

Trabajo Fin de Grado Ingeniería de Tecnologías Industriales

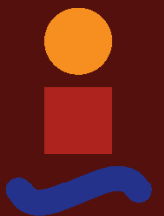
Análisis del comportamiento térmico de instalaciones de refrigeración. Modelado mediante analogía eléctrica y optimización de la gestión energética.

Autor: Pablo Martínez Fernández

Tutor: José Manuel Salmerón Lissen

**Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2023



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de Tecnologías Industriales

**Análisis del comportamiento térmico de instalaciones
de refrigeración.
Modelado mediante analogía eléctrica y
optimización de la gestión energética.**

Autor:

Pablo Martínez Fernández

Tutor:

José Manuel Salmerón Lissen

Catedrático de Universidad

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

Sevilla, 2023

Trabajo Fin de Grado: Análisis del comportamiento térmico de instalaciones de refrigeración.
Modelado mediante analogía eléctrica y optimización de la gestión energética.

Autor: Pablo Martínez Fernández
Tutor: José Manuel Salmerón Lissen

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Agradecimientos

En primer lugar agradecer a mi tutor, José Manuel Salmerón Lissen, por guiarme durante todos los meses de trabajo que conlleva el proyecto aquí presente, así como al resto de docentes que han participado en mi formación durante todos estos años.

Por último y con ello no menos importante, agradecer a mi familia, pareja y amigos por apoyarme de manera incondicional todo este tiempo.

*Pablo Martínez Fernández
Sevilla, 2023*

Resumen

El principal objetivo que se buscará a lo largo de este trabajo es el análisis de una cámara frigorífica en su totalidad para la posterior ejecución de una optimización exhaustiva y justificada, tratando de mejorar su sistema de control actual, cuyo funcionamiento es completamente manual, por uno que se adapte a las diferentes condiciones a las que se somete a lo largo del tiempo. Mediante diferentes lecturas reales realizadas en la misma, se realizará un estudio térmico, determinando parámetros que caracterizarán el recinto y nos permitirán obtener un modelo térmico válido para posteriores análisis y cálculos detallados. De esta forma, con la obtención de valores experimentales, como pueden ser las temperaturas interiores, la carga de producto o la energía eléctrica consumida por el conjunto de equipos que conforman la cámara frigorífica, se obtendrán valores de transmitancia experimentales, que corroborados mediante un posterior cálculo teórico, consolidarán junto al conjunto de cargas térmicas y estimación de la carga de producto conformarán el correspondiente modelo térmico. Este modelo se pondrá a prueba para realizar predicciones de consumo en meses venideros, valores de los cuales se le aplicarán una serie de factores de corrección que nos permitirán obtener resultados más fieles a la realidad. Así mismo se perseguirá la incorporación de diferentes medidas de carácter térmico para brindarle al sistema una serie de mejoras que permitan reducir este valor de manera significativa, y, por lo tanto, lograr un ahorro considerable en meses posteriores de operación.

Abstract

The main purpose followed in this paper is to analyze a refrigerating chamber as a whole in order to optimize its manual functioning by reasonably implementing a system which is able to adjust to diverse conditions throughout time. A heat study is carried out by using real data from the chamber, resulting in several parameters from the enclosure that will enable the obtaining of a heat model for further tests and calculations. This way, by obtaining experimental values such as inner temperatures, the product's weight or the electric energy consumed by the chamber's equipment, experimental transmittance values will be achieved. Said values will be verified by theoretical calculations, and along with the heat load and an estimate of the product's weight the corresponding heat model will be conformed. This model will be tested in order to make predictions of the consumption of the months to come. In addition, a number of correction factors will be applied to these predictions to enable the obtaining of more reliable results. The adoption of various heat measures in order to reduce consumption significantly will be embraced, therefore achieving noticeable savings in the months following this operation.

Índice

<i>Agradecimientos</i>	I
<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
<i>Índice de Figuras</i>	IX
<i>Índice de Tablas</i>	XI
1 Introducción	1
1.1 Tipología	1
1.2 Principio de funcionamiento	2
1.2.1 Descripción del ciclo frigorífico estándar	2
1.2.2 Parámetros de diseño	3
2 Caracterización de la cámara frigorífica	5
2.1 Geometría de la cámara	5
2.2 Materiales	6
2.3 Condiciones térmicas	6
2.3.1 Exteriores	6
2.3.2 Interiores	6
2.4 Mantenimiento del recinto	7
2.4.1 Flujos de aire	7
2.4.2 Luminarias	7
2.4.3 Ventiladores	7
2.5 Conservación del producto	7
2.5.1 Tiempo de congelación [6]	7
2.5.2 Personal	8
2.5.3 Embalaje y disposición	8
3 Obtención de condiciones operacionales a partir de lecturas y mediciones reales	9
3.1 Extracción de datos	9
3.1.1 Tarifas horarias	9
3.1.2 Distribución de temperaturas interiores	10
3.1.3 Consumo eléctrico de la cámara	10
3.1.4 Flujo de producto	10
3.1.5 Lecturas energéticas de la instalación	11
3.2 Adecuación de las distribuciones horarias	11
4 Obtención de las cargas térmicas. Análisis del coeficiente global de transferencia de la cámara.	13
4.1 Cargas térmicas	13
4.1.1 Cargas térmicas debidas a agentes externos	13

4.1.2	Cargas térmicas debidas a agentes internos	14
4.1.3	Otras cargas térmicas de interés	14
4.1.4	Resultados	15
4.2	Obtención de la transmitancia térmica experimental	16
4.2.1	Cálculo a través de las cargas térmicas	16
4.2.2	Aproximación de exponenciales. Estudio de curvas de temperaturas.	16
4.3	Obtención de la transmitancia térmica teórica	18
4.4	Interpretación de resultados	19
5	Correcciones y predicciones del consumo	21
5.1	Factores de corrección	21
5.1.1	Corrección del consumo de refrigeración	21
5.2	Cálculo del consumo eléctrico en meses pasados	22
5.2.1	Determinación del consumo	23
5.2.2	Verificación de los resultados con valores reales	24
5.2.3	Cambio de temperaturas de consigna	25
5.3	Predicciones del consumo en meses venideros	26
6	Medidas de eficiencia energética. Optimización del consumo eléctrico	27
6.1	Mejora de las prestaciones de la cámara	27
6.1.1	Sustitución de luminarias. Empleo de tecnología LED	27
6.1.2	Reducción de la carga por infiltración	27
6.1.3	Organización del producto para optimizar las cargas	28
6.2	Disminución del consumo debido al cambio de temperatura de consigna	29
Apéndice A	Correlaciones convección libre, recinto rectangular	33
Apéndice B	Cálculo de la transmitancia térmica de paneles sándwich	35
Apéndice C	Cálculo de cargas térmicas	37
Apéndice D	Datos climatológicos <i>AEMET</i>	41

Índice de Figuras

1.1	Tipología de cámaras frigoríficas	2
1.2	Ciclo de Refrigeración [11]	3
2.1	Modelado 3D de la cámara objeto de estudio	5
2.2	Panel Sándwich para Cámara Frigorífica [14]	6
2.3	Temperaturas interiores de la cámara	7
3.1	Distribución de cargas de producto diaria	11
3.2	Lecturas de energía Marzo - Agosto	12
3.3	Resultados de interpolación	12
4.1	Cargas térmicas	15
4.2	Coefficiente global de transferencia	16
4.3	Distribución de temperaturas interiores a lo largo del tiempo	17
4.4	Intervalo de temperaturas interiores	18
4.5	Aproximación exponencial de la curva de temperaturas	18
5.1	Comparación demanda-consumo	22
5.2	Consumo eléctrico 21-08-2023	23
5.3	Lecturas de Agosto 2023	24
5.4	Error del modelo	25
5.5	Distribuciones de temperatura del viernes	25
5.6	Distribuciones de temperatura del sábado y domingo	26
6.1	Consumo eléctrico del viernes	29
6.2	Consumo eléctrico del sábado	29
6.3	Consumo eléctrico del domingo	30
6.4	Ahorro del consumo	30
D.1	Resumen de los valores de temperatura [2]	41
D.2	Datos Climatológicos Diciembre 2022 [2]	41
D.3	Datos Climatológicos 2023 I [2]	42
D.4	Datos Climatológicos 2023 II [2]	43

Índice de Tablas

2.1	Dimensiones de la cámara frigorífica	5
2.2	Áreas interiores del recinto	5
3.1	Ajuste de temperatura de consigna según tarifa	10
3.2	Movimientos de producto	10
5.1	Corrección demanda-consumo	22
5.2	Predicción de consumo para noviembre de 2023	26
6.1	Valores y ahorros diarios.	31
C.1	Renovaciones de aire diarias necesarias según el volumen del recinto	38

1 Introducción

Se define *cámara frigorífica* como aquel recinto destinado a almacenar productos (generalmente alimenticios) a un rango de temperaturas concreto, inferiores a la del ambiente, de cara a mantener sus propiedades durante un largo periodo de tiempo, consiguiendo así evitar la pérdida de calidad de los mismos para su posterior comercialización. Las condiciones interiores (temperatura, humedad, tiempo de almacenamiento, etc.) dependerán del tipo de producto que se almacene. Para comenzar este estudio, en este capítulo introductorio se analizarán a grandes rasgos los diferentes tipos de cámaras frigoríficas, el ciclo que caracteriza su funcionamiento, así como los principales parámetros que condicionan el mismo.

1.1 Tipología

Existen distintos tipos de cámaras frigoríficas según la temperatura de operación con la que trabajan y el producto que almacenan [15]:

- **Cámaras refrigerantes:** Son aquellas cámaras que almacenan productos a temperatura positiva, por lo general entre los 0°C y 10°C. Se utilizan para conservar alimentos frescos, como pueden ser frutas y verduras.
- **Cámaras congeladoras:** Se encargan de conservar productos a temperaturas negativas, con un rango de temperaturas entre -28°C y 0°C. Debido a este rango, cuentan con un mejor aislamiento en sus superficies. Permiten almacenar alimentos congelados y vacunas.
- **Abatidores de temperatura:** Los abatidores de temperatura permiten disminuir drásticamente la temperatura del producto para disminuir el riesgo de una posible contaminación y así aumentar su vida útil. Comúnmente se utilizan en la preparación de alimentos en cocinas industriales.
- **Túneles de congelación:** Los túneles de congelación están formados por un sistema automático que desplaza el producto a través de la cámara, congelándose así de manera individual. Su uso principal contempla la industria cárnica. Trabajan entre los -40°C y -30°C.

La cámara frigorífica bajo objeto de estudio en este proyecto se trata de una **cámara congeladora** para productos congelados de pescado, a una temperatura de trabajo que comprende el rango de los -23°C y -18°C. Para corroborar la importancia de esta instalación, es relevante mencionar que se estima que alrededor del **70%** de los alimentos existentes se conservan, bien enfriados o bien congelados [1].



Figura 1.1 Tipología de cámaras frigoríficas.

1.2 Principio de funcionamiento

Para comprender el funcionamiento de una cámara de frío es necesario conocer en detalle el ciclo de funcionamiento de sus instalaciones, así como los diferentes parámetros que la caracterizan.

1.2.1 Descripción del ciclo frigorífico estándar

Para conseguir una temperatura adecuada para la conservación del producto se ha de contar con un ciclo de refrigeración, formado por una serie de elementos, que nos permitan extraer la suficiente carga térmica del recinto para lograr unas condiciones idóneas para el producto [7]. El ciclo básico de refrigeración se rige por el siguiente esquema:

- **Compresión:** El ciclo básico de refrigeración comienza en el punto 1, donde el compresor aspira el gas refrigerante sobrecalentado, iniciando su compresión. Este proceso necesita de un aporte de trabajo al equipo de compresión. Por este motivo, el refrigerante sufre un aumento de presión y temperatura, hasta alcanzar el punto 2, donde se alcanza el mayor valor de estos parámetros.
- **Condensación:** A partir del punto 2 y hasta el punto 3, el fluido experimenta un enfriamiento para provocar su condensación, disminuyendo así su temperatura y presión. Para el punto 3 se obtiene un vapor saturado completamente. La condensación propiamente dicha ocurre entre los puntos 3 y 4, donde el gas refrigerante cambia de fase hasta lograr alcanzar el estado de líquido saturado (generando un calor que es necesario evacuar). Cuando se supera el punto 4, se obtiene líquido saturado en su totalidad.
- **Expansión:** El siguiente paso a seguir es reducir la presión del refrigerante para mejorar la vida útil del ciclo, obteniendo un líquido subenfriado (punto 4'). En este ciclo ideal, cuando el refrigerante circula por la válvula de expansión, se realiza de manera isentrópica, es decir, que la entalpía del refrigerante es constante en este proceso. El fluido resultante es una mezcla de líquido-vapor, en el punto 5 de la figura.
- **Evaporación:** Para concluir con el ciclo, el refrigerante se somete a un proceso de evaporación a temperatura y presión constantes. En esta etapa el calor del recinto se transfiere al líquido que circula por el ciclo a través de la superficie del evaporador, reduciendo así la temperatura del medio. Una vez

superado este tramo, el refrigerante vuelve al punto 1, cerrando el ciclo de refrigeración. Es importante recalcar que en este último trayecto, se debe controlar que el refrigerante no contenga fase líquida, para evitar el mal funcionamiento del compresor (punto 1').

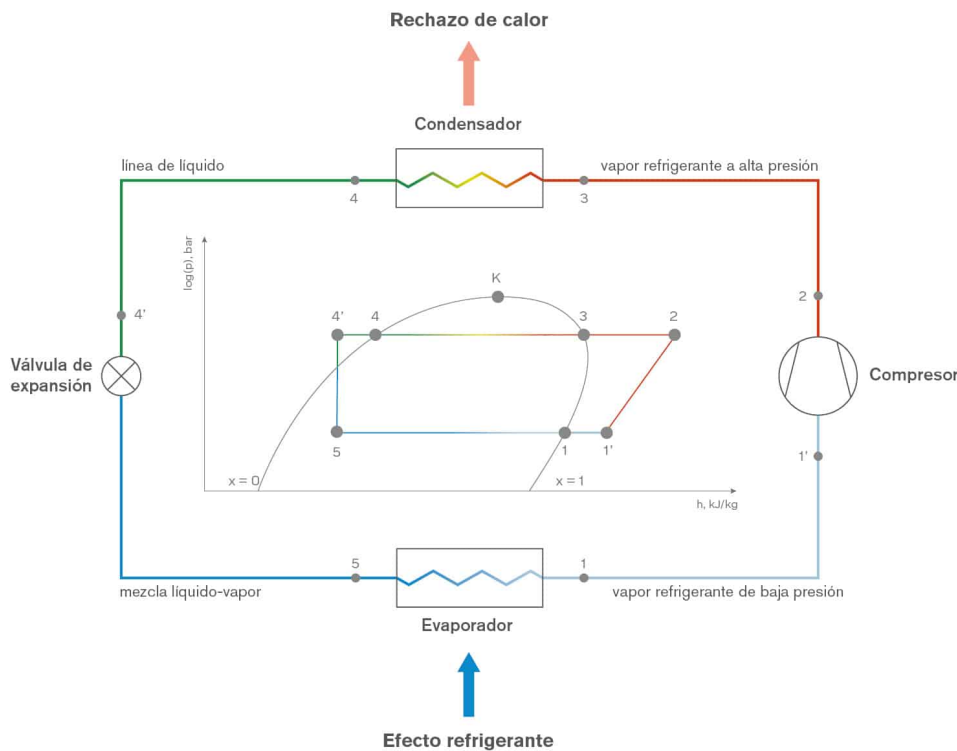


Figura 1.2 Ciclo de Refrigeración [11].

