102.3	84.3	38.4	36.4	74.7	-10.4	-9.1	8.4	21.4	121	58.7
35	1172	1146	216	210	11.9	104.5	87.4	43.5	42.6	78.6	-8.1	-6.9	8.5	19.1	126	64.9
40	1330	1304	235	228	11.8	106.9	90.7	48.6	47.9	82.5	-6.0	-4.9	8.6	17.0	130	71.5

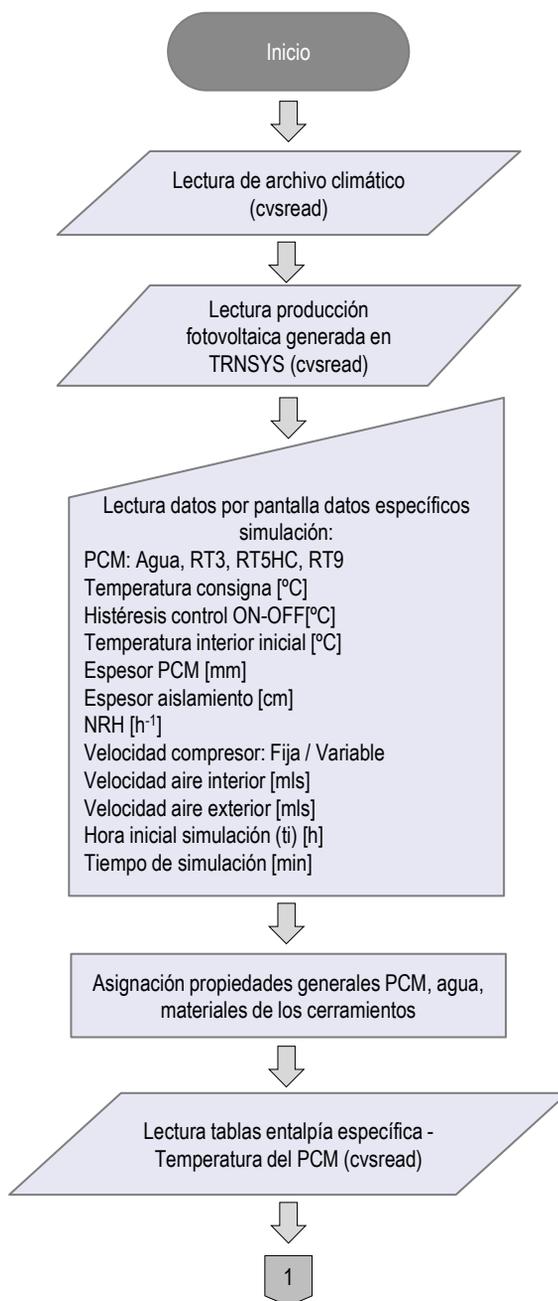
De otra parte los resultado para la temperatura de consigan interior de 5°C, los resultados obtenidos mediante la simulación en el IMST-ART, se resumen en la Tabla A3.4-2.

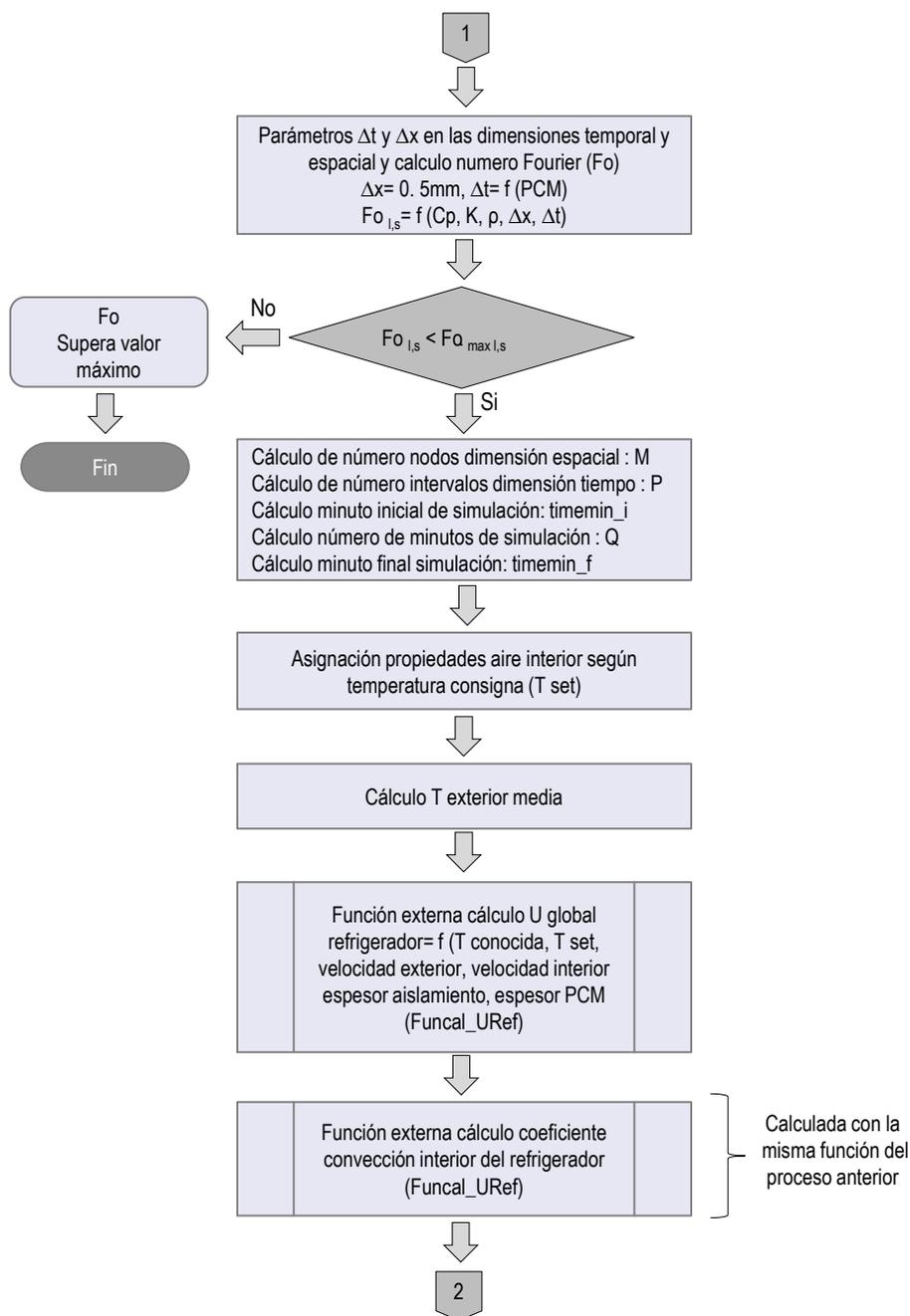
Tabla A3.4-2. Resultados simulaciones en el software IMST-ART para temperatura de consigna interior 5°C