1.2.2 Parámetros de diseño

Una vez definido el ciclo, existen una serie de variables que juegan un papel importante en el mismo. Las más relevantes para el estudio que nos ocupa son las siguientes [19]:

- **Temperatura de evaporación:** es aquella que alcanza el refrigerante cuando se evapora dentro del evaporador. Al contar con un solo recinto con necesidades de refrigeración, la temperatura de evaporación será única y dependerá de las condiciones que se requieran.
- **Temperatura de condensación:** se refiere a la temperatura cuando el refrigerante pasa a estado líquido dentro del condensador. Al igual que en el caso de la temperatura de evaporación, la temperatura de condensación tomará un único valor para la cámara frigorífica.
- **Capacidad del sistema:** es la potencia frigorífica del equipo de refrigeración, es decir, es la cantidad de calor que el sistema es capaz de extraer del recinto, por hora de funcionamiento, expresado en kW . Este valor estará condicionado por la **carga térmica total**, calculada en el desarrollo de este trabajo y que será determinante, ya que condiciona directamente al consumo eléctrico de nuestro sistema y, por lo tanto, al coste económico que conlleva la operación diaria de la máquina frigorífica.
- **Refrigerante:** el ciclo frigorífico se diseña para cada refrigerante, condicionando su elección los diferentes parámetros con los que trabaja, como las anteriormente mencionadas temperatura de evaporación y de condensación. Los refrigerantes más habituales en la industria de las cámaras frigoríficas son el R-134a, el R-404A, el R-290 y el R-744.

Para el estudio de este trabajo, se trabajará con un ciclo estándar de refrigeración, a falta de más información sobre los detalles del sistema que rige las instalaciones.

2 Caracterización de la cámara frigorífica

Una vez introducida la tecnología frigorífica, necesitamos encajar la cámara frigorífica de nuestro caso dentro de las distintas tipologías o categorías existentes, conociendo así cómo es el objeto de estudio y desarrollar un modelo térmico que se adecúe a los parámetros de diseño con los que trabaja la instalación. A lo largo de este capítulo se describirá el recinto según su geometría, condiciones térmicas interiores y exteriores, producto que contiene y mantenimiento al que se somete.

2.1 Geometría de la cámara

Se trata de una cámara de conservación de productos congelados con forma de poliedro rectangular, con las siguientes dimensiones interiores:

Tabla 2.1 Dimensiones de la cámara frigorífica.

Dimensión	Medición (m)
Alto	11
Largo	26,5
Ancho	26

Con esta información, se obtiene el área interior de todas las superficies:

Tabla 2.2 Áreas interiores del recinto.

Área	Medición (m^2)
Planta	1378
Perfil	583
Alzado	572
Total	2533



Figura 2.1 Modelado 3D de la cámara objeto de estudio.

Como se puede observar, se trata de un recinto de dimensiones muy elevadas, por lo que permite almacenar gran cantidad de productos simultáneamente. Es por ello que su funcionamiento conlleva un gran consumo, de ahí la importancia de la optimización energética que se pretende en este proyecto.

2.2 Materiales

Conocidas las geometrías de la cámara, podemos conocer de qué material concreto están compuestas sus superficies. La cámara está conformada por paneles sándwich con un aislamiento de PUR (poliuretano), material habitual en este tipo de recintos, con un espesor de 20 centímetros por chapa. Para el estudio del

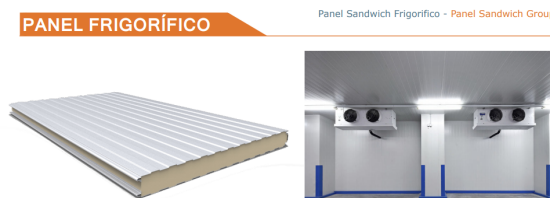


Figura 2.2 Panel Sándwich para Cámara Frigorífica [14].

presente proyecto, se estudiarán las superficies sometidas a transmisión de calor formadas únicamente por esta chapa de PUR, siendo determinante su conductividad para el correcto aislamiento del recinto.

2.3 Condiciones térmicas

En este apartado se analizarán las diferentes condiciones exteriores e interiores de la cámara:

2.3.1 Exteriores

Los datos térmicos de cada parte de España se encuentran dentro de la información recogida por AEMET (Agencia Estatal de Meteorología). Concretamente, la infraestructura que contiene a la cámara frigorífica a analizar se ubica dentro de la provincia de Sevilla, por lo que se considerarán las condiciones relativas a los datos climáticos de la estación meteorológica de *Sevilla-Aeropuerto* dentro del tramo temporal de nuestro estudio, es decir, desde diciembre de 2022 hasta agosto de 2023. Esta base de datos nos proporciona las temperaturas medias horarias a lo largo de todo año, cuyos valores concretos quedarán reflejados en el *Apéndice D*.

En lo relativo a la influencia del movimiento del sol, es conocido que la cámara no sufre impacto directo de la radiación solar, por lo que no se considerará a efectos de cálculo.

2.3.2 Interiores

Como se ha definido anteriormente, trabajaremos con una cámara de temperatura negativa, con un rango de temperaturas entre los $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para obtener unos resultados válidos, contamos con las lecturas de temperaturas interiores para cada periodo de 40 minutos dentro del recinto, registradas por el control manual de acorde a las tarifas actuales del sistema. En la figura 2.3 se representa la variación de temperaturas interiores durante un día de funcionamiento.

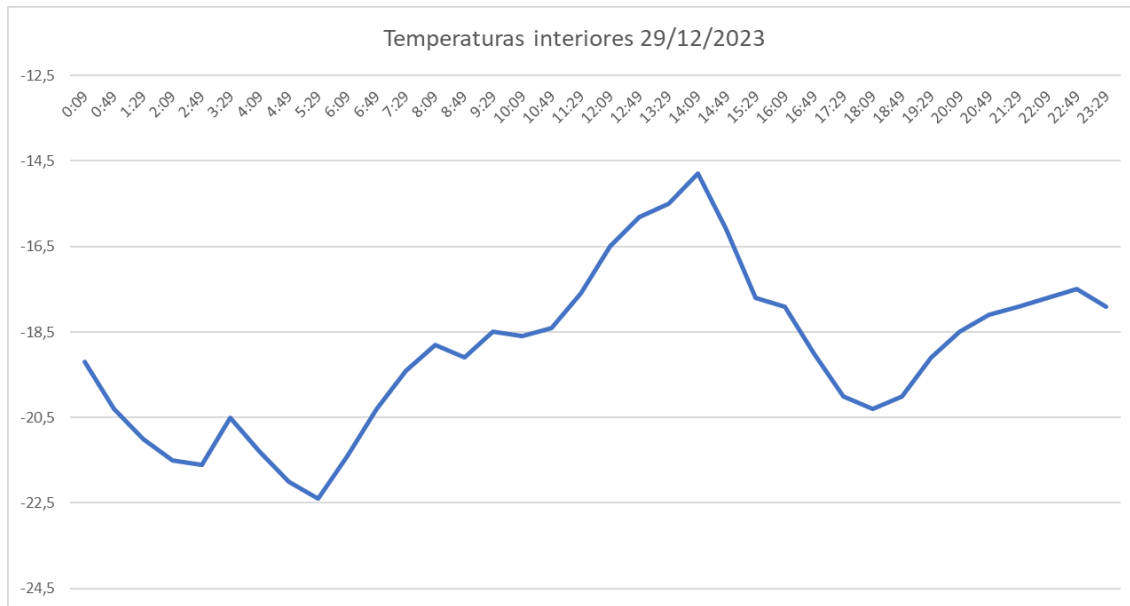


Figura 2.3 Temperaturas interiores de la cámara.

2.4 Mantenimiento del recinto

Durante el transcurso de este apartado se analizan los diferentes elementos que afectan al mantenimiento de las condiciones interiores. Aspectos como la entrada y salida de aire por las juntas y/o huecos, la cantidad de elementos lumínicos que se localizan en el interior de la cámara y suprido energético que suponen los ventiladores del evaporador de la instalación son los aspectos tratados en este punto.

2.4.1 Flujos de aire

Pese a ser un recinto cerrado, la cámara de frío sufre una serie de infiltraciones de aire, ya sea por aberturas en la entrada, o rendijas del propio sistema de refrigeración. Por otro lado, para introducir y extraer producto para su comercialización, existe un personal que se encarga de entrar en el recinto, provocando una infiltración de aire mayor. La cámara tiene unos $7579 m^3$ de volumen total, de la cual podemos suponer que contiene un 50% de aire, es decir, $3790 m^3$. En lo que respecta a las entradas y salidas de personal se analizará su frecuencia e impacto en capítulos posteriores.

2.4.2 Luminarias

Para el futuro cálculo de las cargas térmicas resulta relevante considerar el aporte de calor provocado por la iluminación existente. La cámara posee una serie de luces en su interior, que se encenderán cuando exista una apertura en el recinto. Se considerará por defecto que las luminarias de la cámara congeladora suponen una potencia de 5 W por cada unidad de superficie iluminada.

2.4.3 Ventiladores

El evaporador que se encarga de mantener las condiciones idóneas posee ventiladores para lograr esta labor. Estos equipos deben ser considerados en las cargas térmicas, ya que suponen un gran porcentaje del cómputo total. En este caso, se considera entre un 10-15% respecto a la carga frigorífica total que soporta la cámara (rango condicionado por el día y condiciones del instante de cálculo).

2.5 Conservación del producto

Para la adecuada conservación del pescado congelado existen una serie de parámetros a considerar:

2.5.1 Tiempo de congelación [6]

El tiempo de congelación de un producto genérico se divide en tres fases:

1. Comprende el periodo de la refrigeración del pescado desde su temperatura inicial hasta los 0 °C
2. Se sitúa en el tramo en el que pescado congelado pasa de 0 hasta -5°C
3. Esta última fase conlleva el enfriamiento del producto desde los -5°C hasta su temperatura final, es decir, los -20°C.

Se conoce que el producto entra a la cámara a través de un túnel de congelación, que consigue situar al producto alrededor de los -25 °C. Gracias a ello, únicamente será necesario adecuar la temperatura del pescado a la que dictamine la tarifa actual en el momento de la llegada.

2.5.2 Personal

De manera habitual en este tipo de cámaras, existirá entrada de personal de mantenimiento una hora a lo largo de un día completo de operación. Gracias a ello y conociendo el aporte térmico que conlleva cada persona por el hecho de permanecer dentro del recinto, podemos dimensionar la carga térmica por ocupación de personal. Por otro lado, tal y como se ha mencionado anteriormente, esta entrada/salida de personal conlleva un efecto térmico adicional : el provocado por el aire que entra a la cámara. Para el futuro cálculo de este aporte, se considerará un 10% de carga respecto al total, aunando tanto el aire que se introduce por el personal como por el que entra por los diferentes espacios y rendijas existentes.

2.5.3 Embalaje y disposición

Uno de los aspectos más importantes dentro de una cámara frigorífica es la organización del producto dentro del recinto, así como la forma de almacenaje. Se considerará para este estudio, que los embalajes que almacenan el pescado congelado no suponen un efecto relevante en la carga. Por otro lado, se estudiará la disposición del producto en el último capítulo, realizando una propuesta para optimizar el consumo eléctrico.

3 Obtención de condiciones operacionales a partir de lecturas y mediciones reales

Una vez definida y ubicada la cámara frigorífica dentro del extenso abanico disponible, se realizará un estudio exhaustivo, a través de distintas lecturas y mediciones en el recinto, para caracterizar debidamente el espacio de trabajo y calcular los diferentes parámetros térmicos que determinan su funcionamiento a lo largo de su tiempo de operación.

3.1 Extracción de datos

Para realizar un estudio al detalle de las condiciones actuales en la instalación se ha recibido una serie de documentación que aporta información importante. Entre estos archivos recibidos se encuentran:

1. Tarifas horarias que dictaminan las temperaturas de consigna.
2. Lecturas de temperaturas interiores dentro del recinto
3. Lecturas de consumo eléctrico total de la instalación
4. Listado de entradas y salidas de carga de producto a la cámara.
5. Conjunto de lecturas de la instalación completa

En los próximos subapartados se trabajará con estos datos para adaptarlos y poder utilizarlos en nuestro estudio.

3.1.1 Tarifas horarias

Para el control actual de la temperatura del recinto existen una serie de tarifas a las cuales se adapta la temperatura interior de la cámara, de manera completamente manual. Ésta regulará la temperatura de consigna según la hora y el día de la semana, para conservar adecuadamente el producto y garantizar una disminución del consumo eléctrico. Cabe destacar que este método actual se considera ineficiente energéticamente hablando, ya que el control humano posee cierto retardo que nos impide maximizar los periodos de máxima y mínima demanda. Las tarifas horarias son las siguientes:

- **De lunes a viernes:**

1. Tarifa 1 -> 06:00 - 11:00 h
2. Tarifa 3 -> 11:00 - 15:00 h
3. Tarifa 5 -> 15:00 - 17:00 h
4. Tarifa 2 -> 17:00 - 00:00 h
5. Tarifa 0 -> 00:00 - 06:00 h

- **Sábados y domingos:**

1. Tarifa 3 -> 00:00 - 07:00 h
2. Tarifa 4 -> 07:00 - 11:00 h
3. Tarifa 6 -> 11:00 - 17:00 h
4. Tarifa 2 -> 17:00 - 00:00 h

Por otro lado, se presentan las temperaturas de consigna según la tarifa horaria:

Tabla 3.1 Ajuste de temperatura de consigna según tarifa.

Tarifa	Ajuste de Temperatura (°C)	Margen(°C)
1	-19	3
2	-21	3
3	-23	2
4	-18	2
5	-23	2
6	-23	2

Para aportar una mejora en la eficiencia energética se tratará de mejorar el sistema de control para garantizar una mejor adaptación a a las condiciones térmicas requeridas en cada instante.

3.1.2 Distribución de temperaturas interiores

Para el caso de las tempearturas interiores se cuenta con una base de datos de las lecturas del interior de la cámara, distribuidas en tramos de cuarenta minutos durante todo el tiempo de operación. Esta distribución se rige por las tarifas mencionadas anteriormente, con la existencia de un claro desfase provocado por el sistema de control manual, que no aprovecha de manera óptima la inercia del sistema ni los tramos de menor coste energético. Para poder trabajar con estas temperaturas, será necesaria la interpolación de las mismas en tramos cuartohorarios,cuya adecuación se detallará en el apartado 3.2

3.1.3 Consumo eléctrico de la cámara

En lo relativo al consumo eléctrico,disponemos de una serie de lecturas, que nos proporcionan una distribución de valores puntuales de consumo, ajustados a las diferentes consignas determinadas manualmente.Están distribuidos en tramos temporales de quince minutos y, aparte del valor del consumo, nos aportan información de la energía reactiva, capacitiva y exportada a través de la instalación solar fotovoltaica.Cabe destacar que estos valores contemplan el consumo de todas las instalaciones presentes en la infraestructura donde se ubica la cámara por lo que se ha de tener en cuenta cierto factor para detraer los consumos adicionales.

De manera adicional, para ciertos meses del año, se cuenta con un informe de dicha instalación solar que nos aporta los mismos valores de consumo eléctrico.Estas lecturas se analizarán en el subapartado 3.1.5

3.1.4 Flujo de producto

Para el detallado cálculo posterior de las cargas térmicas, se dispone de una lista de las entradas y salida de producto congelado a lo largo del tiempo. Inicialmente, se conoce que contamos con **381.150,97 kg de producto** en el día 30 de noviembre de 2022 (momento en el que empezamos a tener datos de lecturas). A través de la lista de entradas y salidas diarias podemos conocer la carga que entra por unidad de tiempo en el recinto, así como la que se extrae hasta el día 31 de marzo de 2023:

Tabla 3.2 Movimientos de producto.