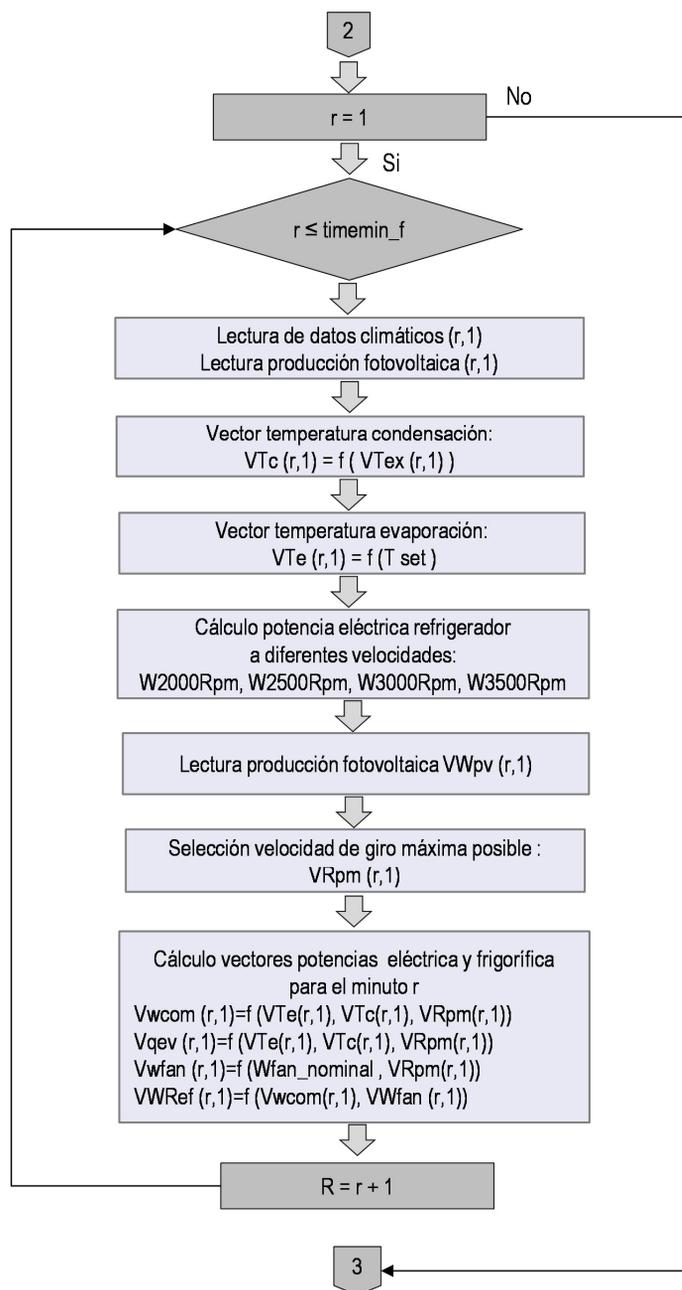
T _{ex} [°C]	Presiones [kPa]				Temperaturas [°C]										Potencia frigorífica [W]	Potencia eléctrica [W]
	P _{con,in}	P _{con,out}	P _{ev,in}	P _{ev,out}	T _{com,w,in}	T _{com,w,out}	T _{con,in,sat}	T _{con,out,sat}	T _{con,w,min}	T _{con,w,max}	T _{ev,in,sat}	T _{ev,w,min}	ΔT(con,out,sat-T _{ex})	Δ(T _i -T _{ev,in,sat})		
<i>T interior 5°C, Rpm 2000</i>																
25	889	862	274	269	6.8	71.4	59.9	32.9	31.1	53.9	-1.9	-1.4	7.9	6.9	110	35.8
30	1020	993	298	292	5.4	71.9	61.4	38.1	36.1	56.4	0.5	0.6	8.1	4.5	114	39.7
35	1154	1129	301	294	0.1	59.0	52.4	42.9	42.0	50.0	0.7	0.7	7.9	4.3	106	41.8
40	1286	1262	302	294	0.1	49.0	49.0	47.3	46.7	48.8	0.8	0.6	7.3	4.2	97	43.3
<i>T interior 5°C, Rpm 2500</i>																
25	892	864	224	219	6.9	82.1	67.8	33.0	31.2	60.2	-7.2	-6.2	8.0	12.2	111	42.9
30	1024	997	245	240	6.7	84.1	70.6	38.3	36.3	63.8	-4.8	-4.0	8.3	9.8	116	47.9
35	1167	1141	266	260	6.6	86.1	73.4	43.4	42.4	67.3	-2.6	-2.0	8.4	7.6	120	52.9
40	1324	1298	288	281	6.4	88.4	76.3	48.4	47.7	70.8	-0.5	-0.3	8.4	5.5	124	58.2
<i>T interior 5°C, Rpm 3000</i>																
25	893	865	200	195	6.9	88.7	72.6	33.1	31.2	64.0	-10.2	-9.0	8.1	15.2	111	47.4
30	1025	998	220	214	6.7	90.7	75.6	38.3	36.3	67.8	-7.8	-6.8	8.3	12.8	117	52.9
35	1169	1143	239	233	6.6	92.8	78.5	43.4	42.5	71.4	-5.6	-4.7	8.4	10.6	121	58.5
40	1326	1301	259	252	6.4	95.1	81.5	48.5	47.8	75.1	-3.5	-2.9	8.5	8.5	124	64.3
<i>T interior 5°C, Rpm 3500</i>																
25	894	866	177	171	6.9	95.4	77.5	33.1	31.2	67.8	-13.2	11.8	8.1	18.2	112	51.9
30	1026	999	195	188	6.7	97.3	80.5	38.4	36.4	71.7	-10.8	-9.5	8.4	15.8	117	57.9
35	1171	1145	212	206	6.6	99.5	83.7	43.5	42.5	75.6	-8.5	-7.4	8.5	13.5	122	64.1
40	1329	1303	231	223	6.5	101.8	86.8	48.5	47.9	79.3	-6.5	-5.5	8.5	11.5	125	70.5

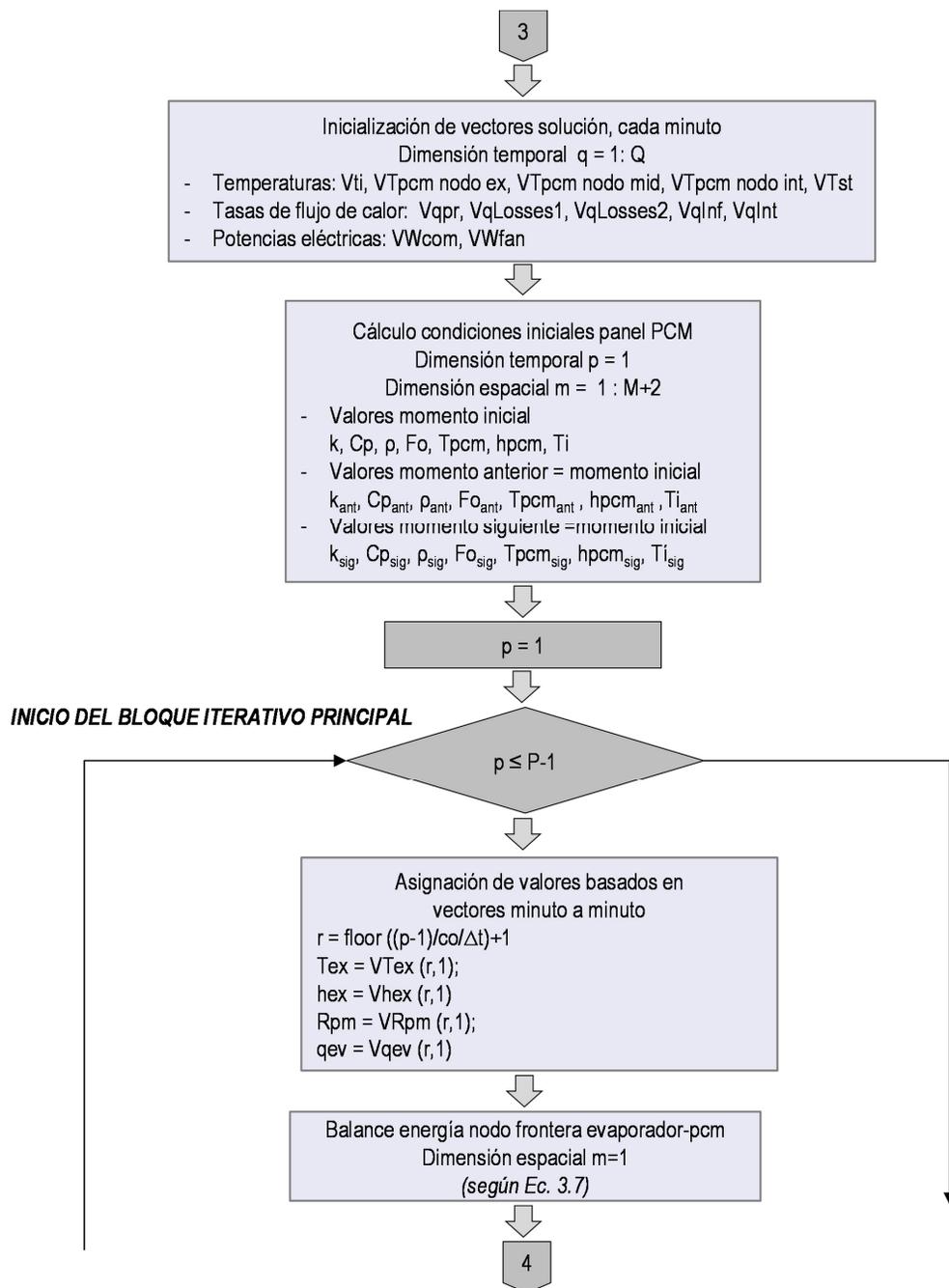
UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

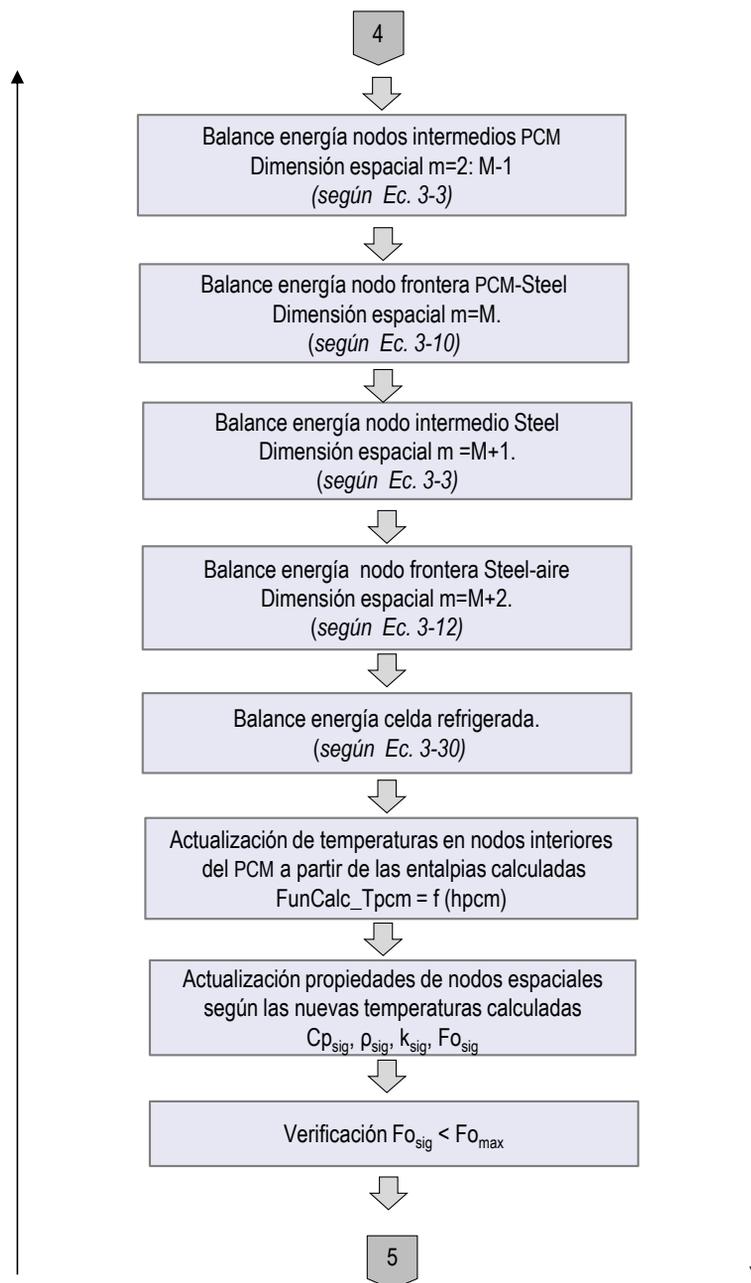
ANEXO 3.5 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA IMPLEMENTADO EN MATLAB

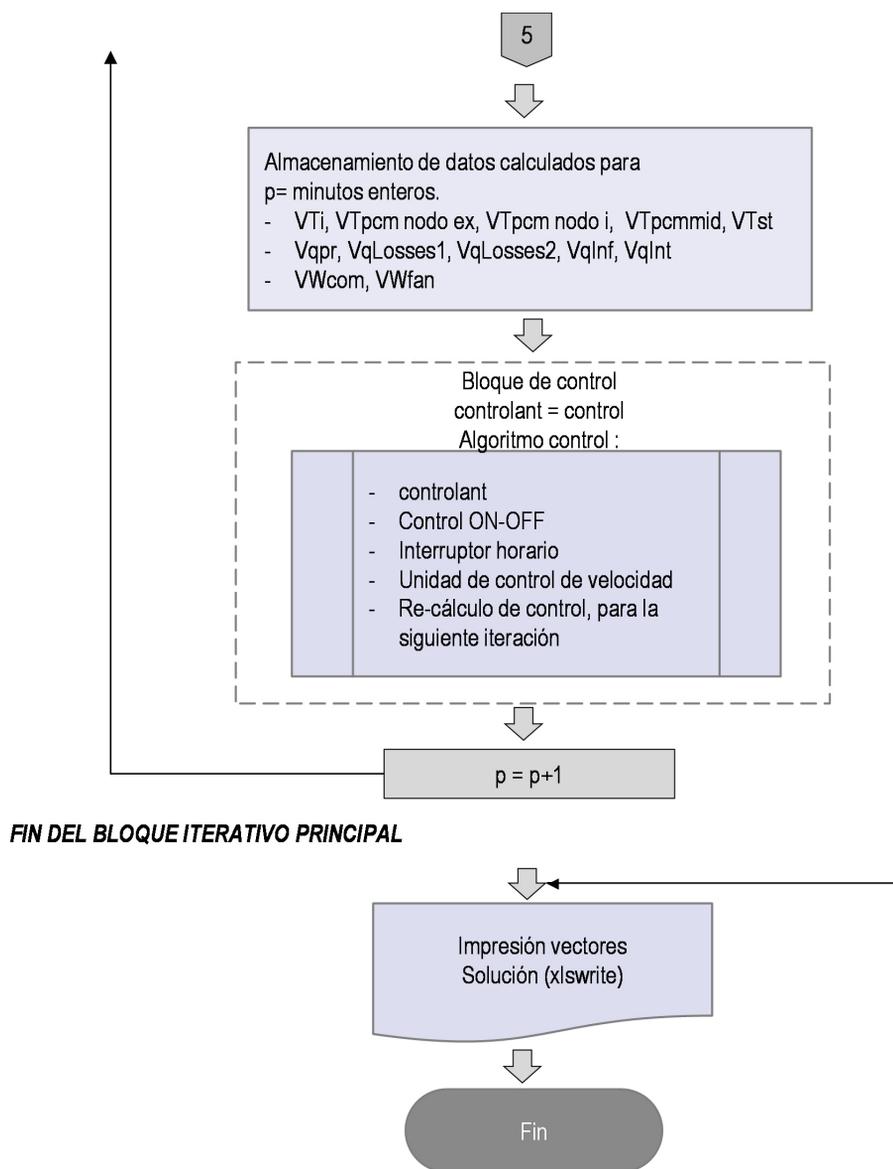












ANEXO 5.1 RESUMEN RESULTADOS SIMULACIONES PARA EL REFRIGERADOR SIN PCMS

ANEXO 5.1.1 RESULTADOS SIMULACIONES SIN PCMS, TEMPERATURA DE CONSIGNA DE 11°C

PCM	T _{ex} [°C]	Espesor panel PCM [mm]	Espesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Rpm [min ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
-	25	0	80	0.25	2000	0.8	3.5	4.33	327	116	2.82	642
-	25	0	80	0.25	2500	0.6	3.5	4.15	313	113	2.78	651
-	25	0	80	0.25	3000	0.5	3.5	4.03	304	109	2.78	649
-	25	0	80	0.25	3500	0.4	3.5	3.95	298	106	2.81	643
-	30	0	80	0.25	2000	3.6	1.0	2.58	366	147	2.49	995
-	30	0	80	0.25	2500	3.3	0.7	2.58	339	140	2.43	1015
-	30	0	80	0.25	3000	3.2	0.6	2.58	326	136	2.40	1031
-	30	0	80	0.25	3500	3.1	0.5	2.58	315	131	2.40	1028