Carga de producto inicial (30-11-2022) (kg)	381.150,97
Entrada diaria media de producto(kg/dia)	7.091,53
Salida diaria media de producto (kg/dia)	6.957,44
Carga de producto final (30-03-2023) (kg)	397.509,34

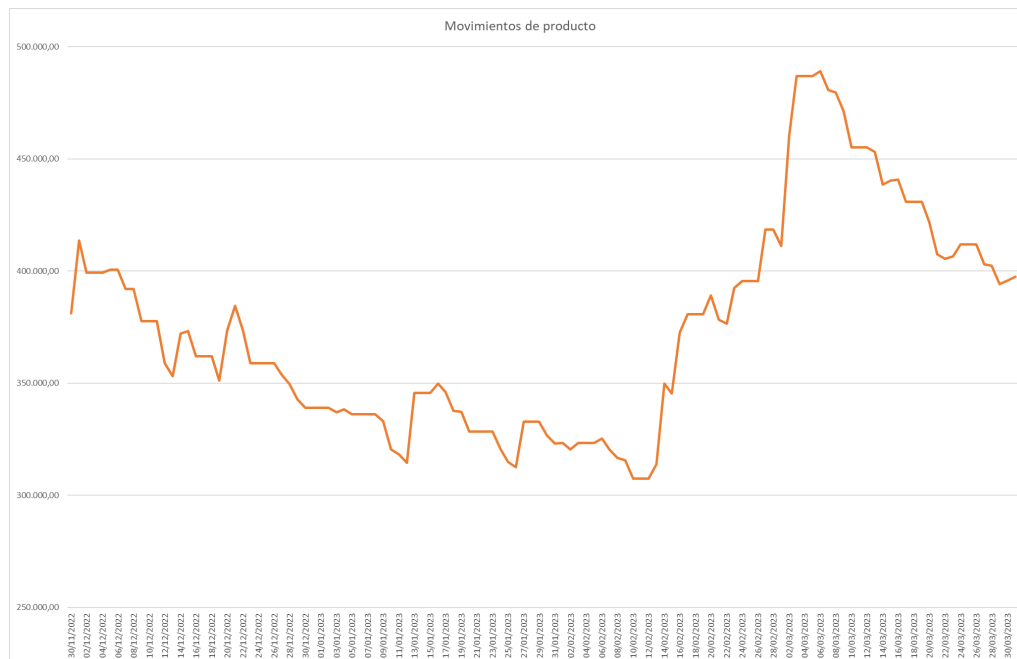


Figura 3.1 Distribución de cargas de producto diaria.

3.1.5 Lecturas energéticas de la instalación

Por último respecto a los datos de partida, existe información acerca de la instalación solar fotovoltaica existente en la infraestructura que contiene la cámara. Esta información contempla el consumo eléctrico diario de toda la infraestructura (incluyendo la instalación frigorífica), la cantidad de energía generada a través de la instalación solar y el excedente vertido a la red. Toda esta información nos será útil para corroborar las lecturas cuartohorarias de consumo mencionadas anteriormente y, en última instancia, verificar que el modelo térmico desarrollado para la correcta predicción energética es válido.

3.2 Adecuación de las distribuciones horarias

Como se ha indicado anteriormente, es necesaria la adecuación de los valores de temperatura y de consumo para poder trabajar en unos tramos adecuados en el estudio térmico. Concretamente, mediante las herramientas que nos proporciona *Excel*, realizaremos una interpolación de las lecturas de las temperaturas interiores con el fin de disponerlas en tramos cuartohorarios, para ser comparadas con los valores de consumo que así se encuentran. Para reflejar este proceso de cálculo, en la figura 3.3 se presentan las temperaturas obtenidas por la interpolación correspondiente, durante el día 30 de diciembre de 2022. Este procedimiento se aplicará igualmente para todas las tarifas horarias actuales, permitiendo así una manipulación más cómoda de esta distribución de datos, para la posterior extrapolación a un modelo térmico a diseñar.

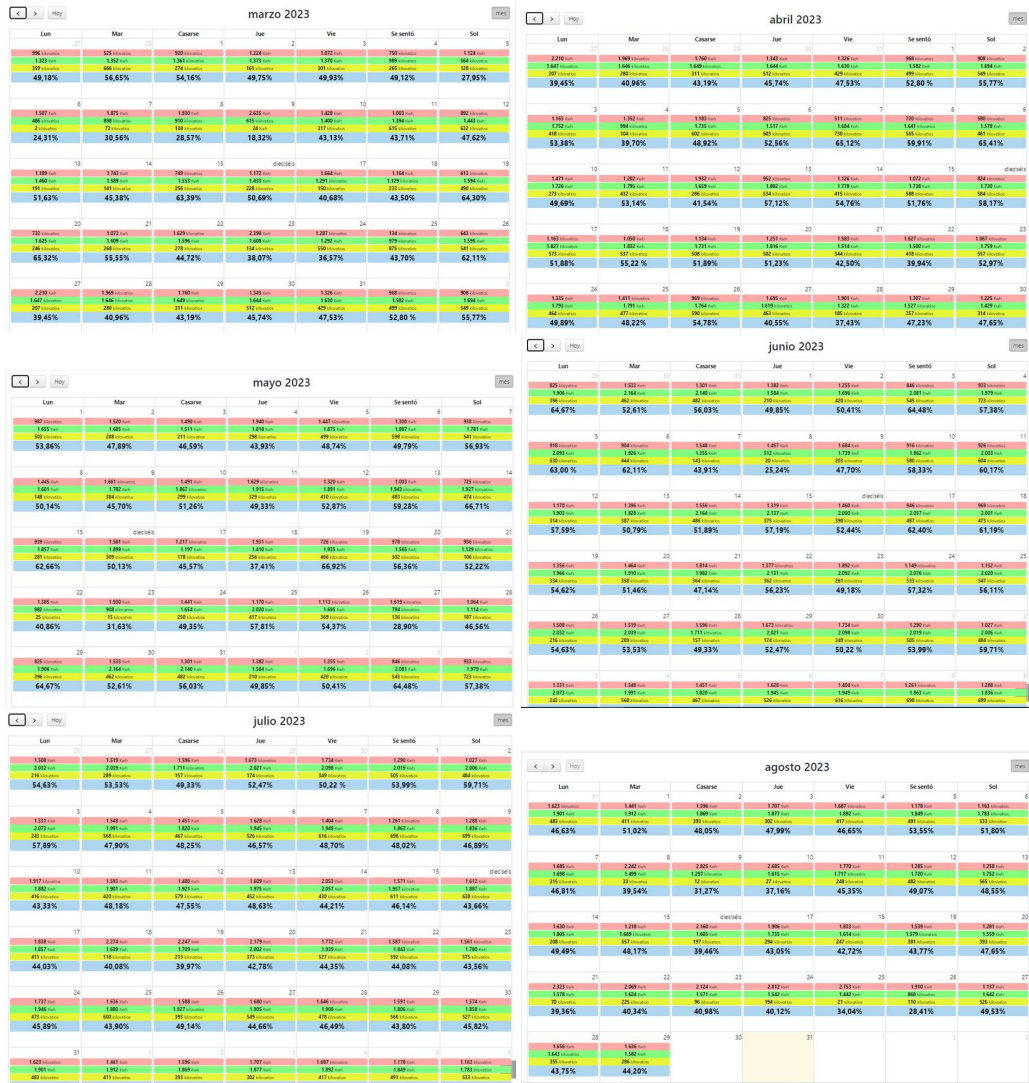


Figura 3.2 Lecturas de energía Marzo - Agosto.

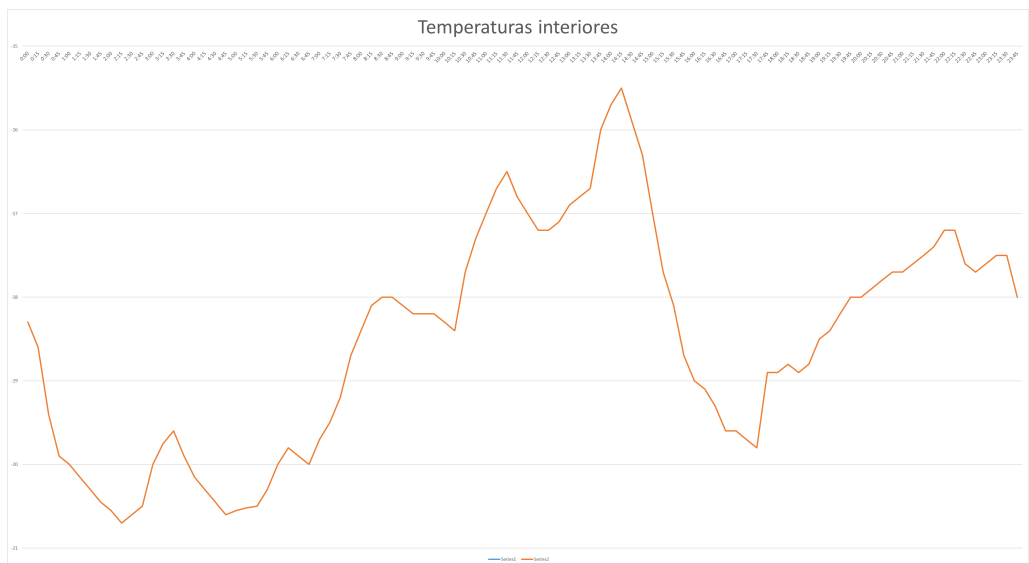


Figura 3.3 Resultados de interpolación.

4 Obtención de las cargas térmicas. Análisis del coeficiente global de transferencia de la cámara.

Tras haber definido todas las características de la cámara, el cálculo de cargas térmicas sobre el recinto [13] es una tarea esencial para la caracterización de una cámara frigorífica. De igual forma, a través de su cálculo podemos obtener el coeficiente global de transferencia experimentalmente y por cada periodo de funcionamiento, que nos servirá para caracterizar el modelo térmico y con ello diseñar un sistema de control para tratar de disminuir el aporte de calor necesario para mantener las temperaturas dentro del recinto. A través de los siguientes apartados se analizarán una a una estas cargas [8] y se justificará debidamente la obtención de las fórmulas utilizadas en el cálculo térmico (En concreto, a través del *Apéndice C*):

4.1 Cargas térmicas

4.1.1 Cargas térmicas debidas a agentes externos

- 1. Carga debida a las infiltraciones:** Para realizar las correspondientes cargas y descargas de producto almacenado en la cámara es necesario abrir la misma, lo que provoca una infiltración de aire exterior, la cual aumenta la carga frigorífica necesaria para mantener la temperatura deseada. Así mismo, el aire también se introduce a través de las juntas, rendijas y otros huecos existentes. Esta infiltración se puede dimensionar entre un 10-15 % de la carga frigorífica total, en función del volumen de aire y de las condiciones térmicas a las que la cámara está sometida.

Al contar con grandes dimensiones y recibir grandes cargas de producto, utilizaremos el valor de **15 %** como primera instancia:

$$Q_{inf} = 0,15 * Q_{total} \quad (4.1)$$

- 2. Carga por transmisión de calor:** La carga térmica por transmisión de calor a través de las superficies se caracteriza mediante la siguiente expresión:

$$Q_{tras} = U * A_{total} * (Te - Ti) \quad (4.2)$$

Esta carga será la incógnita en nuestro cálculo térmico, ya que buscamos obtener el valor de la transmitancia térmica mediante la determinación del resto de cargas (a través de los valores de consumo). Por otro lado, conocemos el valor del área total de transferencia, así como las temperaturas exterior e interior a la cámara.

- 3. Carga de renovación de aire:** El aporte de calor debido a la entrada de aire se puede dimensionar en base al número de renovaciones de la cámara:

$$Q_{ren} = 0,6 * Volumen * N_{ren} \quad (4.3)$$

Para nuestro estudio se considerará una fracción del 60% de volumen de aire y la cantidad de 1 renovación por hora (dado el alto volumen de la cámara).

- 4. Carga debida al flujo de producto:** El producto que se desea conservar se renueva a diario, debido a las entradas y salidas necesarias para su uso en diferentes ámbitos. Es conocido que la entrada se produce a $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, por lo que debe existir un salto térmico en beneficio a la carga térmica para adecuar la carga a la temperatura de operación. Esta carga térmica debida al enfriamiento se modela de la siguiente forma:

$$Q_{enf} = \frac{m_p * C_{pc} * (T_f - T_i)}{24 * 3600} * 1,15 \quad (4.4)$$

4.1.2 Cargas térmicas debidas a agentes internos

- 1. Carga de ocupación de personal:** Para el cálculo de la carga debida al personal existen una serie de valores tabulados, que dependen del número de personas que entran al recinto y el tiempo que permanecen en el interior. Los resultados de estos valores se caracterizan mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{ocup} = 333 - 4,43 * Ti \quad (4.5)$$

Al depender explícitamente de la temperatura interior que haya en cada instante, la carga debida a las personas variará temporalmente. Por otro lado, se considera que tres operarios acceden a la cámara tres veces al día durante 20 minutos cada ocasión, siendo posible distribuir esta carga equitativamente durante todo el tiempo de operación.

- 2. Carga debida a las luminarias:** En el caso de la carga térmica procedente de la iluminación, se debe considerar el tiempo de operación del recinto, ya que en esos instantes será necesario conectar todo el sistema de luminarias. Considerando que las fuentes lumínicas del recinto suponen un valor de 5 W por cada m^2 [18] y conociendo que la superficie cubierta por la iluminación, A_{ilu} , alcanza los $1738\text{ }m^2$ podemos considerar la carga por iluminación como:

$$Q_{ilu} = 5 * A_{ilu} \quad (4.6)$$

Recalcar que, al igual que el caso de la ocupación, estas luces solo se activarán en el caso de que haya actividad dentro de la cámara. Para efectos de cálculo, se considerará la misma frecuencia de entrada de personal al recinto.

- 3. Carga debida a los motores:** Dentro del conjunto de los equipos que componen el sistema de refrigeración mencionado con anterioridad, existen una serie de ventiladores que dotan de cierta fracción térmica al recinto refrigerado. Al ser un equipo de gran potencia, existen grandes ventiladores cuya carga se puede dimensionar con un 15% respecto al total

$$Q_{vent} = 0,15 * Q_{total} \quad (4.7)$$

Cabe recalcar que estas últimas cargas, especialmente las referidas a la ocupación y a las luminarias, suelen despreciarse con relativa frecuencia en los estudios térmicos de recintos frigoríficos. Sin embargo, debido a las grandes dimensiones de nuestro caso, se considera importante tenerlas en cuenta en el cálculo, ya que afectarán en gran medida en el cálculo térmico.

4.1.3 Otras cargas térmicas de interés

Es importante destacar que hay una serie de cargas térmicas, relevantes en mayor o menor medida, que han sido despreciadas debido a su valor poco significativo en el estudio que se nos presenta. Estas cargas son las siguientes:

- 1. Carga debida a la radiación solar:**

Cualquier elemento expuesto al ambiente sufre radiación solar, que aumenta en mayor o menor medida su temperatura a lo largo del tiempo de exposición al sol. En este caso concreto, considerando que la cámara se encuentra dentro de una infraestructura mayor, el aporte térmico no será significativo en nuestro estudio, al no incidir directamente en ninguna de las superficies de la cámara.

2. Carga debida al embalaje:

El producto almacenado posee un embalaje para su protección y correcto transporte hasta la cámara y, después, hasta su destino final. Este precinto supone una carga térmica adicional que habría que considerar. Sin embargo, al contar con un peso despreciable frente al peso del producto como tal, no consideramos esta carga para nuestro estudio. A modo de justificación, se incluirá dicha carga en el coeficiente de mayoración por embalajes y palets indicado en la carga por enfriamiento.

4.1.4 Resultados

Consideradas todas las cargas, se calculan en conjunto su valor, tanto las debidas a agentes externos:

$$Q_{ext} = U * A * (T_e - T_i) + 1,1 * Q_{total} + Q_{ren} * 1,15 * \frac{m_p * C_{pc} * (T_o - T_i)}{24 * 3600} \tag{4.8}$$

Como las debidas a agentes internos:

$$Q_{int} = (333 - 4,43 * T_i) + 5 * A_{ilu} + 1,15 * Q_{total} \tag{4.9}$$

Tras la definición de cada carga considerada en el estudio, se realiza un cálculo para cada instante de tiempo de los que se poseen datos de temperatura interior (es decir, cada 15 minutos) [12].

Cabe resaltar que la carga por renovaciones y la carga por iluminación no se graficarán, ya que toman un valor constante a lo largo del día y no es relevante su representación. A continuación se presentan las curvas de evolución de estas cargas a lo largo de un día típico de operación durante el mes de agosto:

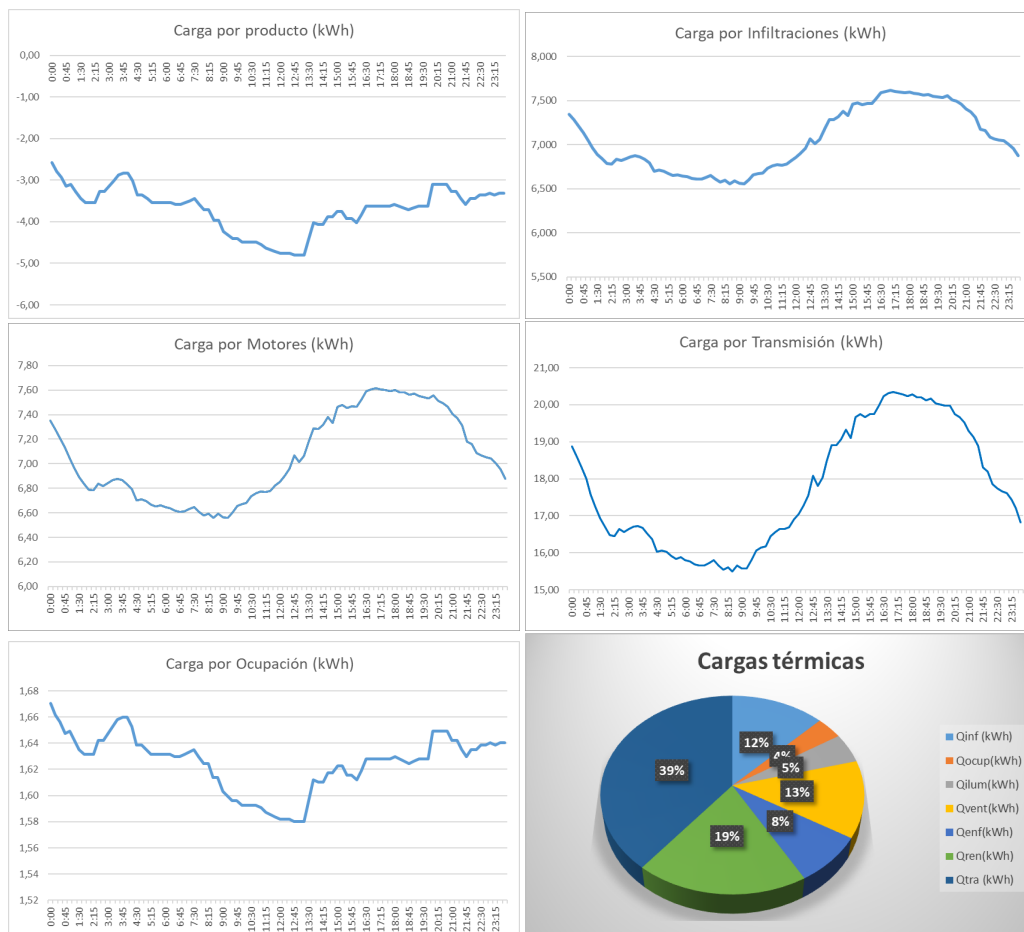


Figura 4.1 Cargas térmicas.

4.2 Obtención de la transmitancia térmica experimental

4.2.1 Cálculo a través de las cargas térmicas

Tras el cálculo de todas las cargas térmicas, podemos determinar el valor de la carga térmica total que sufre la cámara frigorífica:

$$Q_{total} = Q_{enf} + Q_{inf} + Q_{vent} + Q_{tras} + Q_{ocu} + Q_{ilu} + Q_{ren} \quad (4.10)$$

Conocidos los valores de todas las cargas excepto el parámetro objetivo, es decir, el coeficiente global de transferencia de la cámara U , expresado en W/m^2K , reorganizamos la ecuación:

$$U = \frac{Q_{total} - Q_{enf} - Q_{inf} - Q_{vent} - Q_{ocu} - Q_{ilu} - Q_{ren}}{A * (T_e - T_i)} \quad (4.11)$$

Es importante citar que consideramos, como primera instancia, una distribución uniforme de temperaturas a través de las paredes de la cámara, siendo posible la aproximación de la carga de transmisión por la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior de la misma. De esta fórmula, al conocer los valores de temperatura exterior, interior, área total de las superficies colindantes y carga por transmisión (calculada a través de los valores de consumo eléctricos extraídos y las cargas térmicas determinadas) en cada instante, podemos determinar el coeficiente global de transferencia dinámico. Esta metodología es perfectamente replicable para cada instante de tiempo, considerando el valor de cada carga y parámetro según las condiciones operacionales que existan en ese instante.

A continuación se presenta la distribución de transmitancias térmicas dinámicas a lo largo de un día de operación:

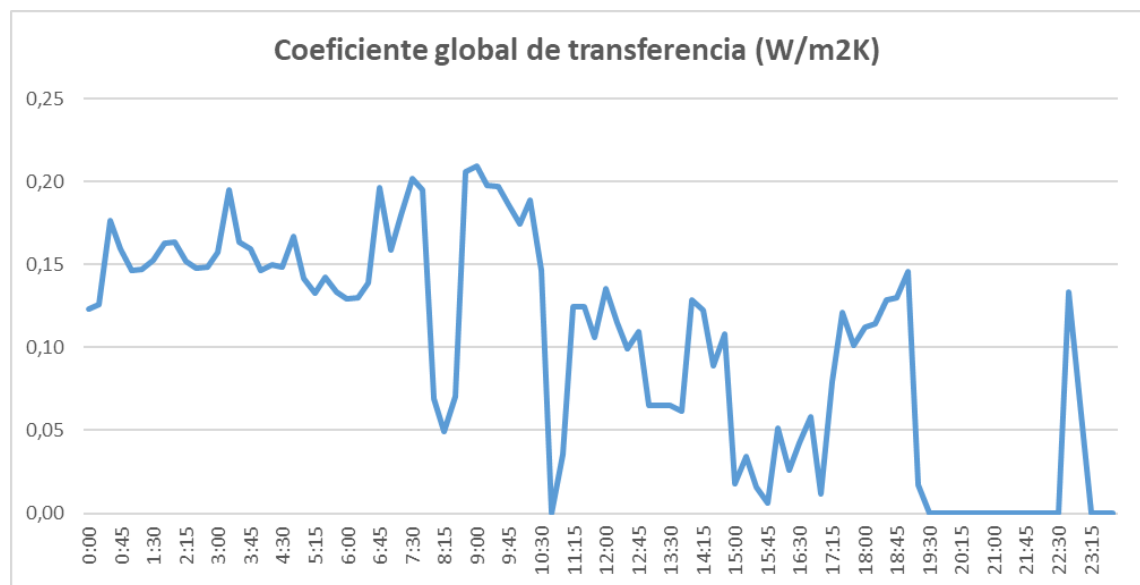


Figura 4.2 Coeficiente global de transferencia.

Como se puede observar en la distribución, existen ciertos mínimos y máximos, que representarán los tramos donde actualmente se apaga el sistema para aprovechar la inercia térmica, en el primer caso, y aquellos tramos donde existe más carga que enfriar y por lo tanto más demanda térmica, en el caso de los máximos. Por otro lado, en los tramos más desfavorables respecto a la alta demanda, se alcanzan valores de $0,20 W/m^2K$, por lo que se considerará este valor como el más fiel para nuestro estudio.

4.2.2 Aproximación de exponenciales. Estudio de curvas de temperaturas.

Tras la determinación de la transmitancia a través del cálculo de las cargas, existe otro método que nos permitirá comprobar la veracidad de las herramientas de cálculo. Esta comprobación es a través del ajuste exponencial de las curvas de temperatura interior de la cámara.

Es posible ajustar las fluctuaciones térmicas a lo largo del tiempo de operación mediante la siguiente ecuación:

$$e^{\frac{U \cdot A_{total}}{M \cdot C_p}} \quad (4.12)$$

Siendo U la transmitancia térmica en W/m^2K , A_{total} el área total de transferencia en m^2 , M la masa total dentro de la cámara, considerando tanto el aire como el producto, en kg y C_p el calor específico a presión constante, tanto del producto almacenado como del aire, expresado en J/kgK .

Los valores de estos parámetros para el periodo de estudio (8 horas de operación) son los siguientes:

- $A_{total} = 2533m^2$
- $M_p = 12,8kg/s$
- $M_a = 0,36kg/s$
- $C_p = 2000J/kg * K$
- $C_a = 1000J/kg * K$

Por otro lado, podemos graficar la distribución de temperaturas medidas en el interior de la cámara:

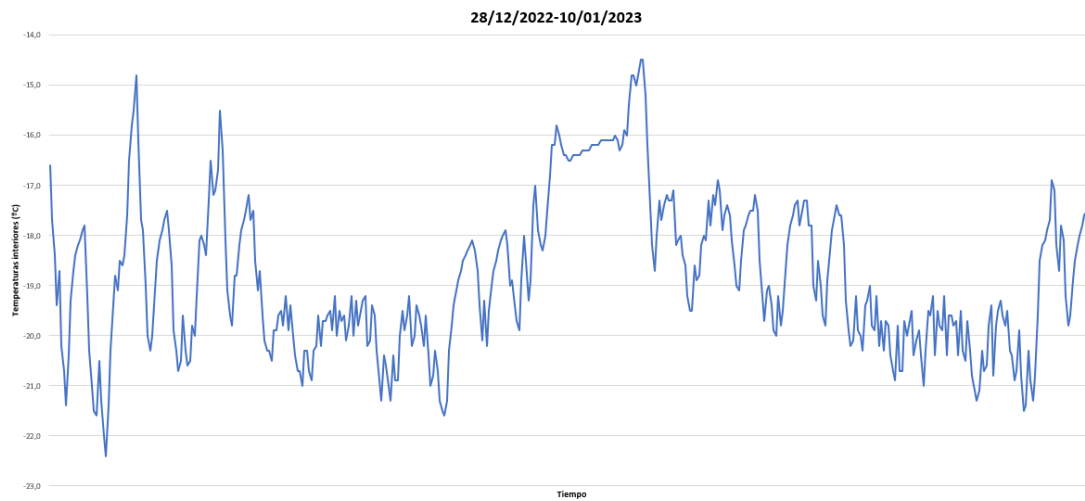


Figura 4.3 Distribución de temperaturas interiores a lo largo del tiempo.

Dentro de este tramo temporal podemos diferenciar diferentes curvas pseudoexponenciales, las cuales podemos aproximar mediante una línea de tendencia y aproximar su fórmula. En concreto, nos centraremos en el tramo correspondiente al día 02-01-2023, extrayendo así un periodo de ocho horas correspondiente a este día concreto:

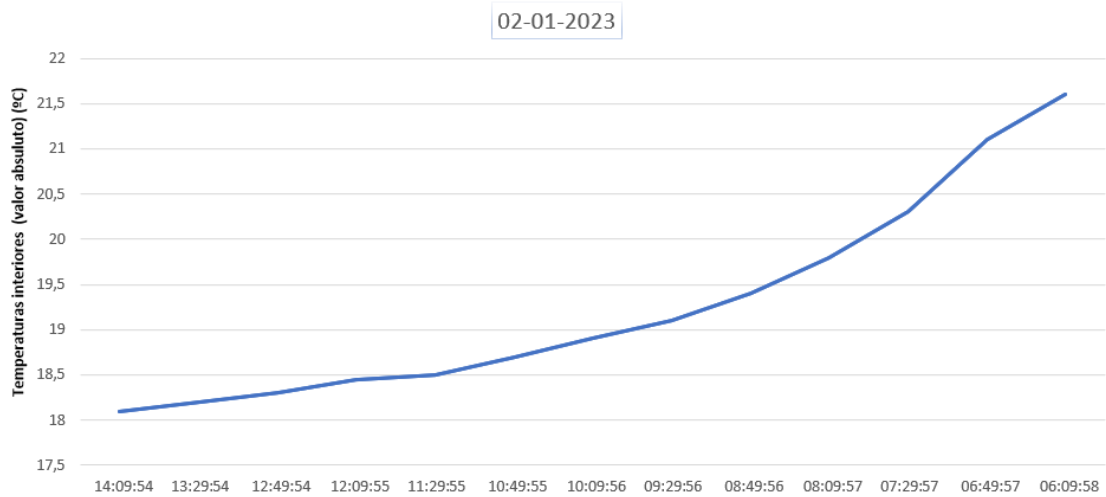


Figura 4.4 Intervalo de temperaturas interiores.

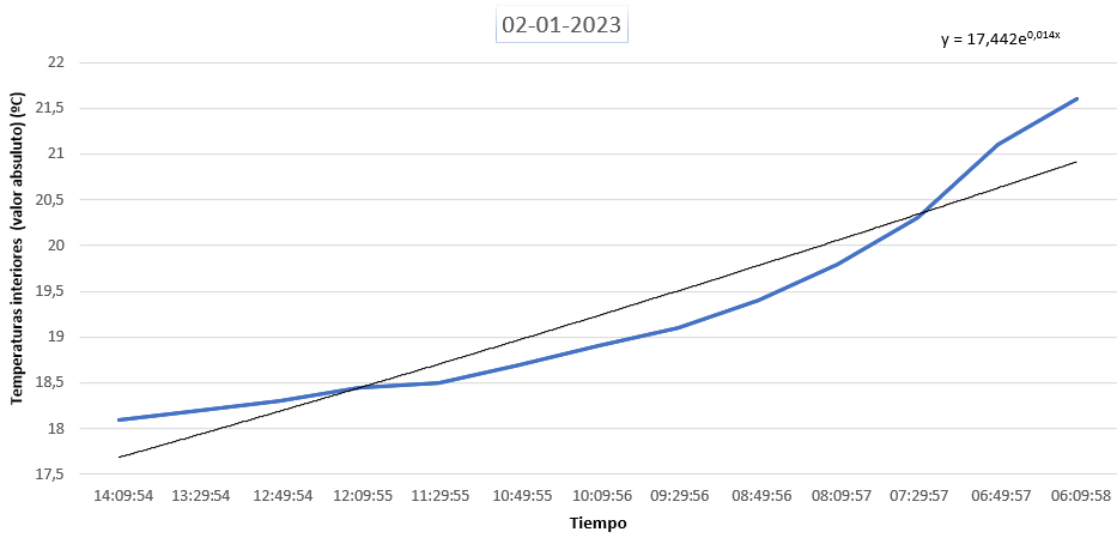


Figura 4.5 Aproximación exponencial de la curva de temperaturas.

En este caso concreto, la ecuación que describe la curva obtenida es la siguiente:

$$17,442 * e^{0,014 \cdot x} \quad (4.13)$$

Considerando los valores definidos en el supuesto anterior, sustituimos y podemos despejar la transmitancia térmica y obtener un valor de $0,22 \text{ W/m}^2\text{K}$, que se encuentra dentro del rango considerado.

4.3 Obtención de la transmitancia térmica teórica

Para verificar las hipótesis consideradas durante el cálculo de la transmitancia térmica experimental a través de las cargas térmicas, se va a realizar una estimación de la misma a través de correlaciones tabuladas y realizando las siguientes consideraciones:

1. Se considera que el aislamiento de poliuretano (PUR) tiene una conductividad térmica de entre $0,05$ y $0,031 \text{ W/mK}$ [9].
2. Consideramos las temperaturas exterior e interior del recinto como primera aproximación en 20 y -20 °C, respectivamente, para el cálculo de propiedades térmicas. Esto supondrá un salto térmico de 40 °C.