ANEXO 5.1.2 RESULTADOS SIMULACIONES SIN PCMS, TEMPERATURA DE CONSIGNA DE 5°C

PCM	T _{ex} [°C]	Espesor panel PCM [mm]	Espesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Rpm [min ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
-	25	0	80	0.25	2000	3.6	1.2	2.47	392	155	2.52	1027
-	25	0	80	0.25	2500	3.3	0.9	2.47	358	144	2.48	1042
-	25	0	80	0.25	3000	3.2	0.7	2.48	339	137	2.47	1039
-	25	0	80	0.25	3500	3.1	0.6	2.48	328	131	2.49	1034
-	30	0	80	0.25	2000	3.5	1.5	1.97	472	212	2.22	1455
-	30	0	80	0.25	2500	3.0	1.1	1.97	408	188	2.17	1497
-	30	0	80	0.25	3000	2.8	0.8	1.98	376	174	2.16	1491
-	30	0	80	0.25	3500	2.6	0.7	1.97	357	164	2.17	1499

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

ANEXO 5.2 RESULTADOS SIMULACIONES DEL REFRIGERADOR CON PCMs, TEMPERATURA DE CONSIGNA DE 11°C

ANEXO 5.2.1 RESULTADOS SIMULACIONES PARA EL PCM RT9

PCM	T _{ex} [°C]	Espesor panel PCM [mm]	Espesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Rpm [min ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
RT9	25	4	80	0.25	2000	2.4	8.4	10.82	1060	356	2.97	791
RT9	25	6	80	0.25	2000	3.1	10.6	13.67	1350	452	2.99	793
RT9	25	8	80	0.25	2000	3.7	12.7	16.43	1633	549	2.97	802
RT9	25	10	80	0.25	2000	4.4	14.8	19.20	1916	642	2.99	802
RT9	25	12	80	0.25	2000	5.1	17.0	22.07	2208	740	2.98	804
RT9	25	4	80	0.25	2500	2.0	9.1	11.12	1109	380	2.92	820
RT9	25	6	80	0.25	2500	2.6	11.5	14.12	1418	487	2.91	827
RT9	25	8	80	0.25	2500	3.1	13.9	17.00	1712	587	2.92	829
RT9	25	10	80	0.25	2500	3.7	16.2	19.88	2009	688	2.92	830
RT9	25	12	80	0.25	2500	4.2	18.6	22.83	2313	791	2.92	832
RT9	25	4	80	0.25	3000	1.77	9.72	11.48	1160	402	2.89	840
RT9	25	6	80	0.25	3000	2.3	12.4	14.65	1488	515	2.89	843
RT9	25	8	80	0.25	3000	2.7	14.9	17.63	1799	620	2.90	844
RT9	25	10	80	0.25	3000	3.2	17.4	20.65	2113	729	2.90	847
RT9	25	12	80	0.25	3000	3.7	20.0	23.73	2433	838	2.90	847
RT9	25	4	80	0.25	3500	1.6	10.3	11.85	1209	420	2.88	851
RT9	25	6	80	0.25	3500	2.1	13.1	15.17	1558	538	2.90	852
RT9	25	8	80	0.25	3500	2.5	15.8	18.32	1889	652	2.90	854
RT9	25	10	80	0.25	3500	2.9	18.5	21.45	2220	770	2.88	862
RT9	25	12	80	0.25	3500	3.4	21.3	24.68	2558	884	2.89	859
RT9	30	4	80	0.25	2000	9.1	2.9	6.18	1179	454	2.60	1202
RT9	30	6	80	0.25	2000	11.6	3.7	7.88	1515	585	2.59	1213
RT9	30	8	80	0.25	2000	14.1	4.5	9.55	1846	711	2.60	1215
RT9	30	10	80	0.25	2000	16.6	5.3	11.22	2178	840	2.59	1218
RT9	30	12	80	0.25	2000	19.1	6.2	12.95	2523	971	2.60	1219
RT9	30	4	80	0.25	2500	9.1	2.3	6.75	1192	467	2.55	1233
RT9	30	6	80	0.25	2500	11.6	3.0	8.62	1534	604	2.54	1248
RT9	30	8	80	0.25	2500	14.1	3.7	10.43	1866	735	2.54	1253
RT9	30	10	80	0.25	2500	16.6	4.3	12.27	2199	866	2.54	1256
RT9	30	12	80	0.25	2500	19.1	5.0	14.13	2543	1000	2.54	1257
RT9	30	4	80	0.25	3000	9.23	2.02	7.22	1224	483	2.53	1256
RT9	30	6	80	0.25	3000	11.9	2.6	9.27	1580	624	2.53	1264
RT9	30	8	80	0.25	3000	14.4	3.1	11.22	1921	757	2.54	1266
RT9	30	10	80	0.25	3000	16.9	3.7	13.18	2264	894	2.53	1270
RT9	30	12	80	0.25	3000	19.5	4.3	15.18	2619	1035	2.53	1276
RT9	30	4	80	0.25	3500	9.4	1.8	7.65	1263	502	2.51	1278
RT9	30	6	80	0.25	3500	12.2	2.3	9.85	1634	648	2.52	1280
RT9	30	8	80	0.25	3500	14.8	2.8	11.95	1990	789	2.52	1283
RT9	30	10	80	0.25	3500	17.4	3.3	14.03	2346	930	2.52	1286
RT9	30	12	80	0.25	3500	20.0	3.8	16.20	2715	1080	2.51	1295

ANEXO 5.2.2 RESULTADOS DE SIMULACIONES PARA EL PCM RT5HC

PCM	T _{ex} [°C]	Espesor panel PCM [mm]	Espesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Rpm [min ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
RT5HC	25	4	80	0.25	2000	1.7	5.8	7.47	710	243	2.92	780
RT5HC	25	6	80	0.25	2000	1.9	6.5	8.43	806	276	2.92	786
RT5HC	25	8	80	0.25	2000	2.2	7.3	9.40	902	308	2.93	785
RT5HC	25	10	80	0.25	2000	2.4	8.0	10.37	1001	341	2.93	790
RT5HC	25	12	80	0.25	2000	2.6	8.8	11.35	1102	377	2.92	798
RT5HC	25	4	80	0.25	2500	1.5	6.8	8.32	811	284	2.85	821
RT5HC	25	6	80	0.25	2500	1.7	7.6	9.30	914	322	2.84	830
RT5HC	25	8	80	0.25	2500	1.9	8.4	10.30	1017	356	2.86	828
RT5HC	25	10	80	0.25	2500	2.1	9.2	11.33	1125	393	2.86	831
RT5HC	25	12	80	0.25	2500	2.3	10.1	12.38	1235	433	2.85	839
RT5HC	25	4	80	0.25	3000	1.5	7.7	9.18	918	322	2.85	841
RT5HC	25	6	80	0.25	3000	1.6	8.6	10.22	1026	362	2.83	851
RT5HC	25	8	80	0.25	3000	1.8	9.5	11.27	1138	399	2.85	851
RT5HC	25	10	80	0.25	3000	2.0	10.4	12.38	1255	440	2.85	853
RT5HC	25	12	80	0.25	3000	2.2	11.3	13.52	1374	484	2.84	860
RT5HC	25	4	80	0.25	3500	1.4	8.7	10.07	1027	362	2.84	862
RT5HC	25	6	80	0.25	3500	1.6	9.6	11.17	1145	405	2.83	870
RT5HC	25	8	80	0.25	3500	1.7	10.6	12.28	1264	443	2.85	866
RT5HC	25	10	80	0.25	3500	1.9	11.6	13.47	1392	491	2.84	874
RT5HC	25	12	80	0.25	3500	2.1	12.6	14.68	1522	534	2.85	872
RT5HC	30	4	80	0.25	2000	6.1	2.0	4.17	778	304	2.56	1191
RT5HC	30	6	80	0.25	2000	7.0	2.3	4.70	884	348	2.54	1203
RT5HC	30	8	80	0.25	2000	7.8	2.5	5.23	993	392	2.53	1212
RT5HC	30	10	80	0.25	2000	8.6	2.8	5.78	1102	434	2.54	1212
RT5HC	30	12	80	0.25	2000	9.4	3.1	6.35	1213	477	2.54	1215
RT5HC	30	4	80	0.25	2500	6.6	1.7	4.90	853	340	2.51	1230
RT5HC	30	6	80	0.25	2500	7.4	2.0	5.48	963	386	2.49	1247
RT5HC	30	8	80	0.25	2500	8.3	2.2	6.08	1077	432	2.49	1255
RT5HC	30	10	80	0.25	2500	9.1	2.4	6.72	1192	479	2.49	1258
RT5HC	30	12	80	0.25	2500	10.0	2.7	7.35	1312	525	2.50	1260
RT5HC	30	4	80	0.25	3000	7.3	1.6	5.63	949	380	2.50	1257
RT5HC	30	6	80	0.25	3000	8.1	1.8	6.27	1065	431	2.47	1281
RT5HC	30	8	80	0.25	3000	9.0	2.0	6.95	1187	479	2.48	1281
RT5HC	30	10	80	0.25	3000	9.9	2.2	7.63	1311	530	2.47	1292
RT5HC	30	12	80	0.25	3000	10.8	2.4	8.35	1441	578	2.49	1286
RT5HC	30	4	80	0.25	3500	7.9	1.6	6.37	1054	424	2.48	1287
RT5HC	30	6	80	0.25	3500	8.8	1.7	7.08	1177	475	2.48	1296
RT5HC	30	8	80	0.25	3500	9.7	1.9	7.82	1306	526	2.48	1297
RT5HC	30	10	80	0.25	3500	10.7	2.1	8.58	1441	581	2.48	1306
RT5HC	30	12	80	0.25	3500	11.7	2.3	9.37	1582	641	2.47	1317