3. Como primera instancia, supondremos una distribución uniforme de temperaturas a través de las paredes, así como un único espesor (el de panel sándwich con aislamiento de poliuretano) de 20 centímetros.

De manera teórica, conocemos que la transmitancia térmica tiene la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_e}\right)} \quad (4.14)$$

Sin embargo, para obtener su valor lo más cercano a la realidad posible, se emplean una serie de correcciones y aproximaciones dictadas por la norma *UNE*. Para el caso que nos ocupa se obtiene una transmitancia térmica teórica [17] de aproximadamente **0,17 W/m²K**. Este cálculo se detallará debidamente en el *Apéndice B*.

4.4 Interpretación de resultados

A lo largo de este capítulo se ha determinado:

- Transmitancia térmica experimental, a través de las cargas térmicas. → **0,20 W/m²K**
- Transmitancia térmica experimental, a través de las curvas de temperaturas interiores. → **0,22 W/m²K**
- Transmitancia térmica teórica, cuya determinación viene dictada por la norma europea. → **0,17 W/m²K**

Estos resultados nos permiten corroborar el orden de magnitud de la transmitancia térmica que posee la cámara en sus muros. Para los cálculos correspondientes en futuros capítulos, se escogerá un valor de **0,20 W/m²K**, al ser el obtenido experimentalmente (y por lo tanto el más cercano a la situación real de la instalación).

5 Correcciones y predicciones del consumo

Tras la obtención y validación de un modelo que caracteriza debidamente a la cámara frigorífica, prosigue la utilización de éste para estimar los consumos eléctricos en los próximos meses en el recinto, utilizando temperaturas interiores en base a las tarifas horarias descritas, temperaturas exteriores a partir de la correspondiente estación meteorológica y valores de transmitancia térmica calculados anteriormente, cerciorándonos de su validez con las diferentes herramientas de las que disponemos. Por otro lado, es de vital importancia realizar una corrección a los valores de consumo a demanda, aplicando diferentes factores a los valores obtenidos, que nos permitirán alcanzar un resultado más fiel para realizar una optimización térmica del objeto de estudio.

5.1 Factores de corrección

A través de las correcciones de *CALENER* [5], podemos determinar una serie de factores a aplicar al consumo para corregir su valor y obtener la demanda real que solicita el equipo frigorífico en cada instante. En concreto, trataremos el caso de un equipo de expansión directa aire-aire sólo frío, al tratarse de un sistema frigorífico, que funciona a través de una bomba de calor.

En este apartado encontraremos correcciones en función de la temperatura húmeda interior $Thint$, temperatura interior $Tint$, temperatura exterior $Text$ y factor de carga parcial fc_p , considerándose dichos factores como la unidad en el caso de las condiciones *Eurovent* :

$$Thint = 19^{\circ}C; Tint = 27^{\circ}C; Text = 35^{\circ}C; fc_p = 1 \quad (5.1)$$

Nuestro equipo, al poseer condiciones distintas a las presentadas por *Eurovent*, sufrirá cambios en su conversión "demanda-consumo", en mayor o menor medida se diferencia de la situación estándar.

5.1.1 Corrección del consumo de refrigeración

El consumo total de refrigeración real se puede determinar de la siguiente forma:

$$CSref = CSref_n * FCCS_T * FCCS_f \quad (5.2)$$

Siendo $CSref_n$, el consumo eléctrico de refrigeración en condiciones nominales, $FCCS_T$, el factor de corrección del consumo de refrigeración con las temperaturas y $FCCS_f$, el factor de corrección del consumo de refrigeración con la carga parcial. Estos factores dependen de $Thint$ y $Text$ (concretos de nuestro recinto) y de fc_p , respectivamente. Por otro lado, conocemos, por la definición de factor de carga parcial:

$$fc_p = \frac{DSref}{CSref} \quad (5.3)$$

Con $DSref$ como la potencia frigorífica demandada al equipo, en kW .

Reorganizando ambas ecuaciones obtenemos la siguiente expresión:

$$DSref = fc_p * CSref_n * FCCS_T * FCCS_f \quad (5.4)$$

Determinamos los correspondientes factores en base a las condiciones concretas de nuestro caso, cuyos valores se especifican a través de las correcciones de *CALENER*, se calculan los valores de la potencia demandada por el sistema en base a los conocidos de consumo.

Para ejemplificar el cálculo se presenta un muestreo de los resultados para un día de operación (en concreto, para el 30 de diciembre de 2022):

Tabla 5.1 Corrección demanda-consumo.

Hora	Consumo (kwh)	fcp	Demanda (kWh)
01:00	33	0,76	43
02:00	36	0,83	43
03:00	34	0,78	44
04:00	33	0,76	43
05:00	33	0,77	43
06:00	30	0,69	44
07:00	36	0,85	42
08:00	42	0,34	17
09:00	44	0,97	42

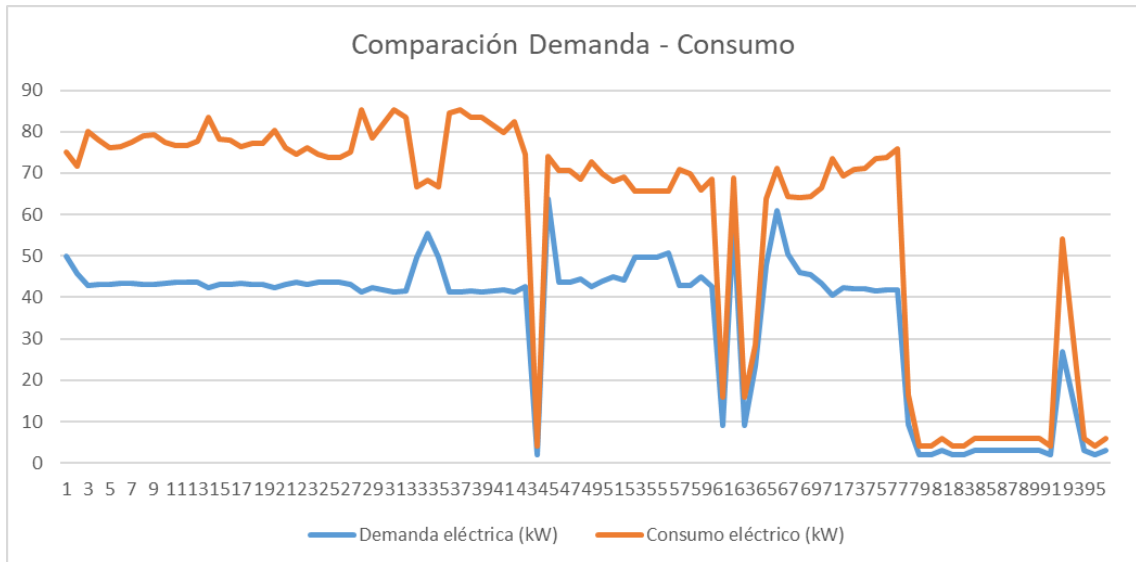


Figura 5.1 Comparación demanda-consumo.

En la gráfica adjunta se puede observar la comparación entre las distribuciones de demanda y de consumo, condicionadas por el factor de carga parcial. A destacar, los puntos que alcanzan valores próximos al cero, indicando los periodos donde el equipo se apaga para aprovechar la inercia del sistema para mantener las condiciones deseadas.

El objetivo de visualizar estos resultados es conocer aquellos puntos en los que el equipo demanda más potencia y diseñar una estrategia de control que optimice debidamente estos tramos concretos.

5.2 Cálculo del consumo eléctrico en meses pasados

Tras corregir los valores de consumo eléctrico de los datos de partida y obtener los valores reales de potencia eléctrica demandada por los equipos que componen el sistema frigorífico, se procede a recalculer el consumo eléctrico para afianzar la validez de nuestro modelo térmico [4].

5.2.1 Determinación del consumo

Conocidas las expresiones de todas las cargas térmicas que influyen en el funcionamiento de nuestra instalación, podemos determinar el valor del consumo del equipo frigorífico para mantener el recinto a la temperatura deseada. Este consumo se puede representar de la siguiente forma:

$$C_e = \frac{Q_{total}}{EER} \quad (5.5)$$

Siendo Q_{total} la suma de todas las cargas térmicas y EER la eficiencia del equipo frigorífico, es decir, la capacidad del sistema respecto al consumo eléctrico que conlleva. Este coeficiente se considerará con valor de 2, siendo un valor dentro del rango común en este tipo de instalaciones (entre 2 y 4 de EER)[16].

Conocidas todas las cargas térmicas en sus valores puntuales a lo largo de los días, se puede calcular el consumo eléctrico diario que supone la instalación.

A continuación, a modo de ejemplo se presentan los resultados correspondientes al 21 de agosto de 2023:

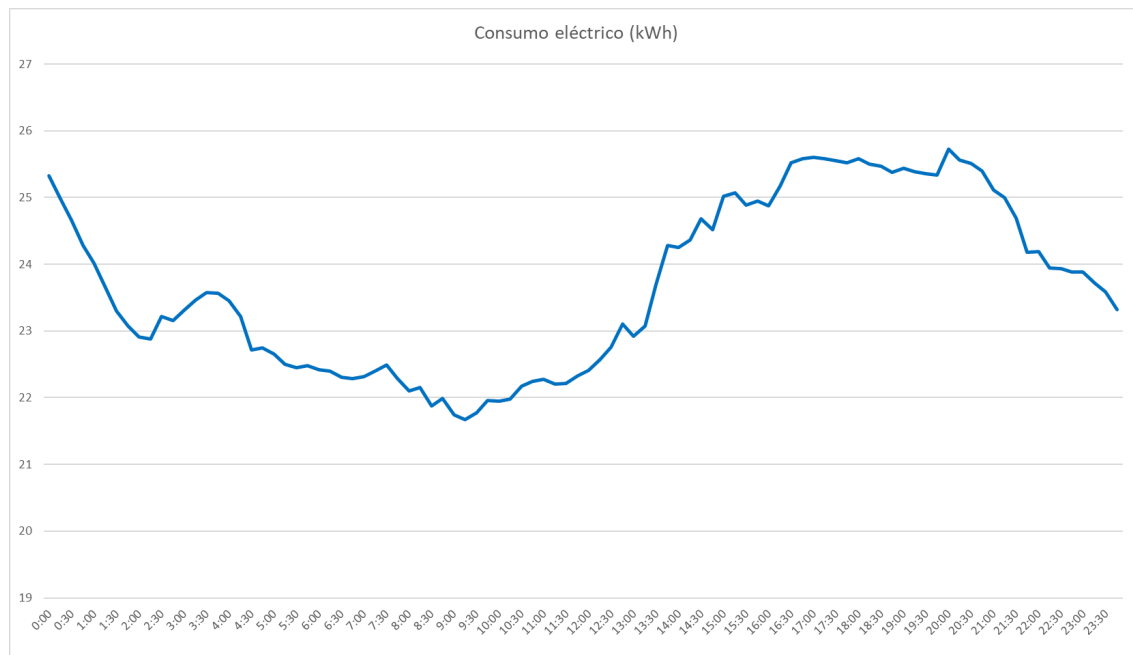


Figura 5.2 Consumo eléctrico 21-08-2023.

Como se puede observar, los valores adoptan una forma sinusoidal, con un valor medio de aproximadamente 23,5 kWh cuartohorarios. Esta distribución horaria dependerá del día de la semana que se estudie (al depender directamente de la tarifa horaria que conlleva) así como de las condiciones térmicas en cada instante de cálculo (que determinará los valores de cargas térmicas).

5.2.2 Verificación de los resultados con valores reales

Para asegurarnos de que el modelo térmico desarrollado es válido, podemos comparar el resultado con los datos de consumo reales reflejados en las lecturas de la instalación fotovoltaica:

		agosto 2023						
Lun	Mar	Casarse	Jue	Vie	Se sentó	Sol		
31	1	2	3	4	5	6		
1.623 kWh	1.441 kWh	1.596 kWh	1.707 kWh	1.687 kWh	1.178 kWh	1.163 kWh		
1.901 kWh	1.912 kWh	1.869 kWh	1.877 kWh	1.892 kWh	1.849 kWh	1.783 kWh		
483 kWh	411 kWh	393 kWh	302 kWh	417 kWh	491 kWh	533 kWh		
46,63%	51,02%	48,05%	47,99%	46,65%	53,55%	51,80%		
7	8	9	10	11	12	13		
1.585 kWh	2.242 kWh	2.825 kWh	2.685 kWh	1.770 kWh	1.285 kWh	1.258 kWh		
1.698 kWh	1.499 kWh	1.297 kWh	1.615 kWh	1.717 kWh	1.720 kWh	1.752 kWh		
215 kWh	33 kWh	12 kWh	27 kWh	248 kWh	482 kWh	565 kWh		
46,81%	39,54%	31,27%	37,16%	45,35%	49,07%	48,55%		
14	15	dieciséis	17	18	19	20		
1.630 kWh	1.218 kWh	2.160 kWh	1.906 kWh	1.833 kWh	1.539 kWh	1.281 kWh		
1.805 kWh	1.689 kWh	1.605 kWh	1.615 kWh	1.614 kWh	1.579 kWh	1.559 kWh		
208 kWh	557 kWh	197 kWh	294 kWh	247 kWh	381 kWh	393 kWh		
49,49%	48,17%	39,46%	43,05%	42,72%	43,77%	47,65%		
21	22	23	24	25	26	27		
2.323 kWh	2.069 kWh	2.124 kWh	2.012 kWh	2.753 kWh	1.910 kWh	1.137 kWh		
1.578 kWh	1.624 kWh	1.571 kWh	1.542 kWh	1.442 kWh	868 kWh	1.642 kWh		
70 kWh	225 kWh	96 kWh	194 kWh	21 kWh	110 kWh	526 kWh		
39,36%	40,34%	40,98%	40,12%	34,04%	28,41%	49,53%		
28	29	30	31	1	2	3		
1.656 kWh	1.636 kWh							
1.643 kWh	1.582 kWh							
355 kWh	286 kWh							
43,75%	44,20%							

Figura 5.3 Lecturas de Agosto 2023.

Si nos centramos en el día 21 de agosto, observamos que se produjo un consumo de alrededor de 2323 kWh/día. Volviendo a nuestro cálculo, realizando la suma de todos los valores puntuales se obtiene un consumo eléctrico de **2274,19 kWh/día**.