ANEXO 5.2.3 RESULTADOS SIMULACIONES PARA EL AGUA

PCM	T _{ex} [°C]	Espesor panel PCM [mm]	Espesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Rpm [min ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
Agua	25	4	80	0.25	2000	2.0	6.2	8.10	759	270	2.81	801
Agua	25	6	80	0.25	2000	2.4	7.6	9.95	941	336	2.80	809
Agua	25	8	80	0.25	2000	2.8	8.9	11.70	1106	396	2.79	813
Agua	25	10	80	0.25	2000	3.2	10.1	13.35	1264	452	2.80	813
Agua	25	12	80	0.25	2000	3.6	11.3	14.92	1419	508	2.79	817
Agua	25	4	80	0.25	2500	1.6	6.5	8.05	764	279	2.74	831
Agua	25	6	80	0.25	2500	1.9	8.0	9.95	951	348	2.73	839
Agua	25	8	80	0.25	2500	2.3	9.4	11.68	1122	411	2.73	844
Agua	25	10	80	0.25	2500	2.6	10.7	13.33	1282	471	2.72	847
Agua	25	12	80	0.25	2500	2.9	12.0	14.93	1437	525	2.74	843
Agua	25	4	80	0.25	3000	1.3	6.8	8.13	778	283	2.75	834
Agua	25	6	80	0.25	3000	1.7	8.4	10.07	972	354	2.74	845
Agua	25	8	80	0.25	3000	2.0	9.9	11.85	1147	422	2.72	855
Agua	25	10	80	0.25	3000	2.3	11.3	13.52	1312	480	2.74	852
Agua	25	12	80	0.25	3000	2.5	12.6	15.12	1473	540	2.72	858
Agua	25	4	80	0.25	3500	1.2	7.1	8.25	797	291	2.74	847
Agua	25	6	80	0.25	3500	1.5	8.8	10.23	998	366	2.73	858
Agua	25	8	80	0.25	3500	1.8	10.3	12.03	1179	433	2.73	863
Agua	25	10	80	0.25	3500	2.0	11.8	13.75	1349	495	2.73	864
Agua	25	12	80	0.25	3500	2.2	13.2	15.38	1513	557	2.72	870
Agua	30	4	80	0.25	2000	6.9	2.4	4.50	868	357	2.43	1244
Agua	30	6	80	0.25	2000	8.5	2.9	5.55	1073	442	2.43	1249
Agua	30	8	80	0.25	2000	10.0	3.5	6.50	1261	519	2.43	1249
Agua	30	10	80	0.25	2000	11.4	4.0	7.40	1441	591	2.44	1248
Agua	30	12	80	0.25	2000	12.7	4.4	8.27	1616	664	2.44	1254
Agua	30	4	80	0.25	2500	6.6	1.8	4.75	839	351	2.39	1280
Agua	30	6	80	0.25	2500	8.2	2.3	5.88	1042	437	2.38	1288
Agua	30	8	80	0.25	2500	9.6	2.7	6.92	1227	514	2.39	1285
Agua	30	10	80	0.25	2500	11.0	3.1	7.88	1404	587	2.39	1288
Agua	30	12	80	0.25	2500	12.3	3.4	8.82	1572	658	2.39	1289
Agua	30	4	80	0.25	3000	6.5	1.5	4.98	836	351	2.38	1294
Agua	30	6	80	0.25	3000	8.1	1.9	6.20	1041	439	2.37	1299
Agua	30	8	80	0.25	3000	9.5	2.3	7.27	1230	519	2.37	1310
Agua	30	10	80	0.25	3000	10.9	2.6	8.28	1407	592	2.38	1308
Agua	30	12	80	0.25	3000	12.2	2.9	9.28	1576	665	2.37	1309
Agua	30	4	80	0.25	3500	6.6	1.3	5.22	842	356	2.37	1303
Agua	30	6	80	0.25	3500	8.1	1.7	6.47	1054	445	2.37	1312
Agua	30	8	80	0.25	3500	9.6	2.0	7.60	1245	525	2.37	1314
Agua	30	10	80	0.25	3500	10.9	2.3	8.67	1425	605	2.36	1328
Agua	30	12	80	0.25	3500	12.3	2.5	9.72	1597	676	2.36	1324