De primera mano, salta a la vista que estos valores son muy próximos entre sí, lo que nos empieza a dar señales de que nuestro modelo es cercano a la realidad. El procedimiento descrito en el anterior apartado es completamente reproducible para cada día de operación, teniendo en cuenta la variación de las temperaturas, tanto interiores como exteriores, así como de todas las propiedades térmicas que se vean alteradas por las condiciones del día concreto que se analice. Es por ello que se realizará el mismo proceso para los 29 días de agosto de los que tenemos datos en las lecturas, para así poder confirmar la validez de nuestro modelo y poder emplearlo para predecir consumos en meses futuros. A través de la gráfica que se presenta continuación, podemos comparar los valores obtenidos gracias al modelo térmico y los pertenecientes a las lecturas, durante todo el mes de agosto. Como se puede comprobar, mediante más próxima sea la nube de puntos a la línea bisectriz menor será el error cometido. En nuestro caso existen ciertos días donde incluso se obtiene unos valores prácticamente idénticos:

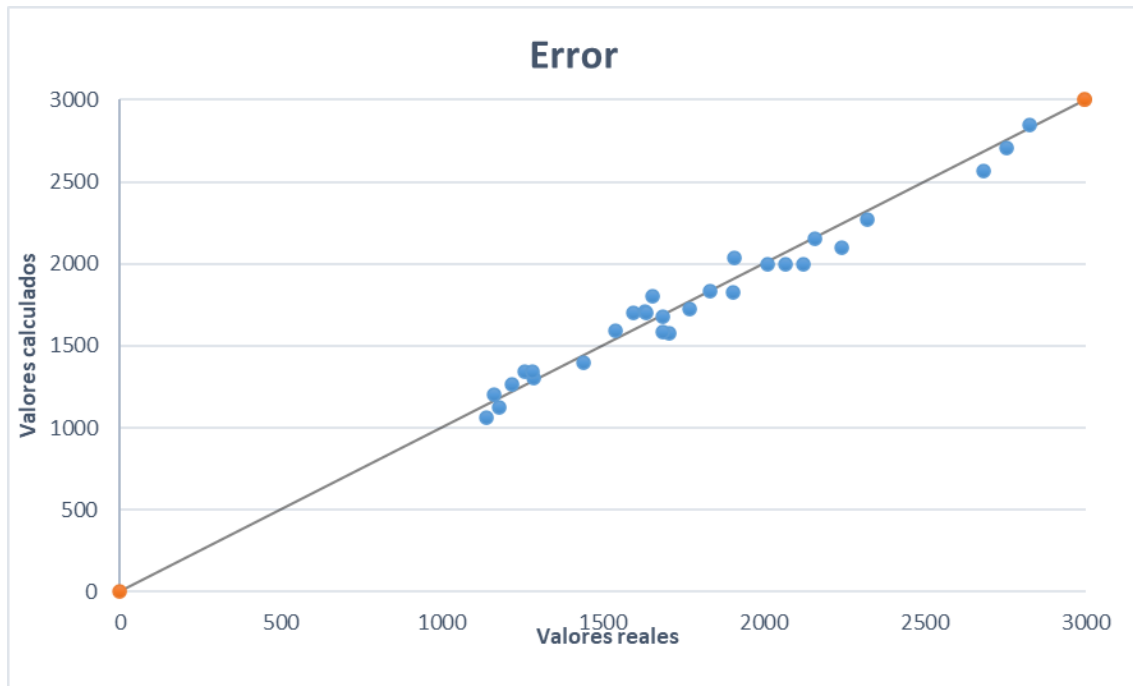


Figura 5.4 Error del modelo.

El error máximo cometido con el modelo térmico se alcanza en el punto más lejano a la recta bisectriz trazada en la gráfica. En concreto, el valor más lejano supone un error relativo del 6 %

5.2.3 Cambio de temperaturas de consigna

Tras el cálculo del consumo durante todo el mes de agosto, someteremos al modelo a una alteración de las temperaturas de consigna, es decir, cambiaremos las tarifas horarias dadas para priorizar la disminución de la temperatura en las horas con el coste económico más bajo. Con esta modificación se comprobará sí, con esta reducción inteligente, es posible obtener una reducción significativa del consumo.

En concreto, al existir dos tarifas distintas (una de lunes a viernes y otra los fines de semana), se realizará un estudio comparativo con la tarifa actual y una propuesta durante tres días consecutivos, de viernes a domingo para ser exactos:

- **Viernes**

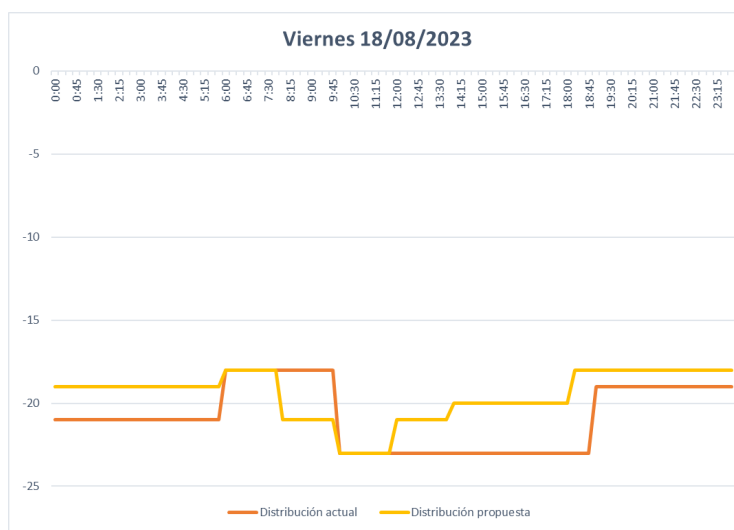


Figura 5.5 Distribuciones de temperatura del viernes.

- **Sábado/Domingo**

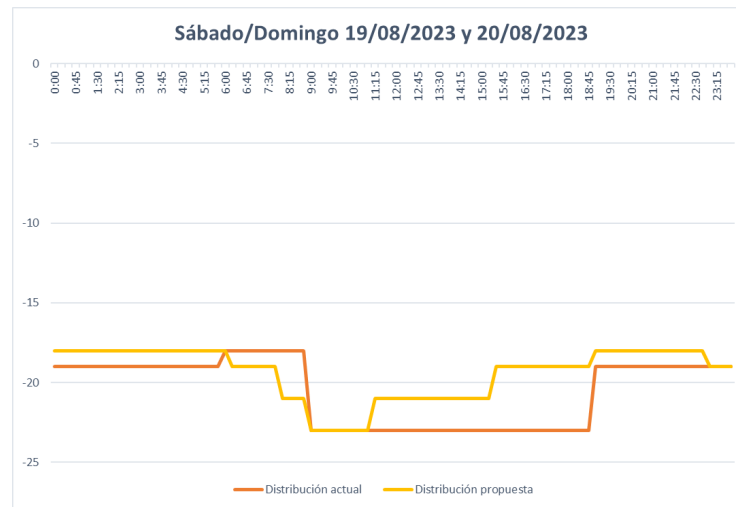


Figura 5.6 Distribuciones de temperatura del sábado y domingo.

Como criterio para la nueva distribución se han escogido los tramos donde cambia la temperatura de manera significativa y se han suavizado los puntos de inflexión, manteniendo siempre presente la temperatura que necesita el producto en todo momento. En el posterior capítulo se dedicará un apartado a analizar la evolución de estos valores tras la implementación de distintas medidas, incluida la aquí mencionada.

5.3 Predicciones del consumo en meses venideros

Una vez comprobado el modelo, podemos asegurar con total plenitud que a través de él podemos realizar una predicción fiel de cómo será el consumo eléctrico en los meses posteriores en la instalación. Para ello se dispone de la siguiente información:

- Datos históricos de temperaturas exteriores medias diarias en el mes estudiado (*AEMET*).
- Estimación de temperaturas de consigna según tarifas de meses anteriores.
- Caracterización del conjunto de cargas térmicas existentes en la cámara, conformando nuestro modelo térmico.
- Información cuartohoraria de consumo eléctrico de las instalaciones en condiciones térmicas similares.

Cabe mencionar que se realizará una estimación del mes de noviembre, considerando las propiedades térmicas propias de las condiciones típicas de esta época del año, a lo largo de una semana de cálculo.

A continuación se presentan los resultados obtenidos:

Tabla 5.2 Predicción de consumo para noviembre de 2023.

Día	Consumo (kWh)
01-11-2023	1619,87
02-11-2023	1356,74
03-11-2023	1495,13
04-11-2023	1408,33
05-11-2023	1147,63
06-11-2023	1363,56
07-11-2023	1626,69

Es importante mencionar que estos resultados serán fieles en mayor o menor medida según se asemejen las condiciones térmicas a las estimadas en nuestro modelo. De igual forma, tal y como se ha observado en los cálculos descritos con anterioridad, generalmente los resultados se asemejan en gran medida a los consumos reales.

6 Medidas de eficiencia energética. Optimización del consumo eléctrico

Durante el transcurso de este Capítulo se analizarán diferentes propuestas para mejorar la eficiencia energética de la cámara, es decir, optimizar diferentes parámetros mediante la incorporación de diferentes tecnologías, disminuyendo así el consumo eléctrico y, por lo tanto, generando un ahorro considerable.

6.1 Mejora de las prestaciones de la cámara

A continuación se presentan una serie de medidas propuestas para la mejora de las condiciones actuales de la cámara congeladora [3]. Cabe resaltar que pese a que algunas de ellas ya se contemplan, sigue siendo igualmente posible obtener cierta mejora en mayor o menor medida.

6.1.1 Sustitución de luminarias. Empleo de tecnología LED

Como hemos podido comprobar en el apartado de cálculo de cargas térmicas, la existencia de luminarias en el recinto engruesan el total de las mismas. En concreto para el caso que nos ocupa, las luminarias suponen casi el 5 por ciento de la carga térmica total. Por otro lado, de cara al consumo eléctrico completo de la infraestructura, existen luminarias exteriores que también se han de considerar. La propuesta de mejora térmica consiste en la sustitución de las luminarias por tecnología LED de bajo consumo y alta eficiencia. A continuación se propone un ejemplo de cálculo para ilustrar la comparación entre ambas situaciones:

- **CASO 1 : Luminarias actuales:**

Como se ha mencionado el correspondiente cálculo de cargas, las luminarias existentes se consideran con potencia igual a $5 W/m^2$ iluminado. Con ello se obtienen los valores de consumo por hora de funcionamiento de las luminarias, es decir, cada vez que entra personal a la cámara.

- **CASO 2 : Luminarias LED:**

Para brindar al sistema de una mejora energética, es decir, reducir el consumo eléctrico que posee, se propone la incorporación de luminarias de tecnología LED, cuyo consumo unitario es significativamente inferior al actual, reduciendo así el valor total de carga por iluminación hasta en un 50 %. Con ello se obtiene un valor de la mitad obtenido con las luminarias actuales, calculado por hora de funcionamiento.

En resumen, con la incorporación de la tecnología LED se alcanza reducir el consumo eléctrico durante un día completo hasta en un 4%.

6.1.2 Reducción de la carga por infiltración

Durante las horas de trabajo de la cámara, ocurren distintas aperturas y cierres de la misma que permiten que se infiltre aire en los interiores, lo que condiciona en gran cantidad a la temperatura de consigna, siendo mayor la carga necesaria para mantenerla. Por este motivo, existe la posibilidad de realizar una gestión óptima de las aperturas de la cámara, minimizando así las entradas (o bien el tiempo en el que se encuentran los operarios dentro del recinto). En este estudio se propone mejorar la organización de aperturas y cierres del recinto, donde sólo se abra la cámara cuando sea estrictamente necesario, reorganizando las entradas y salidas de

producto. Con esta mejora, no solo se reducirán las cargas por infiltración de aire y ocupación de personal, sino que también afectará a la carga por iluminación tratada en el punto anterior, debido a la reducción de su funcionamiento al minimizar las aperturas del recinto.

6.1.3 Organización del producto para optimizar las cargas

Mediante el análisis en su correspondiente apartado en el capítulo 2, es conocido que existe un gran volumen de producto a mantener. Es inmediato pensar la importancia de tratar correctamente este grueso de carga, siendo condicionante para la gestión energética de la instalación. Uno de los aspectos que más afectan al consumo de la cámara es la mala distribución del producto dentro de la misma [10]. En este subapartado se proponen las siguientes acciones para mejorar la organización del pescado congelado:

1. **Zonificación del producto.** Ubicar el producto en distintas zonas para facilitar su acceso y evitar las frecuentes aperturas del recinto
2. **Ubicación y organización.** Tratar de apilar los diferentes lotes de carga de la manera más equitativa posible, distribuyendo el pescado con más antigüedad en el fondo.
3. **Manipulación y control de acceso.** Se propone extremar las condiciones del personal que manipule el pescado, así como realizar un cronograma de entradas y salidas más detallado, junto con un correcto etiquetado para conocer cuándo y en qué condiciones ha entrado el producto.

Con algunas de estas mejoras, se lograran disminuir varias de las cargas térmicas en su conjunto, logrando un menor consumo. Cabe resaltar que otras propuestas, como el desescarche del recinto, no se contemplarán dado su inviabilidad en este caso.

6.2 Disminución del consumo debido al cambio de temperatura de consigna

Como se ha propuesto en el anterior capítulo, la incorporación de las nuevas temperaturas de consignas influyen en gran medida a los valores finales de consumo eléctrico. En concreto, para los días 18, 19 y 20 de agosto de 2023 se han obtenido los siguientes valores de consumo eléctrico, en comparación con el consumo actual:

- **Viernes:**

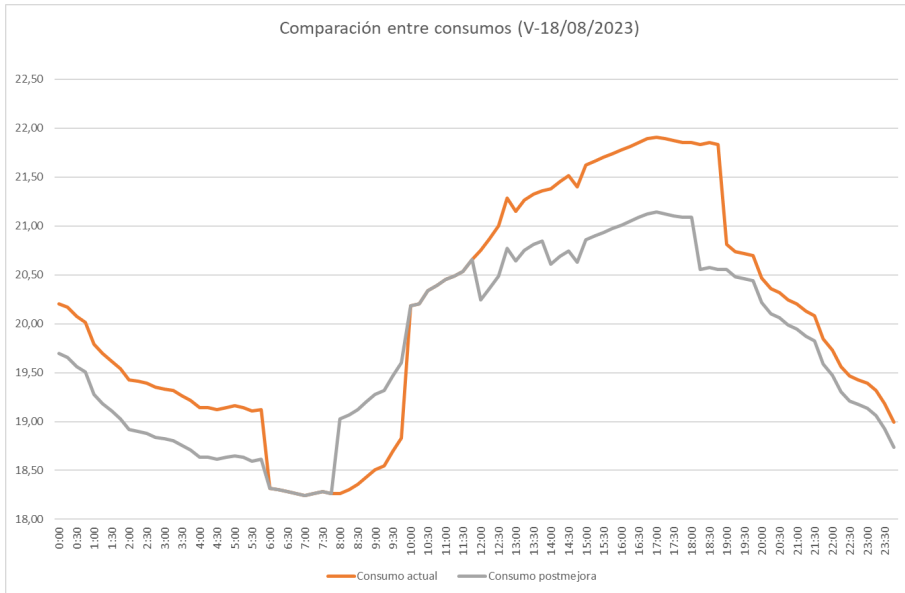


Figura 6.1 Consumo eléctrico del viernes.

- **Sábado:**

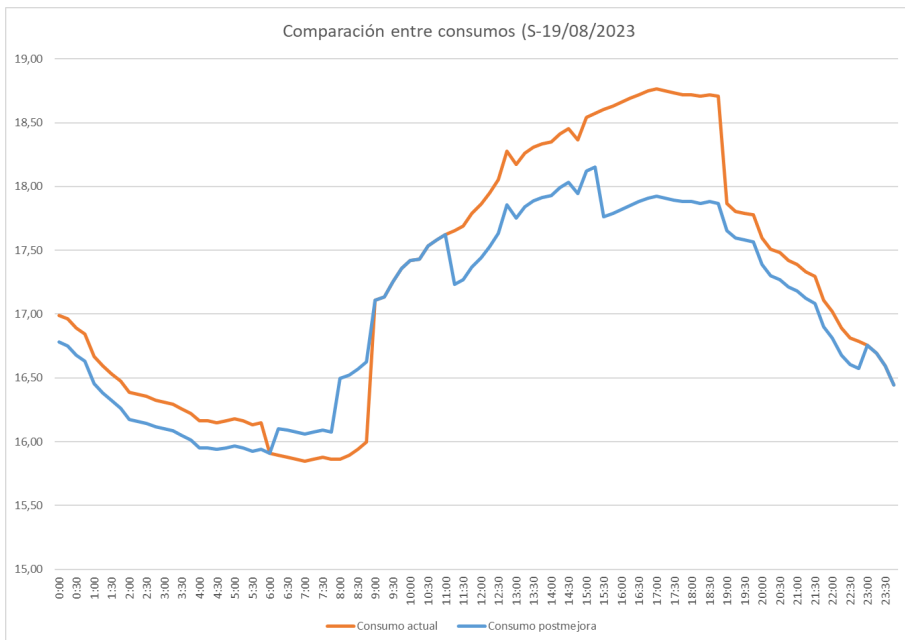


Figura 6.2 Consumo eléctrico del sábado.

• Domingo:

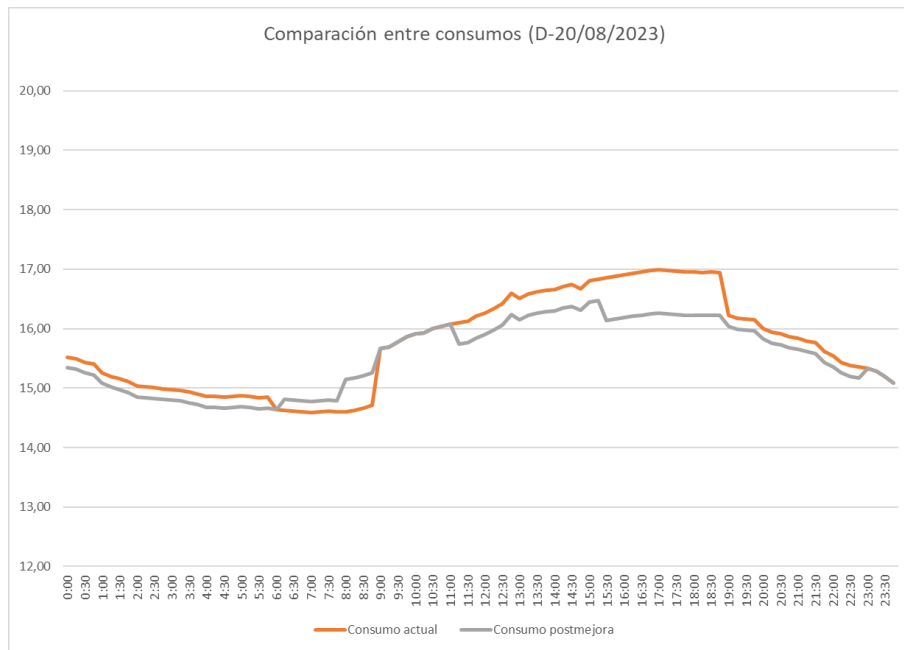


Figura 6.3 Consumo eléctrico del domingo.

Como se puede observar, de manera general, la curva correspondiente al consumo tras el cambio de consigna es menor, denotando así la mejora significativa del sistema de control con la alternativa propuesta. Gracias a esta reducción y a las mejoras mencionadas con anterioridad, se conseguirá que las instalaciones que contienen a la cámara congeladora sean mucho más eficientes energéticamente hablando, lo que conlleva un ahorro económico considerable.

Para afianzar este cálculo, se presentan los resultados obtenidos para el mes completo de agosto, al igual que se realizó en capítulos anteriores para el caso de las predicciones de consumo eléctrico:

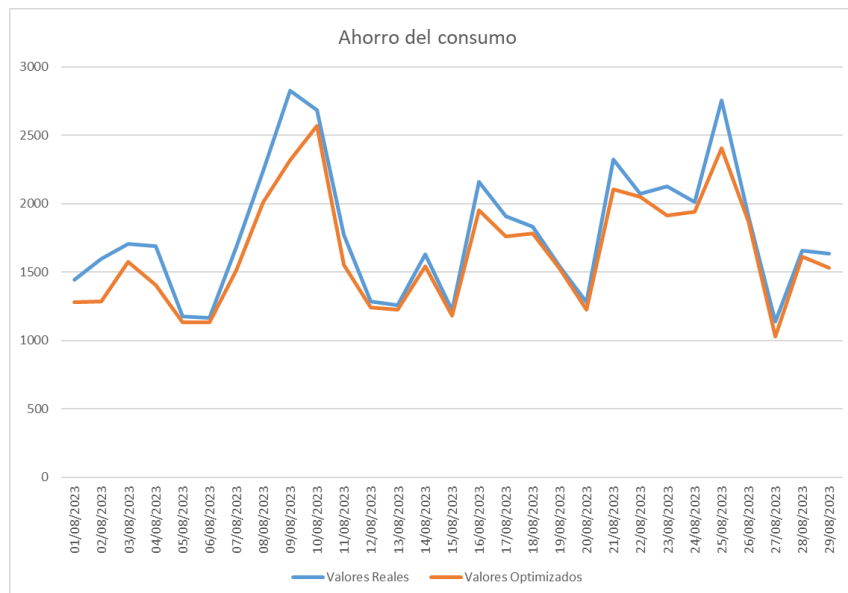


Figura 6.4 Ahorro del consumo.

Tabla 6.1 Valores y ahorros diarios..

Fecha	Valores Reales	Valores Optimizados	Ahorro (%)
01/08/2023	1441	1276,75	11 %
02/08/2023	1596	1286,83	19 %
03/08/2023	1707	1573,75	8 %
04/08/2023	1687	1406,28	17 %
05/08/2023	1178	1132,09	4 %
06/08/2023	1163	1129,93	3 %
07/08/2023	1685	1512,92	10 %
08/08/2023	2242	2013,63	10 %
09/08/2023	2825	2316,99	18 %
10/08/2023	2685	2568,5	4 %
11/08/2023	1770	1551,1	12 %
12/08/2023	1285	1243,41	3 %
13/08/2023	1258	1223,17	3 %
14/08/2023	1630	1539,08	6 %
15/08/2023	1218	1179,72	3 %
16/08/2023	2160	1950,74	10 %
17/08/2023	1906	1762,46	8 %
18/08/2023	1833	1780,96	3 %
19/08/2023	1539	1525,75	1 %
20/08/2023	1281	1224,85	4 %
21/08/2023	2323	2104,98	9 %
22/08/2023	2069	2047,4	1 %
23/08/2023	2124	1915,1	10 %
24/08/2023	2012	1939,52	4 %
25/08/2023	2753	2406,9	13 %
26/08/2023	1910	1868,16	2 %
27/08/2023	1137	1026,24	10 %
28/08/2023	1656	1611,02	3 %
29/08/2023	1636	1529,94	6 %

Como se puede observar en la tabla, se han calculado todos los consumos mediante esta metodología, así como los ahorros respecto a la situación anterior.

A la vista de los resultados, se comprueba la importancia de realizar un control exhaustivo de las distintas temperaturas a las que se somete el recinto, ya que su correcta distribución permitirá disminuir el consumo eléctrico hasta casi un 19% en algunos días del mes.

Apéndice A

Correlaciones convección libre, recinto rectangular

Tabla 6.11: Correlaciones convección libre, recinto rectangular

Recinto rectangular																
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre												
43	$\overline{Nu}_L = 0.069 Ra_L^{1/3} Pr^{0.0704}$	Medio, T_s cte, $\theta = 0^\circ$, $3 \cdot 10^5 < Ra_L \leq 7 \cdot 10^9$	T. media superficies	Globe y Dropkin												
44	$\overline{Nu}_L = 0.18 \left(\frac{Ra_L Pr}{0.2 + Pr} \right)^{0.29}$	Medio, T_s cte, $\theta = 90^\circ$, $10^3 < \frac{Ra_L Pr}{0.2 + Pr}$ $10^{-3} < Pr < 10^5$, $1 < H/L < 2$	T. media superficies	Catton												
45	$\overline{Nu}_L = 0.22 \left(\frac{Ra_L Pr}{0.2 + Pr} \right)^{0.28} \left(\frac{H}{L} \right)^{-1/4}$	Medio, T_s cte, $\theta = 90^\circ$, $10^3 < Ra_L < 10^{10}$ $Pr < 10^5$, $2 < H/L < 10$	T. media superficies	Catton												
46	$\overline{Nu}_L = 0.42 Ra_L^{1/4} Pr^{0.012} \left(\frac{H}{L} \right)^{-0.3}$	Medio, T_s cte, $\theta = 90^\circ$, $10^4 < Ra_L < 10^7$ $1 < Pr < 2 \cdot 10^4$, $10 < H/L < 40$	T. media superficies	MacGregor y Emery												
47	$\overline{Nu}_L = 0.046 Ra_L^{1/3}$	Medio, T_s cte, $\theta = 90^\circ$, $10^5 < Ra_L < 10^9$ $1 < Pr < 20$, $1 < H/L < 40$	T. media superficies	MacGregor y Emery												
48	$\overline{Nu}_L = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \theta} \right]^+ \left[1 - \frac{1708 (\text{sen } 1.8 \theta)^{1.6}}{Ra_L \cos \theta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra_L \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+$	Medio, T_s cte, $0 < \theta \leq \theta_{cr}$, $H/L \geq 12$ <table style="display: inline-table; vertical-align: middle; border: none;"> <tr> <td>H/L</td> <td>1</td> <td>3</td> <td>6</td> <td>12</td> <td>>12</td> </tr> <tr> <td>θ_{cr}</td> <td>25°</td> <td>53°</td> <td>60°</td> <td>67°</td> <td>70°</td> </tr> </table>	H/L	1	3	6	12	>12	θ_{cr}	25°	53°	60°	67°	70°	T. media superficies	Hollands
H/L	1	3	6	12	>12											
θ_{cr}	25°	53°	60°	67°	70°											
49	$\overline{Nu}_L = \overline{Nu}_L(\theta = 0^\circ) \left[\frac{\overline{Nu}_L(\theta = 90^\circ)}{\overline{Nu}_L(\theta = 0^\circ)} \right]^{-\theta/\theta_{cr}} (\text{sen } \theta_{cr})^{(\theta/4\theta_{cr})}$	Medio, T_s cte, $0 < \theta \leq \theta_{cr}$, $H/L < 12$	T. media superficies	Catton												
50	$\overline{Nu}_L = \overline{Nu}_L(\theta = 90^\circ) (\text{sen } \theta)^{1/4}$	Medio, T_s cte, $\theta_{cr} < \theta < 90$	T. media superficies	Ayaswamy y Catton												
51	$\overline{Nu}_L = 1 + \left[\overline{Nu}_L(\theta = 90^\circ) - 1 \right] \text{sen } \theta$	Medio, T_s cte, $90 < \theta \leq 180$	T. media superficies	Arnold												

- H representa la altura y L el espesor del recinto rectangular.
- $\theta = 180^\circ$ corresponde al recinto horizontal con la superficie superior caliente y $\theta = 0^\circ$ al recinto horizontal con la superficie superior fría.
- Para $Ra_L < 1708$, $\theta = 0^\circ$ (correlación 43) y $\theta = 180^\circ$, la transferencia de calor tiene lugar por conducción ($Nu_L = 1$).
- En la correlación 48, la notación ()⁺ indica que si la cantidad incluida en el paréntesis es negativa, se ha de tomar igual a cero.

Apéndice B

Cálculo de la transmitancia térmica de paneles sándwich

A continuación se presenta el procedimiento de cálculo para determinar la transmitancia térmica de los paneles sándwich que componen el recinto. En concreto, la norma *UNE-EN 14509* se especifica como deben ser los paneles sándwich de cámaras frigoríficas.

Para la transmitancia térmica teórica del panel se emplea la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{Ri + \frac{di}{\lambda fi} + \frac{dc+\delta}{\lambda d} + \frac{de}{\lambda fe} + Re} + \frac{\phi}{B} \quad (B.1)$$

Donde:

- Ri es la resistencia de la superficie interior (m^2K/W)
- di es el espesor interior del panel (m)
- λfi es la conductividad térmica de la cara interior (W/mK)
- dc es el espesor nominal del núcleo (m)
- δ es el espesor adicional debido a los perfiles (m)
- λd es la conductividad térmica del núcleo (W/mK)
- de es el espesor exterior del panel (m)
- λfe es la conductividad térmica de la cara exterior (W/mK)
- Re es la resistencia de la superficie exterior (m^2K/W)
- ϕ es la transmitancia térmica lineal de las juntas del panel (W/mK)
- B es la anchura del panel (m)

Apéndice C

Cálculo de cargas térmicas

Para afrontar el cálculo de las cargas térmicas a las que está sometida la cámara podemos enfocar dichas cargas en las siguientes categorías:

1. Las cargas debidas al calor que recibe el recinto desde el exterior. Esta categoría contempla el calor debido a la conducción a través de los muros y la pérdida térmica través de los huecos.
2. Las cargas generadas en el interior de la cámara, ya sea por los distintos equipos que contiene, los productos que se almacenan o los operarios que entran o salen de la misma.

Cargas debidas a agentes externos

Para dimensionar el calor que recibe la cámara desde el exterior es importante considerar las siguientes hipótesis:

- Suponemos un recinto cerrado, formado por 6 paredes expuestas al exterior (suelo, cubierta, frontal, dorsal y laterales)
- Los mecanismos de transmisión de calor que sufren los muros son principalmente los de convección y conducción
- Cada uno de estos muros están formados por un panel sándwich con aislamiento de poliuretano.
- Se define k como la conductividad térmica total expresada en W/mK
- Se define h_e como el coeficiente de película al que está sometida la pared desde el exterior, expresado en W/m^2K
- Se define T_e como a temperatura exterior al recinto, expresada en K
- Se considera que la cámara se encuentra a una temperatura T_i y sufre un coeficiente de película h_i , expresados en K y W/m^2K , respectivamente.

Tras establecer las hipótesis, se definen las siguientes cargas:

Carga por infiltración de aire

Se deben considerar infiltraciones desde el exterior a través de los diferentes elementos, sean puertas, ventanas, rejillas... Por lo general, las cámaras frigoríficas son recintos herméticos, por lo que el único hueco que provoca infiltraciones es la puerta de entrada a la misma. Esta puerta se emplea para introducir o extraer productos, realizar mantenimiento y otras tareas. Esta apertura provoca una entrada de aire caliente, que alcanzará la parte superior de la cámara, y una salida de aire frío, que saldrá por la parte inferior. Esta carga será mayor mientras más aperturas existan.

En una cámara de estas dimensiones, esta infiltración se puede considerar en un 10 por ciento respecto al total de cargas debidas a la influencia del exterior.

Carga debida a la transmisión de calor a través de los muros

Para caracterizar la carga debida a la transferencia de calor que existe en el recinto podemos considerar la siguiente expresión:

$$Q_{tras} = U * A * (T_e - T_i) \quad (C.1)$$

Esta ecuación es aplicable para cada superficie de la cámara en contacto con el exterior.

La expresión de U es la siguiente:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e}\right)} \quad (C.2)$$

Se considerará un coeficiente global de transferencia para todas las superficies por las que pierde calor la cámara.

Carga debida a la renovación de aire

Tal y como se mencionó acerca de las infiltraciones de aire, estas provocan una carga térmica adicional a considerar. Sin embargo, existe una serie de renovaciones de aire necesarias, según el volumen de la cámara frigorífica:

Tabla C.1 Renovaciones de aire diarias necesarias según el volumen del recinto.

Volumen de la cámara	30	45	60	100	150	200	300	300	650	900	...
Renovaciones	15	13	11	9	7	5	4	3	2,5	2	1

Conocido el volumen del recinto y la cantidad de este que es aire (60%), podemos estimar la carga debida a las renovaciones de aire como:

$$Q_{ren} = 0,6 * V * N_{ren} \quad (C.3)$$

Carga debida al enfriamiento

$$Q_{enf} = 1,15 * \frac{m_p * C_{pc} * (T_o - T_i)}{24 * 3600} \quad (C.4)$$

Carga total debida a agentes externos

Finalmente, podemos expresar la carga debida a la influencia del exterior de la siguiente forma:

$$Q_{ext} = U * A * (T_e - T_i) + 1,1 * Q_{total} + Q_{ren} + 1,15 * \frac{m_p * C_{pc} * (T_o - T_i)}{24 * 3600} \quad (C.5)$$

Cargas debidas a agentes internos

Para dimensionar el calor que sufre la cámara desde el interior es importante considerar las siguientes hipótesis, además de las propuestas en el caso anterior:

- Suponemos una distribución uniforme de las cargas debidas a la iluminación e infiltración, de cara a facilitar el cálculo
- Se considerará un consumo de 5 W por metro cuadrado de superficie iluminada para el cálculo de la carga por iluminación.
- Se supondrán 3 ventiladores existentes por parte del evaporador de la instalación, para la carga debida a los motores.