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

ANEXO 5.3 RESULTADOS SIMULACIONES DEL REFRIGERADOR CON PCMs, TEMPERATURA DE CONSIGNA DE 5°C

ANEXO 5.3.1 RESULTADOS SIMULACIONES PARA EL PCM RT5HC

PCM	T _{ex} [°C]	Espesor panel PCM [mm]	Espesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Rpm [min ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
RT5HC	25	4	80	0.25	2000	20.1	7.5	12.62	2615	1002	2.61	1195
RT5HC	25	6	80	0.25	2000	30.0	11.2	18.83	3896	1494	2.61	1195
RT5HC	25	8	80	0.25	2000	39.9	14.8	25.05	5176	1982	2.61	1192
RT5HC	25	10	80	0.25	2000	49.8	18.5	31.22	6464	2476	2.61	1194
RT5HC	25	12	80	0.25	2000	59.7	22.2	37.42	7755	2970	2.61	1195
RT5HC	25	4	80	0.25	2500	18.2	5.4	12.82	2376	929	2.56	1222
RT5HC	25	6	80	0.25	2500	27.2	8.1	19.12	3542	1387	2.55	1225
RT5HC	25	8	80	0.25	2500	36.1	10.7	25.37	4698	1840	2.55	1225
RT5HC	25	10	80	0.25	2500	45.0	13.3	31.63	5854	2290	2.56	1223
RT5HC	25	12	80	0.25	2500	53.9	16.0	37.90	7018	2749	2.55	1224
RT5HC	25	4	80	0.25	3000	17.3	4.4	12.92	2257	888	2.54	1235
RT5HC	25	6	80	0.25	3000	25.8	6.5	19.32	3365	1320	2.55	1229
RT5HC	25	8	80	0.25	3000	34.3	8.6	25.65	4467	1753	2.55	1228
RT5HC	25	10	80	0.25	3000	42.7	10.7	31.98	5571	2188	2.55	1230
RT5HC	25	12	80	0.25	3000	51.1	12.8	38.28	6677	2624	2.54	1232
RT5HC	25	4	80	0.25	3500	16.7	3.6	13.03	2184	859	2.54	1237
RT5HC	25	6	80	0.25	3500	24.9	5.4	19.45	3252	1280	2.54	1236
RT5HC	25	8	80	0.25	3500	33.0	7.2	25.83	4317	1694	2.55	1231
RT5HC	25	10	80	0.25	3500	41.2	9.0	32.22	5387	2120	2.54	1235
RT5HC	25	12	80	0.25	3500	49.3	10.8	38.58	6459	2545	2.54	1238
RT5HC	30	4	80	0.25	2000	20.2	10.1	10.08	3260	1435	2.27	1708
RT5HC	30	6	80	0.25	2000	30.1	15.1	15.07	4863	2142	2.27	1707
RT5HC	30	8	80	0.25	2000	40.1	20.0	20.03	6469	2851	2.27	1708
RT5HC	30	10	80	0.25	2000	50.0	25.0	25.05	8073	3557	2.27	1706
RT5HC	30	12	80	0.25	2000	60.0	30.0	30.00	9696	4271	2.27	1708
RT5HC	30	4	80	0.25	2500	17.1	6.8	10.25	2767	1242	2.23	1747
RT5HC	30	6	80	0.25	2500	25.4	10.1	15.30	4114	1846	2.23	1742
RT5HC	30	8	80	0.25	2500	33.8	13.5	20.30	5464	2454	2.23	1744
RT5HC	30	10	80	0.25	2500	42.1	16.8	25.33	6813	3061	2.23	1744
RT5HC	30	12	80	0.25	2500	50.5	20.2	30.37	8169	3669	2.23	1743
RT5HC	30	4	80	0.25	3000	15.6	5.3	10.35	2538	1143	2.22	1756
RT5HC	30	6	80	0.25	3000	23.3	7.9	15.48	3783	1703	2.22	1752
RT5HC	30	8	80	0.25	3000	31.0	10.4	20.55	5021	2264	2.22	1754
RT5HC	30	10	80	0.25	3000	38.6	13.0	25.60	6260	2821	2.22	1753
RT5HC	30	12	80	0.25	3000	46.3	15.6	30.67	7503	3381	2.22	1755
RT5HC	30	4	80	0.25	3500	14.8	4.3	10.43	2401	1087	2.21	1768
RT5HC	30	6	80	0.25	3500	22.0	6.4	15.60	3576	1615	2.21	1761
RT5HC	30	8	80	0.25	3500	29.2	8.5	20.72	4746	2144	2.21	1760
RT5HC	30	10	80	0.25	3500	36.5	10.6	25.83	5921	2677	2.21	1762
RT5HC	30	12	80	0.25	3500	43.7	12.8	30.95	7098	3210	2.21	1763

ANEXO 5.3.2 RESULTADOS SIMULACIONES PARA EL PCM RT3HC

PCM	T _{ex} [°C]	Espesor panel PCM [mm]	Espesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Rpm [min ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
RT3HC	25	4	80	0.25	2000	12.7	5.1	7.63	1733	672	2.58	1269
RT3HC	25	6	80	0.25	2000	17.2	6.9	10.33	2365	915	2.58	1274
RT3HC	25	8	80	0.25	2000	21.9	8.8	13.08	3022	1171	2.58	1282
RT3HC	25	10	80	0.25	2000	26.8	10.9	15.97	3717	1441	2.58	1289
RT3HC	25	12	80	0.25	2000	32.0	13.0	18.98	4444	1721	2.58	1292
RT3HC	25	4	80	0.25	2500	12.1	3.9	8.27	1667	660	2.52	1306
RT3HC	25	6	80	0.25	2500	16.4	5.3	11.12	2258	896	2.52	1314
RT3HC	25	8	80	0.25	2500	20.7	6.7	14.03	2865	1135	2.52	1317
RT3HC	25	10	80	0.25	2500	25.2	8.1	17.07	3504	1388	2.52	1322
RT3HC	25	12	80	0.25	2500	30.0	9.7	20.27	4181	1656	2.52	1326
RT3HC	25	4	80	0.25	3000	12.0	3.3	8.77	1660	658	2.52	1314
RT3HC	25	6	80	0.25	3000	16.2	4.4	11.78	2247	894	2.51	1325
RT3HC	25	8	80	0.25	3000	20.4	5.6	14.83	2844	1130	2.52	1329
RT3HC	25	10	80	0.25	3000	24.8	6.8	18.00	3466	1377	2.52	1332
RT3HC	25	12	80	0.25	3000	29.4	8.1	21.33	4124	1640	2.51	1337
RT3HC	25	4	80	0.25	3500	12.0	2.9	9.18	1672	667	2.50	1331
RT3HC	25	6	80	0.25	3500	16.3	3.8	12.40	2265	902	2.51	1332
RT3HC	25	8	80	0.25	3500	20.5	4.9	15.58	2862	1140	2.51	1338
RT3HC	25	10	80	0.25	3500	24.8	5.9	18.88	3482	1386	2.51	1341
RT3HC	25	12	80	0.25	3500	29.4	7.0	22.37	4134	1643	2.52	1342
RT3HC	30	4	80	0.25	2000	13.2	7.0	6.15	2223	992	2.24	1807
RT3HC	30	6	80	0.25	2000	18.3	9.8	8.50	3102	1383	2.24	1813
RT3HC	30	8	80	0.25	2000	23.6	12.7	10.90	4004	1785	2.24	1819
RT3HC	30	10	80	0.25	2000	29.1	15.7	13.40	4955	2208	2.24	1824
RT3HC	30	12	80	0.25	2000	34.8	18.8	15.97	5954	2655	2.24	1832
RT3HC	30	4	80	0.25	2500	11.6	4.9	6.65	1957	888	2.20	1843
RT3HC	30	6	80	0.25	2500	15.9	6.8	9.08	2695	1226	2.20	1854
RT3HC	30	8	80	0.25	2500	20.3	8.7	11.58	3464	1575	2.20	1862
RT3HC	30	10	80	0.25	2500	24.9	10.7	14.20	4261	1936	2.20	1865
RT3HC	30	12	80	0.25	2500	29.7	12.8	16.90	5099	2319	2.20	1872
RT3HC	30	4	80	0.25	3000	11.0	4.0	7.05	1871	853	2.19	1858
RT3HC	30	6	80	0.25	3000	15.0	5.4	9.60	2563	1168	2.19	1865
RT3HC	30	8	80	0.25	3000	19.2	7.0	12.20	3275	1494	2.19	1872
RT3HC	30	10	80	0.25	3000	23.4	8.5	14.90	4019	1834	2.19	1879
RT3HC	30	12	80	0.25	3000	27.9	10.2	17.72	4799	2189	2.19	1883
RT3HC	30	4	80	0.25	3500	10.8	3.4	7.38	1834	839	2.19	1873
RT3HC	30	6	80	0.25	3500	14.7	4.6	10.08	2512	1146	2.19	1874
RT3HC	30	8	80	0.25	3500	18.7	5.9	12.77	3203	1466	2.18	1887
RT3HC	30	10	80	0.25	3500	22.8	7.2	15.57	3917	1794	2.18	1892
RT3HC	30	12	80	0.25	3500	27.1	8.6	18.48	4673	2139	2.18	1897

ANEXO 5.3.4 RESULTADOS SIMULACIONES PARA EL AGUA

PCM	T _{ex} [°C]	Espesor panel PCM [mm]	Espesor Aislamiento [mm]	NRH [h ⁻¹]	Rpm [min ⁻¹]	Tiempo de Ciclo [h]	Tiempo ON [h]	Tiempo OFF [h]	Q _{sys} [kJ/ciclo]	E _{sys} [kJ/ciclo]	COP _{sys} [-]	Consumo diario electricidad [kJ/día]
Agua	25	4	80	0.25	2000	7.3	3.1	4.23	962	400	2.40	1317
Agua	25	6	80	0.25	2000	8.8	3.7	5.15	1164	481	2.42	1307
Agua	25	8	80	0.25	2000	10.3	4.2	6.03	1355	553	2.45	1292
Agua	25	10	80	0.25	2000	11.7	4.8	6.88	1540	625	2.47	1285
Agua	25	12	80	0.25	2000	13.0	5.3	7.68	1720	696	2.47	1284
Agua	25	4	80	0.25	2500	7.1	2.7	4.43	940	446	2.11	1510
Agua	25	6	80	0.25	2500	8.4	3.1	5.38	1119	513	2.18	1460
Agua	25	8	80	0.25	2500	9.7	3.5	6.27	1294	583	2.22	1438
Agua	25	10	80	0.25	2500	11.0	3.9	7.12	1460	650	2.25	1421
Agua	25	12	80	0.25	2500	12.2	4.3	7.95	1623	715	2.27	1406
Agua	25	4	80	0.25	3000	7.1	2.5	4.63	950	494	1.92	1666
Agua	25	6	80	0.25	3000	8.4	2.8	5.60	1124	560	2.01	1598
Agua	25	8	80	0.25	3000	9.7	3.2	6.50	1289	627	2.06	1559
Agua	25	10	80	0.25	3000	10.9	3.5	7.37	1450	693	2.09	1533
Agua	25	12	80	0.25	3000	12.0	3.8	8.20	1607	759	2.12	1517
Agua	25	4	80	0.25	3500	7.2	2.4	4.78	958	544	1.76	1825
Agua	25	6	80	0.25	3500	8.4	2.7	5.72	1123	613	1.83	1754
Agua	25	8	80	0.25	3500	9.5	3.0	6.58	1277	678	1.88	1707
Agua	25	10	80	0.25	3500	10.7	3.2	7.43	1431	743	1.93	1672
Agua	25	12	80	0.25	3500	11.8	3.5	8.23	1579	812	1.94	1656
Agua	30	4	80	0.25	2000	7.4	4.1	3.33	1212	564	2.15	1830
Agua	30	6	80	0.25	2000	9.0	4.9	4.08	1475	682	2.16	1819
Agua	30	8	80	0.25	2000	10.5	5.7	4.80	1724	793	2.17	1810
Agua	30	10	80	0.25	2000	12.0	6.5	5.47	1962	902	2.18	1808
Agua	30	12	80	0.25	2000	13.4	7.3	6.12	2197	1008	2.18	1808
Agua	30	4	80	0.25	2500	6.7	3.2	3.50	1100	563	1.96	2026
Agua	30	6	80	0.25	2500	8.0	3.7	4.27	1318	663	1.99	1990
Agua	30	8	80	0.25	2500	9.3	4.3	4.98	1525	758	2.01	1967
Agua	30	10	80	0.25	2500	10.5	4.8	5.67	1728	853	2.03	1956
Agua	30	12	80	0.25	2500	11.6	5.3	6.32	1921	945	2.03	1949
Agua	30	4	80	0.25	3000	6.5	2.9	3.67	1083	605	1.79	2221
Agua	30	6	80	0.25	3000	7.7	3.3	4.43	1281	696	1.84	2160
Agua	30	8	80	0.25	3000	8.9	3.8	5.15	1475	791	1.86	2133
Agua	30	10	80	0.25	3000	10.0	4.2	5.85	1658	875	1.89	2101
Agua	30	12	80	0.25	3000	11.1	4.6	6.52	1839	963	1.91	2086
Agua	30	4	80	0.25	3500	6.6	2.7	3.87	1097	663	1.65	2418
Agua	30	6	80	0.25	3500	7.8	3.1	4.67	1290	753	1.71	2332
Agua	30	8	80	0.25	3500	8.8	3.4	5.37	1465	838	1.75	2286
Agua	30	10	80	0.25	3500	9.8	3.8	6.03	1638	928	1.77	2265
Agua	30	12	80	0.25	3500	10.8	4.2	6.67	1805	1017	1.77	2254

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

ANEXO 6.1 DATOS CLIMÁTICOS MEDIOS MENSUALES*ANEXO 6.1.1 DATOS CLIMÁTICOS MENSUALES PRINCIPALES PARA KISUMU (KENIA)*

Mes	Temperatura seca [°C]	Humedad relativa [%]	Irradiación horizontal difusa [kWh/m ² .dia]	Irradiación horizontal difusa [kJ/m ² .dia]	Irradiación horizontal global [kWh/m ² .dia]	Irradiación horizontal global [kJ/m ² .dia]
Ene.	23.83	61.24	2.28	8,199	5.93	21,363
Feb	24.03	63.57	2.28	8,198	6.20	22,334
Mar.	23.18	70.95	2.53	9,112	6.05	21,766
Abr.	23.45	73.05	2.62	9,437	5.41	19,475
Ma.	22.34	78.54	2.47	8,880	5.24	18,852
Jun.	22.05	73.92	2.35	8,449	5.28	19,005
Jul.	21.63	70.66	2.46	8,872	5.34	19,233
Ago.	22.07	69.31	2.54	9,132	5.70	20,529
Sep.	22.92	64.93	2.55	9,192	5.98	21,512
Oct.	23.01	68.84	2.71	9,765	5.81	20,930
Nov.	23.15	68.73	2.66	9,594	5.40	19,450
Dic.	23.43	68.04	2.43	8,738	5.70	20,504
Media anual	22.91	69.35	2.49	8,968	5.67	20,403
Max	24.03	78.54	2.71	9765	6.20	22,334
Min	21.63	61.24	2.28	8198	5.24	18,852
Desviación estándar	0.72	4.51	0.14	489	0.32	1138
Mes Max	Febrero				Febrero	
Mes Min	Julio				Mayo	

ANEXO 6.1.2 DATOS CLIMÁTICOS MENSUALES PRINCIPALES PARA GUANTÁNAMO (CUBA)

Mes	Temperatura seca [°C]	Humedad relativa [%]	Irradiación horizontal difusa [kWh/m ² .dia]	Irradiación horizontal difusa [kJ/m ² .dia]	Irradiación horizontal global [kWh/m ² .dia]	Irradiación horizontal global [kJ/m ² .dia]
Ene.	24.20	70.12	1.438	5,178	4.41	15,880
Feb	24.75	64.44	1.512	5,442	5.37	19,349
Mar.	25.50	60.80	1.91	6,860	5.95	21,433
Abr.	25.96	63.39	2.31	8,307	6.46	23,240
Ma.	26.95	72.01	2.68	9,641	6.09	21,923
Jun.	28.09	72.54	2.69	9,679	6.00	21,585
Jul.	28.95	67.58	2.59	9,307	6.43	23,142
Ago.	28.44	69.65	2.41	8,674	6.24	22,453
Sep.	28.07	77.42	2.35	8,476	5.65	20,356
Oct.	27.39	75.25	1.86	6,691	4.95	17,824
Nov.	26.67	70.24	1.60	5,771	4.44	15,978
Dic.	25.05	66.30	1.40	5,057	4.11	14,791
Media anual	26.68	69.16	2.06	7,433	5.51	19,828
Max	28.95	77.42	2.69	9679	6.46	23,240
Min	24.20	60.80	1.40	5057	4.11	14,791
Desviación estándar	1.57	4.89	0.50	1788	0.84	3013
Mes Max	Julio				Abril	
Mes Min	Enero				Diciembre	

ANEXO 6.1.3 DATOS CLIMÁTICOS MENSUALES PRINCIPALES PARA JESSORE (BANGLADESH)

Mes	Temperatura seca [°C]	Humedad relativa [%]	Irradiación horizontal difusa [kWh/m ² .día]	Irradiación horizontal difusa [kJ/m ² .día]	Irradiación horizontal global [kWh/m ² .día]	Irradiación horizontal global [kJ/m ² .día]
Ene.	17.98	78.96	1.660	5,975	4.21	15,144
Feb	21.79	69.63	2.262	8,143	4.87	17,529
Mar.	25.89	65.53	2.75	9,885	5.54	19,956
Abr.	28.95	71.36	3.35	12,065	6.11	21,998
Ma.	29.31	74.02	3.70	13,316	5.80	20,886
Jun.	28.89	85.44	3.58	12,878	4.93	17,749
Jul.	28.53	88.98	3.42	12,295	4.67	16,805
Ago.	28.82	86.18	3.10	11,144	4.58	16,497
Sep.	28.42	85.56	2.76	9,932	4.40	15,829
Oct.	27.31	80.13	2.20	7,929	4.66	16,774
Nov.	23.66	75.55	1.66	5,959	4.12	14,842
Dic.	19.87	71.17	1.37	4,942	4.16	14,960
Media anual	25.80	77.76	2.65	9,543	4.84	17,411
Max	29.31	88.98	3.70	13316	6.11	21,998
Min	17.98	65.53	1.37	4942	4.12	14,842
Desviación estándar	3.81	7.32	0.78	2790	0.63	2265
Mes Max	Mayo				Abril	
Mes Min	Enero				Noviembre	