Una vez definidas las hipótesis, dentro del recinto frigorífico se consideran las siguientes pérdidas térmicas:

Carga debida a las personas

La potencia calorífica por persona se puede caracterizar de la siguiente forma:

$$Q_{ocu} = 333 - 4,43 * T_i \quad (C.6)$$

Siendo T_i la temperatura de interior de la cámara.

Carga debida a la iluminación

Para estimar el aporte térmico que generan las luminarias dentro de la cámara, se considera lo siguiente:

$$Q_{ilu} = 5 * A_{ilu} \quad (C.7)$$

Siendo A_{ilu} la superficie total iluminada.

Carga debida a los equipos

Los ventiladores del evaporador y las resistencias de desescarche aportan cierto ruido térmico al estudio. En concreto podemos estimar su valor como un 15% respecto a la carga térmica total

Carga total debida a agentes internos

Finalmente, podemos expresar la carga debida a la influencia del interior de la siguiente forma:

$$Q_{int} = (333 - 4,43 * T_i) + 5 * A_{ilu} + 1,15 * Q_{total} \quad (C.8)$$

Apéndice D

Datos climatológicos *AEMET*

Para el cálculo realizado en este estudio se ha requerido de la base de datos climatológica de *AEMET* [2]. De ella se extraen temperaturas y otros datos necesarios para el cálculo:

CARACTERISTICA / VALOR	(Temperatura °C)	FECHA
Temperatura Máxima más alta Registrada:	43.7	11-08-2023
Temperatura Máxima más baja Registrada:	11.8	26-01-2023
Temperatura Mínima más alta Registrada:	25.3	11-07-2023
Temperatura Mínima más baja Registrada:	-0.8	26-01-2023
Mayor diferencia de temperaturas en un mismo día (Tmax-Tmin):	23.1	08-04-2023
Mayor ascenso de temperaturas Máximas en 24 h:	6.4	entre 27-07-2023 y 28-07-2023
Mayor ascenso de temperaturas Mínimas en 24 h:	9.8	entre 07-01-2023 y 08-01-2023
Mayor descenso de Temperaturas máximas en 24h:	6.6	entre 07-06-2023 y 08-06-2023
Mayor descenso de Temperaturas mínimas en 24 h:	5.6	entre 26-08-2023 y 27-08-2023

Figura D.1 Resumen de los valores de temperatura [2].

VALORES POR AÑOS PARA LA ESTACION METEOROLÓGICA: SEVILLA AEROPUERTO

AÑO: 2022

FECHA	T. Máxima	T. Mínima	FECHA	T. Máxima	T. Mínima	FECHA	T. Máxima	T. Mínima
01-12-2022	15.3	7.5	12-12-2022	20.4	15.5	22-12-2022	15.2	10.1
02-12-2022	17.3	5.2	13-12-2022	20.3	16.2	23-12-2022	19.7	8.2
03-12-2022	17.1	4.1	14-12-2022	20.1	12.1	24-12-2022	18.0	8.1
04-12-2022	18.0	11.5	15-12-2022	16.0	10.4	25-12-2022	20.7	9.8
05-12-2022	15.2	12.3	16-12-2022	18.3	9.8	26-12-2022	20.3	9.0
06-12-2022	17.7	11.6	17-12-2022	18.8	10.3	27-12-2022	20.2	8.6
07-12-2022	15.2	10.1	18-12-2022	17.5	8.6	28-12-2022	19.7	7.6
08-12-2022	17.7	14.1	19-12-2022			29-12-2022	16.1	5.7
09-12-2022	18.2	13.8	20-12-2022	19.9	8.1	30-12-2022	17.5	7.9
10-12-2022	17.5	11.0	21-12-2022	17.2	11.4	31-12-2022	18.5	5.5
11-12-2022	21.5	13.8						

Figura D.2 Datos Climatológicos Diciembre 2022 [2].

AÑO: 2023

FECHA	T. Máxima	T. Mínima	FECHA	T. Máxima	T. Mínima	FECHA	T. Máxima	T. Mínima
01-01-2023	16.4	6.7	23-03-2023	26.3	8.9	12-06-2023	29.6	17.6
02-01-2023	13.6	9.8	24-03-2023	24.3	8.3	13-06-2023	29.5	17.8
03-01-2023	16.3	7.3	25-03-2023	27.8	10.2	14-06-2023	33.3	17.3
04-01-2023	18.0	8.5	26-03-2023	27.4	10.9	15-06-2023	36.3	18.6
05-01-2023	17.6	7.8	27-03-2023	28.4	10.1	16-06-2023	37.9	20.7
06-01-2023	17.6	5.4	28-03-2023	29.0	8.0	17-06-2023	37.3	21.2
07-01-2023	15.3	5.1	29-03-2023	29.6	9.8	18-06-2023	32.7	20.9
08-01-2023	18.9	14.9	30-03-2023	29.8	11.3	19-06-2023	30.1	21.1
09-01-2023	19.4	11.0	31-03-2023	27.1	9.2	20-06-2023	30.7	19.6
10-01-2023	18.2	8.0	01-04-2023	27.5	11.7	21-06-2023	30.8	20.1
11-01-2023	15.5	7.7	02-04-2023	25.9	12.1	22-06-2023	35.0	18.8
12-01-2023	17.6	8.0	03-04-2023	25.9	8.8	23-06-2023	39.0	19.8
13-01-2023	17.0	8.1	04-04-2023	23.5	12.5	24-06-2023	40.2	22.2
14-01-2023	16.9	4.9	05-04-2023	27.0	7.6	25-06-2023	41.2	22.4
15-01-2023	16.0	5.0	06-04-2023	27.8	9.7	26-06-2023	42.0	23.0
16-01-2023	13.7	3.9	07-04-2023	28.8	7.3	27-06-2023	40.2	22.6
17-01-2023	17.6	10.1	08-04-2023	30.6	7.5	28-06-2023	38.3	21.5
18-01-2023	14.1	5.5	09-04-2023	30.2	10.5	29-06-2023	35.8	22.4
19-01-2023	13.5	2.0	10-04-2023	31.6	12.5	30-06-2023	34.1	18.7
20-01-2023	17.8	8.6	11-04-2023	30.2	10.7	01-07-2023	36.8	20.4
21-01-2023	17.7	8.3	12-04-2023	26.6	12.4	02-07-2023	38.2	22.4
22-01-2023	13.0	2.6	13-04-2023	24.5	9.6	03-07-2023	37.7	24.3
23-01-2023	13.3	0.4	14-04-2023	28.1	10.0	04-07-2023	37.4	22.6
24-01-2023	12.2	1.1	15-04-2023	30.3	12.9	05-07-2023	37.6	19.9
25-01-2023	13.2	1.4	16-04-2023	30.5	16.2	06-07-2023	35.0	20.3
26-01-2023	11.8	-0.8	17-04-2023	31.0	12.6	07-07-2023	33.4	20.4
27-01-2023	14.6	-0.8	18-04-2023	30.8	11.4	08-07-2023	35.7	19.4
28-01-2023	12.3	1.0	19-04-2023	30.0	10.7	09-07-2023	38.9	21.5
29-01-2023	13.3	-0.2	20-04-2023	28.3	11.2	10-07-2023	41.1	22.2
30-01-2023	14.7	1.6	21-04-2023	24.2	14.2	11-07-2023	39.2	25.3
31-01-2023	16.2	1.1	22-04-2023	25.8	13.6	12-07-2023	41.7	20.9
01-02-2023	17.8	1.0	23-04-2023	29.5	11.0	13-07-2023	40.6	22.1
02-02-2023	16.8	0.2	24-04-2023	32.1	14.0	14-07-2023	36.7	22.9
03-02-2023	18.5	1.7	25-04-2023	34.0	14.1	15-07-2023	35.8	21.4
04-02-2023	18.3	0.4	26-04-2023	36.4	15.7	16-07-2023	37.7	18.8
05-02-2023	21.2	1.8	27-04-2023	36.9	16.6	17-07-2023	41.7	20.9
06-02-2023	18.7	1.5	28-04-2023	34.3	19.1	18-07-2023	39.2	25.2
07-02-2023	15.0	7.6	29-04-2023	32.1	18.7	19-07-2023	40.4	24.0
08-02-2023	13.4	8.4	30-04-2023	30.7	17.2	20-07-2023	38.5	24.0
09-02-2023	18.3	7.4	01-05-2023	32.3	15.4	21-07-2023	36.5	19.9
10-02-2023	15.1	6.8	02-05-2023	35.5	16.5	22-07-2023	36.5	19.2
11-02-2023	17.8	7.6	03-05-2023	31.9	16.4	23-07-2023	37.4	19.6
12-02-2023	19.4	7.8	04-05-2023	30.1	17.4	24-07-2023	36.1	20.7
13-02-2023	19.7	6.6	05-05-2023	31.5	15.5	25-07-2023	34.2	19.0
14-02-2023	19.2	8.9	06-05-2023	31.0	13.9	26-07-2023	34.7	18.2
15-02-2023	19.5	8.9	07-05-2023	31.5	16.0	27-07-2023	31.0	19.1
16-02-2023	20.2	7.1	08-05-2023	34.5	14.9	28-07-2023	37.4	17.8
17-02-2023	19.2	10.3	09-05-2023	35.9	17.2	29-07-2023	39.9	18.5
18-02-2023	22.1	13.3	10-05-2023	33.9	17.5	30-07-2023	39.1	23.7
19-02-2023	22.4	12.2	11-05-2023	31.7	13.9	31-07-2023	38.4	21.1

Figura D.3 Datos Climatológicos 2023 I [2].

20-02-2023	20.8	10.9	12-05-2023	29.7	13.1	01-08-2023	37.0	19.0
21-02-2023	21.0	6.5	13-05-2023	27.6	13.9	02-08-2023	37.2	20.4
22-02-2023	20.9	7.5	14-05-2023	29.4	14.4	03-08-2023	36.0	22.2
23-02-2023	17.6	5.6	15-05-2023	30.7	12.5	04-08-2023	37.7	17.6
24-02-2023	15.7	2.0	16-05-2023	29.7	15.0	05-08-2023	39.0	20.9
25-02-2023	14.7	6.3	17-05-2023	26.9	17.2	06-08-2023	43.0	20.8
26-02-2023	17.4	5.6	18-05-2023	26.7	13.3	07-08-2023	41.7	22.4
27-02-2023	15.7	3.3	19-05-2023	26.2	12.4	08-08-2023	40.8	24.5
28-02-2023	15.3	1.3	20-05-2023	25.3	14.8	09-08-2023	37.5	24.5
01-03-2023	15.9	0.2	21-05-2023	22.3	13.8	10-08-2023	42.7	24.5
02-03-2023	16.9	0.5	22-05-2023	21.5	14.7	11-08-2023	43.7	20.7
03-03-2023	18.5	0.1	23-05-2023	20.7	14.3	12-08-2023	41.6	21.5
04-03-2023	17.9	6.8	24-05-2023	25.9	14.6	13-08-2023	37.6	21.1
05-03-2023	15.5	6.0	25-05-2023	29.7	15.5	14-08-2023	35.6	19.2
06-03-2023	15.9	10.3	26-05-2023	28.7	17.6	15-08-2023	37.1	18.1
07-03-2023	19.7	12.9	27-05-2023	23.9	15.4	16-08-2023	35.3	19.4
08-03-2023	20.5	14.4	28-05-2023	26.5	16.8	17-08-2023	36.4	19.5
09-03-2023	20.5	13.6	29-05-2023	26.7	14.6	18-08-2023	37.0	18.0
10-03-2023	21.8	8.9	30-05-2023	27.6	15.0	19-08-2023	40.0	20.2
11-03-2023	24.0	8.9	31-05-2023	29.2	15.6	20-08-2023	41.9	22.6
12-03-2023	26.5	9.5	01-06-2023	30.0	16.4	21-08-2023	42.5	23.5
13-03-2023	25.2	10.5	02-06-2023	28.8	16.2	22-08-2023	41.5	22.7
14-03-2023	23.3	7.2	03-06-2023	29.3	16.4	23-08-2023	42.4	23.7
15-03-2023	26.6	7.7	04-06-2023	31.6	17.6	24-08-2023	42.2	23.8
16-03-2023	26.2	7.2	05-06-2023	31.8	18.5	25-08-2023	42.6	23.3
17-03-2023	21.6	13.4	06-06-2023	34.5	18.9	26-08-2023	38.8	24.2
18-03-2023	20.5	10.4	07-06-2023	29.4	18.7	27-08-2023	32.3	18.6
19-03-2023	23.4	7.2	08-06-2023	22.8	17.8	28-08-2023	34.0	17.7
20-03-2023	24.3	6.7	09-06-2023	25.4	18.4	29-08-2023	37.5	18.8
21-03-2023	26.3	8.2	10-06-2023	28.5	18.7	30-08-2023	35.6	19.5
22-03-2023	26.7	8.6	11-06-2023	29.8	17.5	31-08-2023	35.0	18.7

Figura D.4 Datos Climatológicos 2023 II [2].

Bibliografía

- [1] (2020). Inditer,¿cómo funciona el ciclo de refrigeración industrial?
- [2] (2023). Agencia estatal de meteorología. *Disponible en la web:*<https://www.aemet.es/>(Última vez consultado Octubre 2023).
- [3] Acosta-Cuenca, H. A., Torres-Rodríguez, R., and Velázquez-López, A. R. (2011). Mejoramiento de la eficiencia electroenergética en la empresa nacional de frigoríficos enfrigo. *Ciencias Holguín*, 17(4).
- [4] Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., and Calleja-Anta, D. (2021). Energy evaluation of a low temperature commercial refrigeration plant working with the new low-gwp blend r468a as drop-in of r404a. *International Journal of Refrigeration*, 127:1–11.
- [5] CALENER-VYP, I. (2009). Viviendas y edificios terciarios pequeños y medianos. *Factores de corrección de equipos. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Madrid.*
- [6] Carranza, R. (1996). Congelación de alimentos. *Ciencia & Desarrollo*, (3):68–72.
- [7] Castilla Samaniego, E. (2019). Estudio y diseño de una cámara frigorífica de baja temperatura.
- [8] Cortés, I. B., Estrada, O. L. R., Rojas, D. H., de la Cruz, R. G., Rosell, O. A. V., and Sánchez, A. P. (2022). Modelos de predicción de las cargas térmicas en una cámara frigorífica de productos cárnicos. *Scientia et Technica*, 27(4):253–261.
- [9] de la Edificación, C. T. (2006). Cte. *Disponible en la web:* <https://www.codigotecnico.org/>(Última vez consultado Octubre 2018).
- [10] Delgado, R. I. M. and Calles, F. R. P. (2022). Proceso de timbrado y organización de paletizado en el área de cámara edpacif sa.
- [11] Dincer, I. (2017). *Refrigeration systems and applications*. John Wiley & Sons.
- [12] Díez, P. F. (2017). *Cargas térmicas y dimensionado*.
- [13] Fernández López del Castillo, J. (2010). Diseño de una cámara frigorífica.
- [14] Gil Crespo, E. (2017). Simulación de un hábitat antártico: diseño de una cámara frigorífica.
- [15] Hoang, D. K., Carson, J. K., and Lovatt, S. J. (2022). Refrigeration and freezing technology: applications. *Reference Module in Food Science*.
- [16] Hu, X., Zhang, Z., Yao, Y., and Wang, Q. (2017). Experimental analysis on refrigerant charge optimization for cold storage unit. *Procedia Engineering*, 205:1108–1114.
- [17] Lewis, D. and Dominguez, M. (2015). Paneles sandwich autoportantes.
- [18] Vázquez Parrilla, D. (2018). Diseño de cámara frigorífica de 1500 toneladas de capacidad para conservar productos hidrobiológicos congelados a una temperatura de -20° c en la empresa arcopa sa–paíta.
- [19] Wang, J., Dai, Y., and Gao, L. (2008). Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle. *Applied energy*, 85(11):1071–1085.