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

ANEXO 6.2 PRODUCCIÓN FOTOVOLTAICA MEDIA MENSUAL

Mes	Kenia			Cuba			Bangladesh		
	Mod. 80Wp	Mod. 100Wp	Mod. 150Wp	Mod. 80Wp	Mod. 100Wp	Mod. 150Wp	Mod. 80Wp	Mod. 100Wp	Mod. 150Wp
Producción fotovoltaica media [kWh / m ² -día]									
Ene.	0.60	0.73	0.74	0.54	0.66	0.67	0.48	0.58	0.60
Feb.	0.63	0.77	0.77	0.63	0.77	0.77	0.52	0.63	0.64
Mar.	0.62	0.75	0.76	0.64	0.79	0.79	0.55	0.67	0.68
Abr.	0.55	0.67	0.68	0.65	0.80	0.80	0.57	0.70	0.70
Ma.	0.54	0.65	0.66	0.59	0.72	0.73	0.53	0.65	0.66
Jun.	0.54	0.66	0.67	0.57	0.69	0.70	0.46	0.55	0.57
Julio	0.55	0.66	0.67	0.61	0.74	0.75	0.44	0.53	0.54
Ago.	0.58	0.70	0.71	0.61	0.75	0.75	0.44	0.53	0.54
Sep.	0.61	0.75	0.75	0.58	0.71	0.71	0.43	0.52	0.53
Oct.	0.59	0.72	0.73	0.54	0.66	0.67	0.47	0.58	0.59
Nov.	0.55	0.67	0.68	0.53	0.64	0.65	0.46	0.55	0.57
Dic.	0.57	0.69	0.70	0.51	0.62	0.63	0.49	0.59	0.60
Total anual [kWh]	136.99	180.90	265.75	138.39	183.34	268.93	115.61	152.26	224.74
Media anual [kWh/m ² -día]	0.58	0.70	0.71	0.58	0.71	0.72	0.49	0.59	0.60
Producción fotovoltaica media [kJ / m ² -día]									
Ene.	2,156	2,631	2,660	1,949	2,369	2,401	1,742	2,101	2,142
Feb.	2,258	2,756	2,783	2,257	2,756	2,782	1,867	2,267	2,303
Mar.	2,216	2,700	2,730	2,321	2,834	2,859	1,984	2,417	2,450
Abr.	1,985	2,411	2,446	2,349	2,870	2,897	2,045	2,503	2,533
Ma.	1,935	2,346	2,384	2,114	2,579	2,611	1,905	2,323	2,359
Jun.	1,946	2,360	2,398	2,036	2,483	2,516	1,653	1,997	2,042
Julio	1,974	2,391	2,430	2,180	2,664	2,696	1,586	1,914	1,959
Ago.	2,071	2,519	2,553	2,198	2,685	2,715	1,574	1,902	1,944
Sep.	2,203	2,688	2,717	2,081	2,546	2,574	1,551	1,879	1,918
Oct.	2,123	2,587	2,618	1,933	2,371	2,395	1,704	2,079	2,112
Nov.	1,989	2,413	2,450	1,899	2,312	2,344	1,652	1,998	2,036
Dic.	2,045	2,489	2,521	1,840	2,233	2,267	1,749	2,112	2,152
Total anual [kJ]	493,159	651,250	956,696	498,191	660,013	968,132	416,181	548,128	809,071
Media anual [kJ/m ² -día]	2074	2523	2556	2095	2557	2587	1750	2123	2162
Eficiencia media mensual [%]									
Ene.	11.4%	13.9%	14.0%	10.3%	12.5%	12.7%	9.2%	11.1%	11.3%
Feb.	11.0%	13.4%	13.6%	11.0%	13.4%	13.6%	9.1%	11.0%	11.2%
Mar.	10.5%	12.8%	12.9%	11.0%	13.4%	13.5%	9.4%	11.4%	11.6%
Abr.	10.0%	12.2%	12.3%	11.9%	14.5%	14.6%	10.3%	12.6%	12.8%
Ma.	9.7%	11.8%	11.9%	10.6%	12.9%	13.1%	9.5%	11.6%	11.8%
Jun.	9.5%	11.5%	11.7%	9.9%	12.1%	12.3%	8.0%	9.7%	9.9%
Julio	9.6%	11.6%	11.8%	10.6%	12.9%	13.1%	7.7%	9.3%	9.5%
Ago.	9.7%	11.8%	12.0%	10.3%	12.6%	12.7%	7.4%	8.9%	9.1%
Sep.	10.3%	12.6%	12.7%	9.7%	11.9%	12.0%	7.3%	8.8%	9.0%
Oct.	10.7%	13.0%	13.2%	9.7%	11.9%	12.1%	8.6%	10.5%	10.6%
Nov.	11.2%	13.6%	13.8%	10.7%	13.0%	13.2%	9.3%	11.2%	11.5%
Dic.	11.3%	13.7%	13.9%	10.1%	12.3%	12.5%	9.6%	11.6%	11.9%
Media anual	10.4%	12.6%	12.8%	10.5%	12.8%	12.9%	8.8%	10.6%	10.8%

Mod.: Módulo fotovoltaico

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

ANEXO 6.3 COMPARACIÓN DE COSTES SISTEMA FOTOVOLTAICO DEL REFRIGERADOR SIN PCMs Y EL REFRIGERADOR CON PCMs SIN BATERÍAS ELÉCTRICAS, AUMENTANDO EL CAMPO DE CAPTACIÓN FOTOVOLTAICO

Descripción	Unidad	Costes sin PCMs						Coste con PCMs					
		Cantidad	Coste unitario material (€)	Coste material (€)	Coste instalación (€)	Vida útil (años)	Coste material e instalación diferido anual (€/año)	Cantidad	Coste unitario material (€)	Coste material (€)	Coste instalación (€)	Vida útil (años)	Coste material e instalación diferido anual (€/año)
<i>Captación fotovoltaica</i>													
- Módulo fotovoltaico 80 Wp	un	1	149.00	149.00	44.70	20	9.69	0	149.00	0.00	0.00	20	0.00
- Módulo fotovoltaico 100 Wp	un	0	162.00	0.00	0.00	20	0.00	2	162.00	324.00	97.20	20	21.06
- Estructura módulo 80 Wp	un	1	116.00	116.00	34.80	20	7.54	0	116.00	0.00	0.00	20	0.00
- Estructura módulo 100 Wp	un	0	116.00	0.00	0.00	20	0.00	2	116.00	232.00	69.60	20	15.08
Subtotal							17.23						36.14
<i>Almacenamiento eléctrico</i>													
- Batería eléctrica 64 Ah	un	1	187.65	187.65	56.30	5	48.79	0	187.65	0.00	0.00	10	0.00
- Batería eléctrica 38 Ah	un	0	149.24	0.00	0.00	5	0.00	0	149.24	0.00	0.00	10	0.00
- Reciclaje baterías	Ah	64	0.21	13.71	4.11	5	3.56	0	0.21	0.00	0.00	10	0.00
Subtotal							52.35						0.00
<i>Almacenamiento térmico</i>													
- PCM RT9	kg	0	12.02	0.00	0.00	20	0.00	13.03	12.02	156.61	46.98	20	10.18
- Integración de PCMs	gl	0	150.00	0.00	0.00	20	0.00	1	150.00	150.00	45.00	20	9.75
Subtotal							0.00						19.93
<i>Otros elementos</i>													
- Cableado de conexión	gl	1	33.67	33.67	10.10	20	2.19	1	29.82	29.82	8.95	20	1.94
- Regulador de carga baterías	un	1	649.00	649.00	194.70	20	42.19	1	649.00	649.00	194.70	20	42.19
Subtotal							44.37						44.12
<i>Total</i>							113.95						100.19

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortigón

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UN REFRIGERADOR SOLAR FOTOVOLTAICO CON ALMACENAMIENTO
DE FRIO MEDIANTE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE
Adriana-Clemencia Coca Ortegón



**UNIVERSITAT
ROVIRA i VIRGILI**